



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta strojní
Ústav energetiky**

Návrh parního kotle pro spalování komunálního odpadu

Design of steam boiler for waste combustion

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetika

Vedoucí práce: Doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.

Martin Janda

Praha 2016

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „*Návrh parního kotle pro spalování komunálního odpadu*“ vypracoval samostatně pod vedením Doc. Ing. Tomáše Dlouhého, CSc. a Ing. Pavla Skopce s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 25. května 2016

.....

Martin Janda

Anotační list

Jméno autora	Martin Janda
Název DP:	Návrh parního kotle pro spalování komunálního odpadu
Anglický název:	Design of steam boiler for waste combustion
Akademický rok:	2015/2016
Ústav:	Ústav energetiky
Vedoucí DP:	Doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Konzultant:	Ing. Pavel Skopec
Bibliografické údaje:	Počet stran: 150 Počet obrázků: 42 Počet tabulek: 105 Počet příloh: 2
Klíčová slova:	Kotel, spalování, tříděný odpad, netříděný odpad, odpadové hospodářství
Keyword:	Boiler, combustion, refuse derived fuel, municipal solid waste, waste management
Anotace:	První část této diplomové práce se zabývá odpadovým hospodářstvím v České republice, tedy legislativou, produkcí, zpracováním, výhřevností různých typů odpadu a příkladem spaloven na území České republiky. Hlavní část práce se pak zabývá návrhem kotle na netříděný a tříděný odpad a jejich následným porovnáním.
Abstract:	The first part of this Master thesis deals with waste management in the Czech Republic, especially by legislation, production, processing, calorific value of different type of waste and examples of incinerators in the Czech Republic. The main part of this work deals with the design of boilers for municipal solid waste and its comparison with a boiler for refuse derived fuel.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval za odborné vedení a užitečné rady při zpracovávání této diplomové práce Doc. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. a Ing. Pavlu Skopcovi.

Upřímné poděkování patří dále mé rodině za podporu a pomoc nejen při psaní této práce.

1 OBSAH

2	Seznam zkratk a symbolů	11
3	Úvod	20
4	Odpadové hospodářství.....	21
4.1	Vlivy na produkci odpadů.....	21
4.2	Státem řízené odpadové hospodářství.....	22
4.2.1	Zákon č. 185/2001 sb. – Zákon o odpadech a o změně některých dalších zákonů .	22
4.2.2	Předpis č. 197/2003 sb. - Nařízení vlády o plánu odpadového hospodářství České republiky	23
4.2.3	Jiné právní předpisy spravující odpadové hospodářství	23
4.3	Produkce jednotlivých druhů odpadů v ČR	24
4.4	Struktura nakládání s komunálním odpadem v ČR.....	25
4.5	Výhřevnost odpadového materiálu	26
4.5.1	Komunální odpad	26
4.5.2	Zdravotnické odpady.....	26
4.5.3	Čistírenské kaly	26
4.5.4	Nebezpečný odpad.....	27
4.5.5	Pneumatiky	27
4.6	Popis technologie spalování odpadů	27
4.7	Spalování odpadů v České republice	28
5	Prvkové složení paliv.....	30
6	Návrh spalovny na komunální odpad	31
6.1	Předběžný výkon spalovny	31
7	Návrh kotle na netříděný komunální odpad.....	33
7.1	Zadání.....	33
7.2	Postup návrhu kotle.....	33
7.3	Koncept kotle	33
7.4	Náčrt kotle.....	35

7.5	Stechiometrické výpočty	36
7.5.1	Objem spalovacího vzduchu pro dokonalé spálení 1kg paliva.....	36
7.5.2	Minimální objem spalin vzniklých při dokonalém spálení 1 kg paliva.....	37
7.5.3	Hustota spalin a vzduchu.....	38
7.5.4	Entalpie vzduchu a spalin.....	39
7.5.5	Přebytek spalovacího vzduchu	41
7.6	Základní bilance kotle	41
7.6.1	Tepelná bilance kotle.....	41
7.6.2	Tepelné ztráty kotle a účinnost.....	42
7.6.3	Množství paliva	45
7.6.4	Průtok vzduchu a spalin.....	46
7.6.5	Rozvržení tepelného výkonu na jednotlivé plochy kotle.....	47
7.6.6	Předběžné tepelné bilance jednotlivých částí kotle	50
7.6.7	Q – t diagram	52
7.7	spalovací komora	53
7.7.1	Návrh velikosti a konstrukčního řešení kotle	53
7.7.2	Tepelný výpočet ohniště.....	58
7.7.3	Rychlost proudění spalin v 1. tahu kotle	61
7.8	1. spalinová mříže	62
7.8.1	Rychlost proudění spalin ve spalinové mříži.....	63
7.8.2	Tepelný výpočet spalinové mříže	63
7.9	2. tah.....	68
7.9.1	Rychlost proudění spalin ve 2. tahu.....	69
7.9.2	Tepelný výpočet 2. tahu	69
7.10	2. spalinová mříž	72
7.11	3. Tah	72
7.12	2. přehřívák	74
7.12.1	Parametry 2. přehříváku	75

7.12.2	Tepelný výpočet 2. přehříváku – membránová stěna	75
7.12.3	Tepelný výpočet 2. přehříváku – svazky přehříváku.....	75
7.13	Vstřík mezi přehříváky.....	79
7.14	1. přehřívák	79
7.14.1	Parametry 1. přehříváku	80
7.14.2	Tepelný výpočet 1. přehříváku	81
7.15	Obratová komora.....	81
7.16	3. spalínová mříž	82
7.17	Ekonomizér	82
7.17.1	Parametry ekonomizéru.....	83
7.17.2	Tepelný výpočet a návrh ekonomizéru.....	84
7.18	Kontrola Bilance kotle	86
7.18.1	Celkové teplo přijato teplotným médiem.....	86
7.18.2	Odchylnka výpočtu.....	87
8	Návrh kotle na tříděný komunální odpad	88
8.1	Úvod.....	88
8.2	Zadání.....	88
8.3	Koncept Kotle	88
8.4	Náčrt kotle.....	90
8.5	Stechiometrické výpočty.....	91
8.6	Základní bilance kotle	92
8.6.1	Redukovaná výhřevnost	92
8.6.2	Tepelné ztráty kotle a účinnost.....	92
8.6.3	Tepelný výkon	92
8.6.4	Množství paliva	92
8.6.5	Průtok vzduchu a spalin.....	92
8.6.6	Q-t diagram.....	93
8.7	Spalovací komora.....	94

8.8	1. spalínová mříž	95
8.9	2. tah.....	95
8.10	2. spalínová mříž	96
8.11	3. tah.....	97
8.12	2. přehřívák	98
8.12.1	Parametry 2. přehříváku	99
8.13	Vstřík mezi přehříváky.....	99
8.14	1. přehřívák	100
8.14.1	Parametry 1. přehříváku	101
8.15	Obratová komora.....	101
8.16	3. spalínová mříž	102
8.17	Ekonomizér	102
8.17.1	Parametry ekonomizéru.....	103
8.17.2	závěr	103
8.18	Kontrola a bilance kotle	104
8.18.1	Celkové teplo přijato teplotným médiem.....	104
8.18.2	Odchylka výpočtu.....	104
9	Celkové porovnání navrhovaných kotlů	105
9.1	Koncept kotlů	105
9.2	Účinnost a ztráty kotle	105
9.3	Graf závislosti entalpie spalín a teploty	106
9.4	Množství paliva.....	107
9.5	Průtok spalín.....	108
9.6	Výkon a zatížení jednotlivých tepelných výměníků	108
9.7	Q – t diagram.....	110
9.8	Geometrie a velikost kotle	111
9.9	Teplosměnné plochy kotlů	111
9.10	Ekologický aspekt	112

9.11	Ekonomický aspekt	112
10	Závěr	113
11	Literatura.....	115
12	Seznam Tabulek.....	118
13	Seznam Obrázků	121
14	Přílohy.....	123
14.1	příloha 1 - tabulky	123
14.1.1	Kotel na netříděný odpad - 2. spalínová mříž.....	124
14.1.2	Kotel na netříděný odpad - 2. přehřívák.....	125
14.1.3	Kotel na netříděný odpad - 1. přehřívák.....	127
14.1.4	Kotel na netříděný odpad - Obratová komora	131
14.1.5	Kotel na netříděný odpad - 3. spalínová mříž.....	132
14.1.6	Kotel na netříděný odpad - Ekonomizér.....	134
14.1.7	Kotel na tříděný odpad - Spalovací komora	134
14.1.8	Kotel na tříděný odpad – 1. spalínová mříž.....	135
14.1.9	Kotel na tříděný odpad – 2. tah	137
14.1.10	Kotel na tříděný odpad - 2. spalínová mříž	138
14.1.11	Kotel na tříděný odpad – 2. přehřívák.....	140
14.1.12	Kotel na tříděný odpad - 1. přehřívák.....	143
14.1.13	Kotel na tříděný odpad - Obratová komora	146
14.1.14	Kotel na tříděný odpad - 3. spalínová mříž	147
14.1.15	Kotel na tříděný odpad - Ekonomizér.....	149
14.2	Příloha 2 - výkresy	150

2 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(O_s \bar{c}_s)_o$	-	Střední tepelná jímavost spalin
α	-	Součinitel přebytku vzduchu
α_k	$W/m^2 \cdot K$	Součinitel přestupu tepla konvekcí
α_p	$W/m^2 \cdot K$	Součinitel přestupu tepla konvekcí páry
α_s	$W/m^2 \cdot K$	Výsledný součinitel přestupu tepla
α_{sal}	$W/m^2 \cdot K$	Součinitel přestupu tepla sáláním
β	-	Součinitel přebytku vzduchu při spalování
$\Delta\alpha$	-	Přisávání falešného vzduchu
Δp_c	MPa	Celková tlaková ztráta
Δp_{EKO}	MPa	Tlaková ztráta v ekonomizéru
Δp_{p1}	MPa	Tlaková ztráta v 1. přehříváku
Δp_{p2}	MPa	Tlaková ztráta v 2. přehříváku
$\Delta p_{výp}$	MPa	Tlaková ztráta ve výparníku
Δt	$^{\circ}C$	Logaritmický spád
ε	-	Součinitel zanesení plochy
λ	$W/m \cdot K$	Součinitel tepelné vodivosti
μ_{pk}	$kg \cdot kg^{-1}$	Koncentrace popela ve spalinách
ν	$m^2 \cdot s^{-1}$	Kinematická viskozita spalin
ζ	-	Součinitel zanesení stěn
η_k	-	Účinnost kotle
η_{sp}	%	Účinnost spalovny
δ_1	-	Poměrná příčná rozteč

δ_2	-	Poměrná podélná rozteč
ϱ_{H_2O}	$kg \cdot Nm^{-3}$	Hustota vodní páry
ϱ_{SV}	$kg \cdot Nm^{-3}$	Hustota spalin při $\alpha > 1$
$\varrho_{SV \min}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	Hustota spalin při $\alpha = 1$
ϱ_{VV}	$kg \cdot Nm^{-3}$	Hustota vzduchu
χ_v	-	Součinitel respektující podíl vodní páry
ψ	-	Součinitel tepelné efektivity
ψ_z	-	Součinitel tepelné efektivity vyzdívky
$\bar{\psi}$	-	Součinitel střední tepelné efektivity
ω	-	Součinitel omývání plochy
a_o	-	Stupeň černosti ohniště
$a_o, a_{2T}, a_{3T}, a_{4T}$	m	Šířka jednotlivých tahů
a_{pl}	-	Stupeň černosti plamene
a_u	m	Využitelná šířka tahu
$a_{\dot{u}}$	-	Poměrný úlet popílku
A		Popelovina
Ar		Argon a jiné vzácné plyny
$b_o, b_{2T}, b_{3T}, b_{4T}$	m	Hloubka jednotlivých tahů
b_u	m	Využitelná délka tahu
B_o	-	Boltzmannovo číslo
c_{pv}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita paliva
c_{cu}	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Měrná tepelná kapacita sušiny paliva
C		Uhlík
C_i	-	Podíl hořlaviny

C_m, C_t	-	Opravné koeficienty
C_l	-	Oprava na poměrnou délku
CO	-	Oxid uhelnatý
CO_2	-	Oxid uhličitý
C_s	-	Korekční součinitel na uspořádání svazků
C_z	-	Korekční součinitel na počet řad
d_e	-	Ekvivalentní průměr
d_{pk}^2	μm	Střední efektivní průměr částic popílku
d	mm	Vnitřní průřez
D	mm	Vnější průřez
e	-	Teplárenský modul
E	GWh	Roční elektrický potenciál spalovny
E_t	MW	Teoretický elektrický výkon spalovny
F_m	m^2	Volný průřez
F_s	m^2	Průřez ohniště a ostatních tahů
F_{st}	m^2	Povrch sálajícího povrchu
h_o	m	Výška ohniště
H		Vodík
i_{bv}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie vody na vstupu do bubnu
$i_{EKO in}, i_{výp in}, i_{P1 in}, i_{P2 in},$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie na vstupu do jednotlivých částí
$i_{EKO out}, i_{výp out}, i_{P1 out}, i_{P2 out},$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie na výstupu z jednotlivých částí
i_{nv}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie napájecí vody
i_{pp}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie přehřáté páry
i_{pv}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Fyzické teplo paliva

$I_{Ar}^t, I_{CO_2}^t, I_{H_2O}^t, I_{N_2}^t, I_{SO_2}^t$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie jednotlivých složek při teplotě t
$I_{EKO}, I_{P1}, I_{P2}, I_{2T}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie na vstupu do těchto částí
I_{M1}, I_{M2}, I_{M3}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie na vstupu do mříží
$I_{M1\ out}, I_{M2\ out}, I_{M3\ out}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie na výstupu z mříží
I_{pop}^t	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie popela při teplotě t
I_S^t	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie spalin při $\alpha = 1$
$I_S^{t,\alpha}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Celková entalpie spalin
$I_S^{t_k,\alpha_k}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie spalin na vstupu do komína
$I_S^{t_{ok},\alpha_{ok}}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie spalin na výstupu z ohniště
$I_V^{t_{vz},\alpha}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie vzduchu
I_{Vf}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie přisávaného vzduchu
$I_V^{25^\circ C}, I_V^{150^\circ C}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie vzduchu na vstupu do kotle
I_V^t	$kJ \cdot kg^{-1}$	Entalpie minimálního množství vzduchu
k	$W/m^2 \cdot K$	Součinitel prostupu tepla
$k \cdot p \cdot s$	-	Exponent $k \cdot p \cdot s$
$k_p \cdot \mu_{pk}$	-	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
$k_s \cdot r_s$	-	Souč. zeslabení sálání tříatomovými plyny
M	-	Součinitel M
M_o	$t \cdot h^{-1}$	Průtok odluhové vody
M_{pal}	$kg \cdot s^{-1}$	Skutečné množství paliva
M_{pp}	$t \cdot h^{-1}$	Průtok přehřáté páry
M_{pv}	$kg \cdot s^{-1}$	Výpočtové množství paliva
M_v	$kg \cdot s^{-1}$	Množství vstřikové vody

n, n_{dvouh}	-	Počet trubek, Počet dvouhadů
N		Dusík
N_2		Molekula dusíku
O		Kyslík
O_{Ar}	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Objem argonu a jiných vzácných plynů
O_{CO_2}	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Objem oxidu uhličitého
$O_{H_2O}^S$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Objem vodní páry ve spalinách
$O_{H_2O}^V$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Objem vodní páry z daného objemu
O_{N_2}	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Objem dusíku
O_{SO_2}	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Objem oxidu siřičitého
$O_{O_2 min}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Minimální objem kyslíku
$O_{SS min}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Minimální objem suchých spalin
O_{SV}	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Objem suchých spalin s přebytkem α
$O_{SV}^{t_s, p_s}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Objem suchých spalin při reálných podmínkách
$O_{SV min}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Minimální objem vlhkých spalin
$O_{VS min}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Minimální objem suchého vzduchu
O_{VV}	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Skutečné množství spalovacího vzduchu
$O_{VV min}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	Minimální objem vlhkého vzduchu
$p_{EKO in}, p_{výp in}, p_{P1 in}, p_{P2 in},$	MPa	Tlak na vstupu do jednotlivých částí kotle
$p_{EKO out}, p_{výp out}, p_{P1 out}, p_{P2 out},$	MPa	Tlak na výstupu z jednotlivých částí kotle
p_{nv}	MPa	Tlak napájecí vody
p_{pp}	MPa	Tlak přehřáté páry na výstupu z kotle
p_s	MPa	Parciální tlak tříatomových plynů

Pr	-	Prandtlovo číslo
q_s	$kW \cdot m^{-2}$	Průřezové tepelné zatížení
q_v	$kW \cdot m^{-3}$	Tepelné zatížení ohniště
Q_{1P}, Q_{2P}	kW	Tepelný výkon 1. a 2. svazku přehříváků
$Q_{1P cel}, Q_{2P cel}$	kW	Tepelný výkon 1. a 2. přehříváku
$Q_{1P out}, Q_{2P out}$	kW	Tepelný tok na výstupu přehříváků
Q_{1M}, Q_{2M}, Q_{3M}	kW	Tepelný výkon mříží
$Q_{1M out}, Q_{2M out}, Q_{3M out}$	kW	Tepelný tok na výstupu z mříží
$Q_{1P M}, Q_{2P M}$	kW	Výkon paralelní membránové stěny
Q_c	kW	Celkový tepelný výkon
Q_{Ci}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Výhřevnost hořlaviny
Q_{CZ}	$kJ \cdot kg^{-1}$	Teplo dodané cizím zdrojem
Q_d	$GW h_t$	Roční tepelný potenciál spalovny
Q_{EKO}	kW	Tepelný výkon ekonomizéru
Q_{pal}	$MW h_t$	Energetický potenciál paliva
Q_{Par}	kW	Výkon paralelní plochy
$Q_{i red}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	Redukovaná výhřevnost
Q_i^r	$kJ \cdot kg^{-1}$	Výhřevnost paliva
Q_{sp}	$MW h_t$	Energetický potenciál spalovny
Q_{tt}	MW	Teoretický tepelný výkon spalovny
Q_v	kW	Celkový tepelný výkon kotle
Q_V	$kJ \cdot kg^{-1}$	Teplo přivedené ve vzduchu
$Q_{vstřik}$	kW	Tepelný výkon vstřiku
$Q_{výp}$	kW	Tepelný výkon výparníku

Q_u	$kJ \cdot kg^{-1}$	Celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi
Q_Z	kW	Tepelná ztráta
r_{H_2O}	-	Objemová koncentrace vodní páry
r_s	-	Objemová koncentrace tříatomových plynů ve spalínách
R	m^2	Plocha hořící vrstvy na roštu
s	m	Efektivní tloušťka sálavé plochy
s	mm	Světlost trubek
s_1	m	Příčná rozteč
s_2	m	Podélná rozteč
S		Síra
$S_{před}$	m^2	Předběžně zvolená plocha
S_o	m^2	Průřez ohniště
SO_2		Oxid siřičitý
S_{st}	m^2	Projekční povrch stěn ohniště
$S_{ús}$	m^2	Účinná sálavá plocha stěn ohniště
$t_{1M out}, t_{2M out}, t_{3M out}$	$^{\circ}C$	Teploty na výstupu z mříží
$t_{EKO in}, t_{výp in}, t_{P1 in}, t_{P2 in},$	$^{\circ}C$	Teplota na vstupu do jednotlivých částí
$t_{EKO out}, t_{výp out}, t_{P1 out}, t_{P2 out},$	$^{\circ}C$	Teplota na výstupu do jednotlivých částí
t_n	$^{\circ}C$	Teplota vody v napájecí nádrži
t_{np}	$^{\circ}C$	Teplota nechlazeného plamene
t_o	s	Čas setrvání spalin v ohništi
t_{ok}	$^{\circ}C$	Teplota na výstupu z ohniště
t_{pp}	$^{\circ}C$	Teplota páry na výstupu z kotle

t_s	$^{\circ}\text{C}$	Střední teplota
$t_{s\text{kon}}$	$^{\circ}\text{C}$	Teplota na výstupu z kotle
t_{syt}	$^{\circ}\text{C}$	Teplota syté páry
T_z	$^{\circ}\text{C}$	Teplota povrchu nánosů
$v_m, v_{1P1}, v_{1P2}, v_{2P}$	m	Výška mříže a 1. a 2. přehříváku
v_{pr}	m	Výška průlezu
v_{in}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Měrný objem páry na vstupu
$v_{stř}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Střední měrný objem páry
v_{out}	$m^3 \cdot kg^{-1}$	Měrný objem páry na výstupu
V_f	$Nm^3 \cdot s^{-1}$	Průtok přisávaného vzduchu
V_o	m^3	Objem ohniště
V_{op}	m^3	Předběžný objem ohniště
V_S	$Nm^3 \cdot s^{-1}$	Průtok spalin
V_V	$Nm^3 \cdot s^{-1}$	Průtok spalovacího vzduchu
W_S	$m \cdot s^{-1}$	Rychlost spalin
x	-	úhlový součinitel osálení
x_{pl}	-	Značí polohu maximální teploty plamene
X_i	-	Podíl popela k množství popeloviny
z	-	Počet řad trubek
Z_c	-	Ztráta mechanickým nedopalem
Z_{cs}	-	Nedopal ve škváře
$Z_{cú}$	-	Nedopal v úletu
Z_{cr}	-	Nedopal v propadu
Z_{co}	-	Ztráta chemickým nedopalem

$Z_{EKO}, Z_{P1}, Z_{P2}, Z_{2T},$	-	Ztráty v kotli
Z_{SV}	-	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
Z_f	-	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_k	-	Ztráta citelným teplem spalin

3 ÚVOD

Akumulace odpadu na skládkách je jedním z globálních problémů lidstva, který nabyl na důležitosti s rostoucí populací lidí. Na tvorbu odpadu a skládky samotné se vyspělé státy a především Evropská unie rozhodly reagovat regulami týkajícími se nakládáním s odpady. Česká republika se tedy, tak jako řada dalších států, zavázala ke změnám týkajících se zpracování odpadu a mimo jiné i k zákazu skládkování.

Tento nový přístup zcela odstraní nebo alespoň omezí rizika a faktory, které jsou spjaty se skládkováním jako je prosákávání tekutých složek odpadu do půdy a následné znečištění podzemních vod, zápach či neestetičnost a nízká lukrativnost okolí. Skládka odpadu může být také považována za uložení materiálu vhodného k dalšímu využití. Z odpadu mohou být separovány dále využitelné části jako kovy, sklo nebo plasty, zatímco zbylý odpad může být využit pro výrobu hnojiv, spalitelných plynů či k energetickým účelům.

S plánovaným koncem skládkování tedy vzniká nový prostor pro technologie a zařízení na zpracování odpadu, jakými jsou například třídění, zplyňování, fermentace či spalování. Především spalování odpadu na našem území není nic neobvyklého, avšak současná kapacita spaloven zdaleka nestačí na zpracování veškerého odpadu na našem území. Z těchto okolností tedy vyplývá potřeba a prostor pro rozvoj a výstavbu nových zařízení tohoto typu.

Na úvod této práce se budu zabývat odpadovým hospodářstvím v České republice. V této části bude mimo jiné zahrnuta bilance tvorby a zpracování odpadu, legislativa a základní definice spjaté s odpadovým hospodářstvím, způsoby nakládání s odpadem či odpadem samotným a jeho výhřevností.

Vzhledem k současnému trendu, který je alespoň v České republice značně nakloněn ve prospěch spalování, se budu v této práci zabývat právě touto problematikou. V hlavní části práce se budu věnovat celkovému návrhu kotle na spalování komunálního, nízko výhřevného odpadu a jeho porovnáním s kotlem na výhřevnější, tříděný odpad, přičemž výstupní parametry obou kotlů budou stejné. Vzhledem k rozdílnosti paliv budou provedeny jisté změny v konceptech kotlů. Mimo tyto anomálie však budou kotle v rámci možností stejné, aby bylo možné provést transparentní porovnání. Provedené změny v konceptech kotlů pak budou zmíněny a odůvodněny.

4 ODPADOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ

4.1 VLIVY NA PRODUKCI ODPADŮ

Intenzita produkce odpadů nejen v České republice, ale po celém světě není věc neměnná ba naopak. Produkce odpadů se dynamicky mění a to v závislosti na mnoha parametrech, kterých je takřka nespočet. Mluvíme-li o komunálním odpadu, tedy o odpadu vzniklém na území obcí, můžeme tvrdit, že intenzita produkce se ve značné míře odvíjí od smýšlení lidí, zvyklostí, vzdělání, jejich vychování a životním stylu. To lze snadno vyčíst z číselných hodnot a grafu mapující produkci odpadů napříč celou Evropou, kde produkce na jednoho obyvatele u některých států bývá až násobná v porovnání s jinými státy. Geografická poloha má taktéž svůj vliv na kvantitu a především na rozdílnost složení odpadů. Mluvíme-li pak o celkové produkci odpadů, je zřejmé, že se bude její intenzita odvíjet od průmyslu, který je typický pro danou zemi, od technologií, které jsou při výrobě využívány a zákonů, které nejen průmyslové závody, ale i malé podnikatele a všechny producenty odpadů svazují. Všechny tyto ovlivňující činitele mají za důsledek rozdílné množství produkovaného odpadu i jeho složení. Tak jako bude jiné složení odpadů v různých zemích napříč Evropou, dá se říci, že bude rozdílná produkce taktéž napříč kraji České republiky. Příkladem může být Moravsko-Slezský kraj, který je zaměřen převážně na průmyslovou výrobu a Jihomoravský či Jihočeský kraj, které jsou známy pro svou zemědělskou činnost.

Při analyzování odpadů se může značně projevit i pouze legislativní stránka věci. Konkrétně, co se za odpad počítá a co ne. Příkladem může být uskladňování elektrárenského popílku, který byl dříve veden jako odpad, v dnešní době se však mísí s energosádrovcem za vzniku stabilizátu. Ten se může jako zcela nový produkt používat například jako podkladový materiál při stavbě silnic. Nyní tedy není veden jako odpad, ale jako stavební materiál, přestože se nadále v převážné míře ukládá na skládce stabilizátu, tak jako tomu bylo dříve.

Další veličinou ovlivňující produkci odpadu je ekonomická situace v zemi. S ekonomickou recesí totiž dochází k útlumu stavebního průmyslu, což je odvětví s velkou produkcí odpadu. Naopak velké investice do budovatelských projektů (tunel Blanka, výstavba rychlostních komunikací) přináší velké množství odpadů a může tak ovlivnit analýzu tvorby odpadu pro danou oblast.

4.2 STÁTEM ŘÍZENÉ ODPADOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ

Ve vyspělých státech Evropy a tedy i v České republice jsou intenzivní snahy o lepší hospodaření s odpady. Toho se jednotlivé státy snaží docílit prostřednictvím zákonů a nařízení. V případě České republiky jde především o zákon č. 185/2001 sb., tedy *zákon o odpadech a o změně některých dalších zákonů* z 15. května roku 2001. Dalšími legislativními dokumenty týkajícími se odpadů je předpis č. 197/2003 sb., vyhláška č. 383/2001 Sb., Zákon o ochraně ovzduší č. 201/2012 Sb. nebo vyhláška č. 415/2012 Sb., které jsou popsány níže.

4.2.1 Zákon č. 185/2001 sb. – Zákon o odpadech a o změně některých dalších zákonů

Zákon zpracovává příslušné předpisy Evropské unie a upravuje je pro předcházení vzniku odpadů a pro nakládání s nimi při dodržování ochrany životního prostředí, ochrany lidského zdraví a trvale udržitelného rozvoje. Zpracovává práva a povinnosti osob v odpadovém hospodářství a působnost orgánů veřejné správy v odpadovém hospodářství.

Tento zákon vymezuje pojem odpad jako „každou movitou věc, které se osoba zbavuje nebo má úmysl nebo povinnost se jí zbavit a přísluší do některé ze skupin odpadů uvedených v příloze č. 1 k tomuto zákonu.“ [1]

Další vybrané pojmy definované tímto zákonem související s tematikou této práce [1] :

- Nebezpečný odpad – odpad vykazující jednu nebo více nebezpečných vlastností uvedených v příloze č. 2 k tomuto zákonu
- Komunální odpad - veškerý odpad vznikající na území obce při činnosti fyzických osob a který je uveden jako komunální odpad v Katalogu odpadů, s výjimkou odpadů vznikajících u právnických osob nebo fyzických osob oprávněných k podnikání
- odpadové hospodářství - činnost zaměřená na předcházení vzniku odpadů, na nakládání s odpady a na následnou péči o místo, kde jsou odpady trvale uloženy, a kontrola těchto činností
- nakládáním s odpady - shromažďování, sběr, výkup, přeprava, doprava, skladování, úprava, využití a odstranění odpadů

Zákon také rozděluje odpady do dvou skupin a to na odpady nebezpečné a odpady ostatní, pro které mimo jiné stanovuje hierarchii způsobu nakládání s nimi. Ta je sepsána do pěti bodů:

- Předcházení vzniku odpadů
- Příprava k opětovnému použití
- Recyklace odpadů
- Jiné využití odpadů
- Odstranění odpadů

Zákon dále spravuje širokou škálu témat zabývajících se problematikou odpadů, které však nijak nesouvisí s tématem této práce. Nebudu se proto jimi nijak zabývat.

4.2.2 Předpis č. 197/2003 sb. - Nařízení vlády o plánu odpadového hospodářství České republiky

Tento dokument je dalším z řady právních předpisů upravujících odpady. Jedná se o plán odpadového hospodářství České republiky, který se formou různých opatření a zásad snaží o snížení produkce odpadu, efektivnější využití tohoto zdroje, podporu recyklace a substituce nebezpečného odpadu za odpad méně nebezpečný nebo odpad bezpečný a to nezávisle na úrovni ekonomického růstu. [2]

4.2.3 Jiné právní předpisy spravující odpadové hospodářství

- Vyhláška č. 383/2001 Sb. o podrobnostech nakládání s odpady

Tato vyhláška se zabývá náležitostmi nutnými pro provoz zařízení k využívání, odstraňování, sběru nebo výkupu odpadů. Zabývá se také technickými požadavky či podmínkami pro manipulaci s nebezpečným odpadem. [3]

- Zákon o ochraně ovzduší č. 201/2012 Sb.

Zákon se mimo jiné zabývá posuzováním a vyhodnocením úrovně znečištění. Nástroji ke snížení úrovně znečištění a znečišťování či programy zlepšování kvality ovzduší. [4]

- Vyhláška č. 415/2012 Sb.

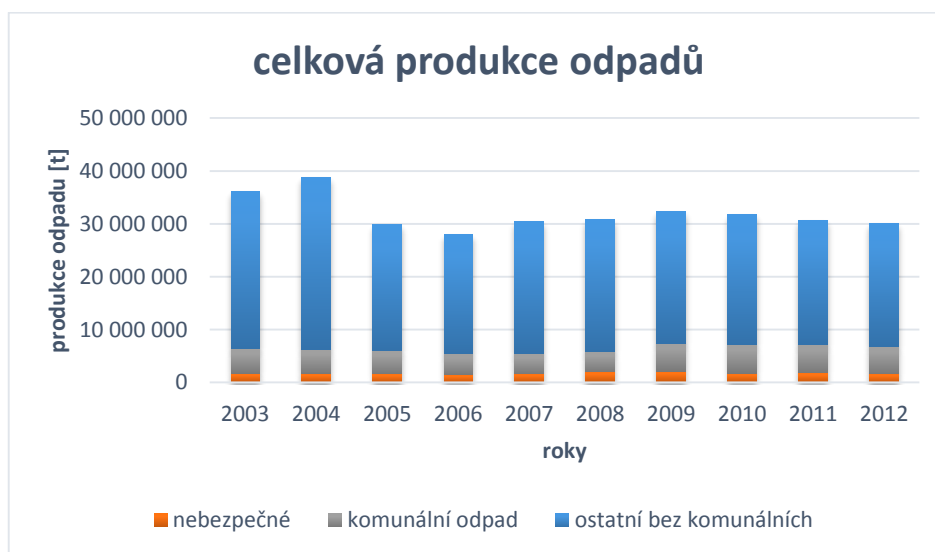
Vyhláška se především zabývá spalováním a tepelným zpracováním paliv, jejich kvalitou a emisními limity při spalování. [5]

4.3 PRODUKCE JEDNOTLIVÝCH DRUHŮ ODPADŮ V ČR

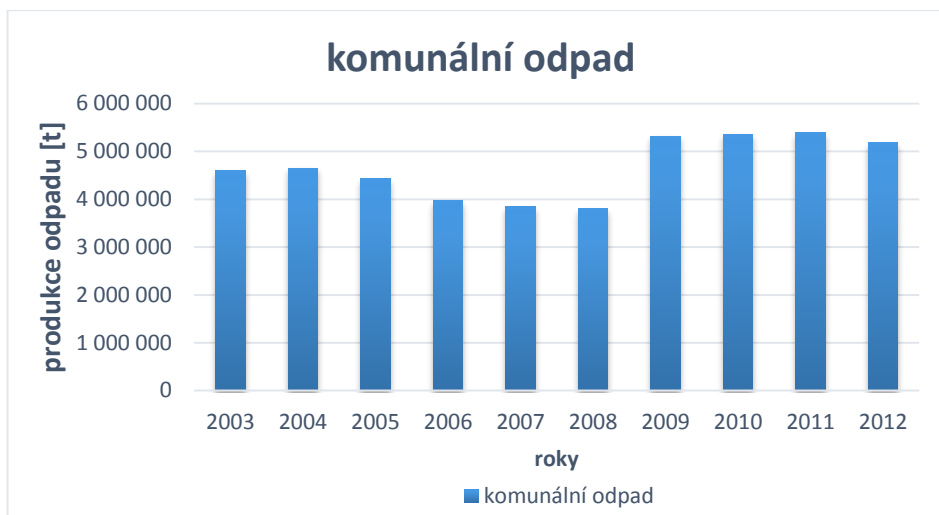
Z dat informačního systému statistiky a reportingu lze usoudit, že je velikost produkce odpadů v České republice poměrně stálá. Z uvedených hodnot a jejich grafického vyjádření je patrné, že se celková produkce pohybuje okolo 30 milionů tun odpadu za rok. Pouze v letech 2003 a 2004 byla vyšší, kdy dosáhla hodnot 34 respektive 37 milionů tun. Hodnoty komunálního odpadu se pohybují okolo 4 – 5 milionů tun odpadu, přičemž došlo od roku 2009 ke znatelnému navýšení produkce. Konkrétní hodnoty jsou sepsány v následující tabulce. [6] [7]

Tabulka 1 - Produkce odpadu v ČR za rok 2003 až 2012 [6] [7]

rok	Odpad celkem [t]	Ostatní odpady [t]	Podíl ostatních odpadů [%]	Ostatní bez komunálního odpadu [t]	Komunální odpad [t]	Podíl komunálního odpadu [%]
2003	36 087 000	34 313 000	95,1	29 710 000	4 603 000	12,8
2004	38 705 000	37 057 000	95,7	32 405 000	4 652 000	12
2005	29 802 000	28 176 000	94,5	23 737 000	4 439 000	14,9
2006	28 066 000	26 611 000	94,8	22 632 000	3 979 000	14,2
2007	30 403 456	28 760 036	94,6	24 913 605	3 846 431	12,7
2008	30 781 807	28 743 435	93,4	24 931 100	3 812 335	12,4
2009	32 267 286	30 105 896	93,3	24 781 652	5 324 244	16,5
2010	31 811 245	30 027 118	94,4	24 665 235	5 361 883	16,9
2011	30 672 123	28 831 314	94	23 443 256	5 388 058	17,6
2012	30 023 111	28 386 321	94,5	23 193 537	5 192 784	17,3



Obrázek 1 - Celková produkce odpadu [6] [7]



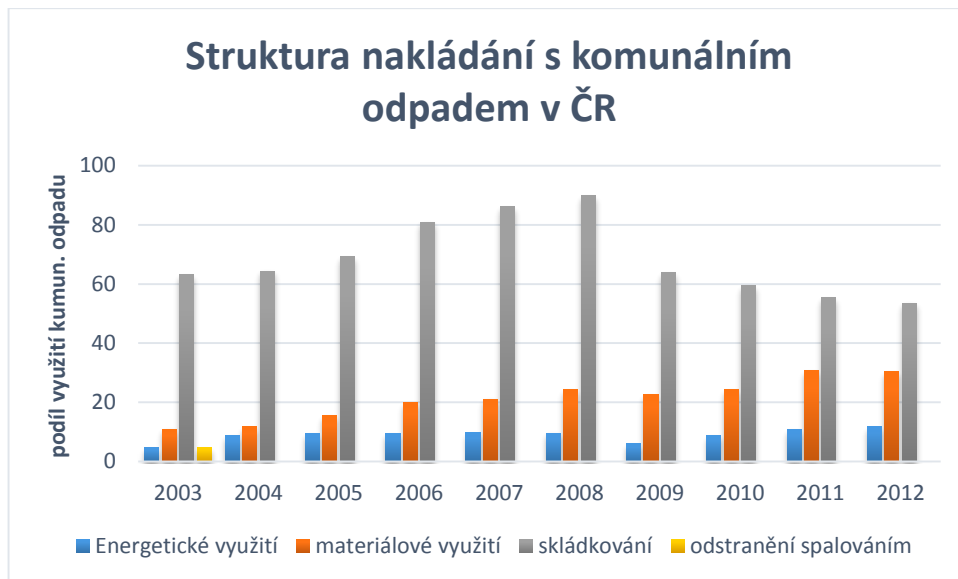
Obrázek 2 - Produkce komunálního odpadu [6] [7]

4.4 STRUKTURA NAKLÁDÁNÍ S KOMUNÁLNÍM ODPADEM V ČR

Struktura nakládání s komunálním odpadem je vztažena k celkové produkci komunálního odpadu mezi roky 2003 a 2012. Lze si všimnout pozitivního trendu ve všech způsobech nakládání s tímto odpadem. Výrazně se navýšil podíl materiálového využití a to z 10,9 % na 30,4 % v roce 2012. Také se navýšilo energetické využití odpadu, zatímco se snížil podíl skládkování. [8]

Tabulka 2 - Struktura nakládání s komunálním odpadem [8]

rok	Energetické využití odpadu (R1) [%]	Materiálově využitý odpadu [%]	Skládkování [%]	Odstraněné spalováním [%]
2003	4,8	10,9	63,3	4,8
2004	8,7	11,8	64,4	0,05
2005	9,4	15,5	69,3	0,04
2006	9,5	20	81	0,05
2007	9,8	21,1	86,2	0,07
2008	9,6	24,2	89,9	0,05
2009	6	22,7	64	0,04
2010	8,9	24,3	59,5	0,04
2011	10,8	30,8	55,4	0,04
2012	11,8	30,4	53,6	0,04



Obrázek 3 - Struktura nakládání s komunálním odpadem [8]

4.5 VÝHŘEVNOST ODPADOVÉHO MATERIÁLU

4.5.1 Komunální odpad

Určení konkrétní hodnoty výhřevnosti u komunálního odpadu je zcela nemožné kvůli výrazné heterogenosti materiálu. Uváděné hodnoty se netýkají přímo komunálního odpadu, ale odpadu směsného. Směsný odpad tvoří zhruba 60% komunálního odpadu a je to zbytková směs komunálního odpadu, která je oproštěna od tříděného odpadu, který je dále využitelný [9]. Dle dokumentu BREF (referenční dokument o nejlepších dostupných technologiích spalování odpadů) se vyskytuje výhřevnost v rozmezí $7 - 15 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ [9] [10]. Jiný dokumenty uvádí rozmezí mezi $9 - 13 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ [11]. Rozbor směsného odpadu na Ostravsku provedla také Vysoká škola Báňská – technická univerzita Ostrava, která při svém výzkumu došla k průměrné hodnotě $11,7 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Stejný výzkum pak provedla také společnost SAKO Brno, a.s., která v brněnské lokalitě došla k výhřevnosti $10,6 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ [9].

4.5.2 Zdravotnické odpady

Zdravotnické odpady mají v porovnání s komunálním odpadem v průměru větší výhřevnost. Z pravidla se pohybuje mezi 14 a $15 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Konkrétní vypočtené hodnoty udávané některými zdroji jsou $14,65 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ [12] a $14,88 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ [13].

4.5.3 Čistírenské kaly

U čistírenských kalů závisí jejich výhřevnost na procentuálním zastoupení minerálních látek. Obsahuje-li čistírenský kal 30 % minerálních látek, jeho výhřevnost se bude pohybovat

okolo $14 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ (HHV – higher heating value). S vyšším obsahem minerálních látek se však výhřevnost snižuje. Při obsahu 50 % minerálních látek se bude výhřevnost kalů pohybovat kolem $11 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Uvedené výhřevnosti platí za předpokladu úplného vysušení.[14]

4.5.4 Nebezpečný odpad

Výhřevnost nebezpečných odpadů může být až $21,4 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. [15] [16]

4.5.5 Pneumatiky

Výhřevnost pneumatik se pohybuje v rozmezí 27 a $33,5 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ [17]

4.6 POPIS TECHNOLOGIE SPALOVÁNÍ ODPADŮ

Odpady vhodné pro tepelné zpracování jsou rozděleny do čtyř skupin [18]:

- komunální tuhé odpady
- čistírenské kaly
- nebezpečné odpady
- zdravotnické odpady

Tyto druhy odpadů jsou značně odlišné svým chemickým složením, obsahem vody, výhřevností, granulometrií, skupenstvím nebo také více či méně heterogenním složením. Při výběru technologie to musí být bráno v úvahu, protože některé technologie vyžadují určitou charakteristiku materiálu. Způsoby tepelného zpracování odpadů jsou [18]:

- pyrolýza - tepelný rozklad organického materiálu za nepřítomnosti kyslíku
- zplyňování - částečná oxidace
- spalování - úplné oxidační spalování

Existují čtyři základní technologie, které jsou nejčastěji používány pro tyto způsoby zpracování odpadu, přičemž výběr technologie závisí především na typu spalovaného odpadu a jeho konkrétních vlastnostech. Jedná se o technologie [18]:

- roštové spalovny odpadů
- rotační pece
- pece s fluidním ložem
- systémy pyrolýzy a zplyňování

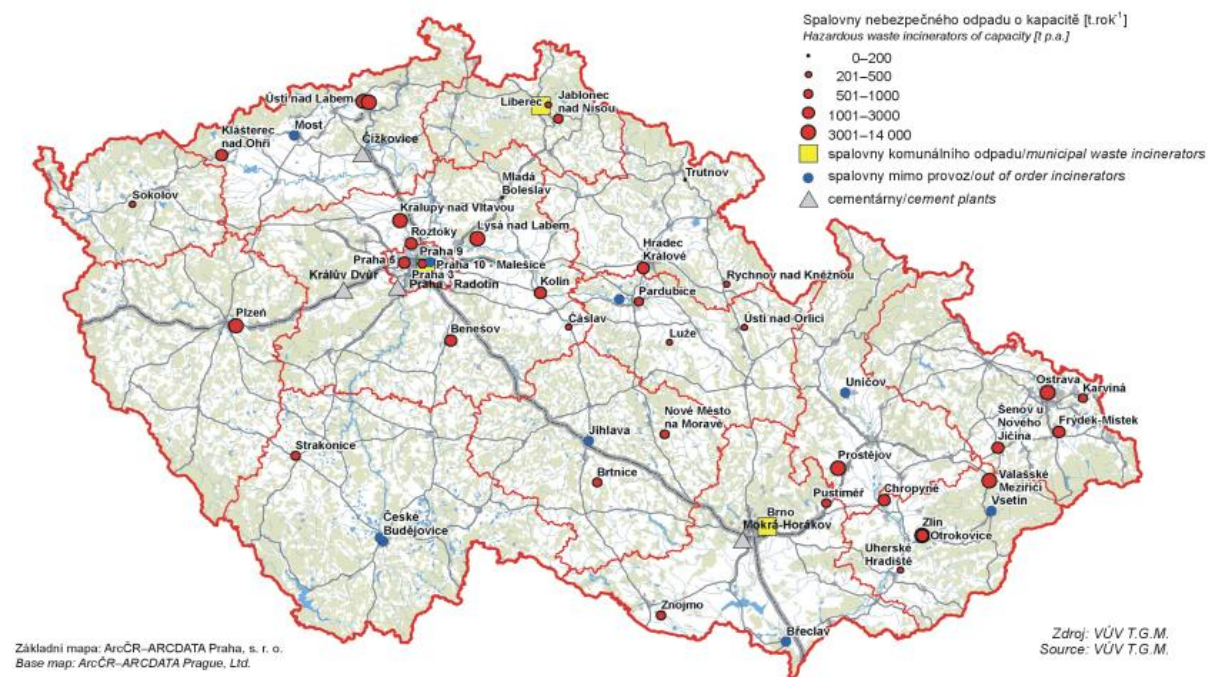
4.7 SPALOVÁNÍ ODPADŮ V ČESKÉ REPUBLICE

Již z tabulky č. 2 vyplývá, že se v České republice mnohem více energeticky využívá odpad ve spalovnách, než tomu bylo dříve. Zatímco v roce 2003 bylo spáleno pouhých 4,8% komunálního odpadu, v roce 2012 to bylo již 11,8 %. Úspěšně se tak následuje politika, která byla stanovena zákony odpadového hospodářství. Rychlý vývoj v tomto odvětví lze vysledovat i z porovnání map zachycujících rozmístění spaloven v roce 2004 (obr. č. 4) a roce 2012 (obr. č. 5). Tyto obrázky zachycují spalovny jak odpadu komunálního tak průmyslového. Na spalování komunálního odpadu existují v České republice pouze tři spalovny [21]:

- Pražské služby, a.s. - Praha 310 000 t/rok
- TERMIZO, a.s. - Liberec 96 000 t/rok
- Spalovna a komunální odpady Brno, a.s. - Brno 248 000 t/rok

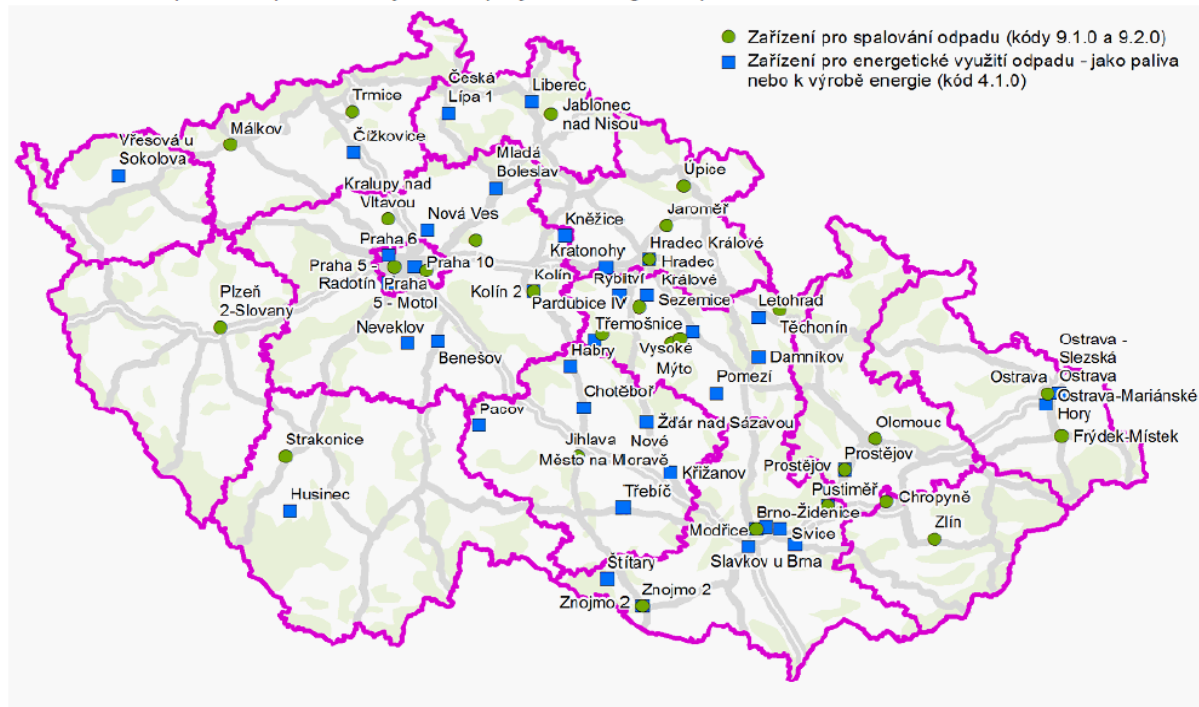
Tyto spalovny lze také považovat za jediné významné svou kapacitou. Povolení ke spalování odpadů má dohromady 37 provozovatelů [22], přičemž k roku 2014 je vedeno 26 zařízení pro tepelné zpracování průmyslového a zdravotnického odpadu a 3 již zmíněná zařízení pro tepelné zpracování komunálního odpadu. Kapacita u těchto spaloven se pohybuje od pouhých 350 t/rok do 21 200 t/rok, přičemž tou největší je SITA CZ a.s. – Spalovna nebezpečného odpadu Ostrava [21]. Dále jsou v České republice v provozu zařízení spoluspalující odpad. Těch je dle dostupných dat 5 [23].

Obr. A3.2 Rozmístění spaloven odpadů včetně cementáren nakládajících s odpady v technologickém procesu v r. 2004
 Location of incinerators including cement plants managing the waste in a technological process in 2004



Obrázek 4 - Rozmístění spaloven v roce 2004 [19]

Obr.: Rozmístění spaloven odpadů nakládajících s odpady v technologickém procesu k 9. 10. 2013



Obrázek 5 - Rozmístění spaloven v roce 2012 [20]

5 PRVKOVÉ SLOŽENÍ PALIV

Při návrhu spalovny a především při samotném výpočtu kotle bude tato práce vycházet z prvkového složení netříděného odpadu, které mi bylo dodáno vedoucím práce. Procentuální a poměrové zastoupení majoritních prvků, vlhkosti a popeloviny je sepsáno v následující tabulce. Při tomto složení vychází výhřevnost paliva $9\,200\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Tabulka 3 - Poměrové zastoupení prvků u netříděného odpadu

	vlhkost	C	H	N	S	O	A
Procentuální zastoupení prvků [%]	30	26,48	2,52	0,84	0,42	11,76	28
Poměrové zastoupení prvků [%]	0,3	0,2648	0,0252	0,0084	0,0042	0,1176	0,28

Pro výpočet a návrh kotle na tříděný odpad bude sloužit palivo o výhřevnosti $16\,263\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, jehož prvkové složení je taktéž sepsáno v následující tabulce. [25]

Tabulka 4 - Poměrové zastoupení prvků u tříděného odpadu [25]

	vlhkost	C	H	N	S	O	A
Procentuální zastoupení prvků [%]	25,08	36,06	5,27	0,66	0,86	16,44	15,61
Poměrové zastoupení prvků [%]	0,2508	0,3606	0,0527	0,0066	0,0086	0,1644	0,1561

6 NÁVRH SPALOVNY NA KOMUNÁLNÍ ODPAD

Spalovna, která je v této práci počítána, je navržena tak, aby vyhovovala svými parametry požadavkům Ústeckého kraje, které jsou dány jeho produkcí komunálního odpadu. Produkce odpadu a energetický potenciál celého Ústeckého kraje jsou sepsány v následující tabulce. Při výpočtu energetického potenciálu se uvažuje výhřevnost paliva, která je použita pro výpočet a návrh kotle na netříděný odpad.

Tabulka 5 - Energetický potenciál v ústeckém kraji

druh odpadu	produkce odpadu v roce 2012 [kg]	výhřevnost [MJ · kg ⁻¹]	energetický potenciál [MJ]	energetický potenciál [kWh _t]
Komunální odpad	411 568 000	9,2	3 786 425 600	1 051 784 889

6.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝKON SPALOVNY

Navrhovaná spalovna pracuje v teplotěnské režimu a je určena pouze pro spalování komunálního odpadu. Při výpočtu uvažujeme spalování 90 milionů kg odpadu za rok, a to i přestože je produkce odpadu Ústeckého kraje větší. V následující tabulce je sepsán energetický potenciál komunálního odpadu pro danou teplárnu.

Tabulka 6 - Energetický potenciál pro 90 milionů tun paliva

Druh odpadu	Množství spalovaného odpadu za rok [kg]	Výhřevnost [MJ · kg ⁻¹]	Energetický potenciál [MJ]	Energetický potenciál [kWh _t]
Komunální odpad	90 000 000	9,2	828 000 000	230 000 000

Přepočet energetického potenciálu z MJ na kWh_t vychází z rovnosti:

$$1 \text{ kWh} = 3,6 \text{ MJ}$$

Účinnost spalovny η_{sp} pro parní teplárnu s protitlakovou turbínou je udávána zhruba na 80 %.

Platí proto:

$$\eta_{sp} = \frac{E + Q_d}{Q_{pal}} = 0,8$$

Energetický potenciál spalovny při této účinnosti:

$$Q_{sp} = 0,8 \cdot Q_{pal} = 9,2 \cdot 230\,000 \text{ MWh}_t = 184\,000 \text{ MWh}_t$$

Teplárenský modul e je poměr mezi vyrobenou elektrickou energií teplárny a tepelnou energií odvedenou v páře nebo horké vodě pro účely vytápění. Pro spalovny s parním oběhem nabývá hodnot okolo 0,15. Platí tedy:

$$e = \frac{E}{Q_d} = 0,15$$

Zároveň platí:

$$E + Q_d = 184\,000 \text{ MWh}_t$$

Ze soustavy dvou rovnic o dvou neznámých lze vypočítat konkrétní hodnoty ročního elektrického a tepelného potenciálu spalovny.

$$E = 24 \text{ GWh}$$

$$Q_d = 160 \text{ GWh}_t$$

Uvažujeme-li, že se jedná o spalovnu, které jsou všeobecně určeny pro ustálený dlouhodobý provoz, lze uvažovat dobu provozu přibližně 8000 hodin za rok. Můžeme tedy vypočítat teoreticky možný tepelný výkon spalovny Q_{tt} .

$$Q_{tt} = \frac{Q_d}{t} = \frac{160}{8\,000} \cdot 1000 = 20 \text{ MW}$$

Stejným postupem lze spočítat teoretický výkon teplárny pro výrobu elektrické energie.

$$E_t = \frac{E}{t} = \frac{24}{8\,000} \cdot 1000 = 3 \text{ MW}$$

7 NÁVRH KOTLE NA NETŘÍDĚNÝ KOMUNÁLNÍ ODPAD

7.1 ZADÁNÍ

Navrhňte bubnový kotel na spalování netříděného komunálního odpadu o vlastnostech popsanych v kapitole 4, který bude odpovídat následujícím výstupním parametrům.

Tabulka 7 - Parametry navrhovaného kotle

Průtok přehřáté páry	M_{pp}	43	$t \cdot h^{-1}$
Teplota páry na výstupu	t_{pp}	400	°C
Teplota vody v napájecí nádrži	t_n	105	°C
Tlak páry na výstupu	p_{pp}	4,3	MPa

7.2 POSTUP NÁVRHU KOTLE

Celý návrh kotle je vypracován dle metodiky popsané ve skriptech T. Dlouhého [25] a na základě konzultací s konzultantem a vedoucím práce. Postup návrhu kotle lze shrnout do následujících částí:

- návrh konceptu kotle
- odhadnutí množství přisávaného vzduchu do kotle a tlaku na straně páry
- stechiometrické výpočty
- výpočet ztrát a vytvoření tepelné bilance kotle, výpočet spotřeby paliva
- výpočet a návrh spalovací komory
- detailní výpočet a návrh teplosměnných ploch v ostatních tazích kotle
- kontrola výpočtu

7.3 KONCEPT KOTLE

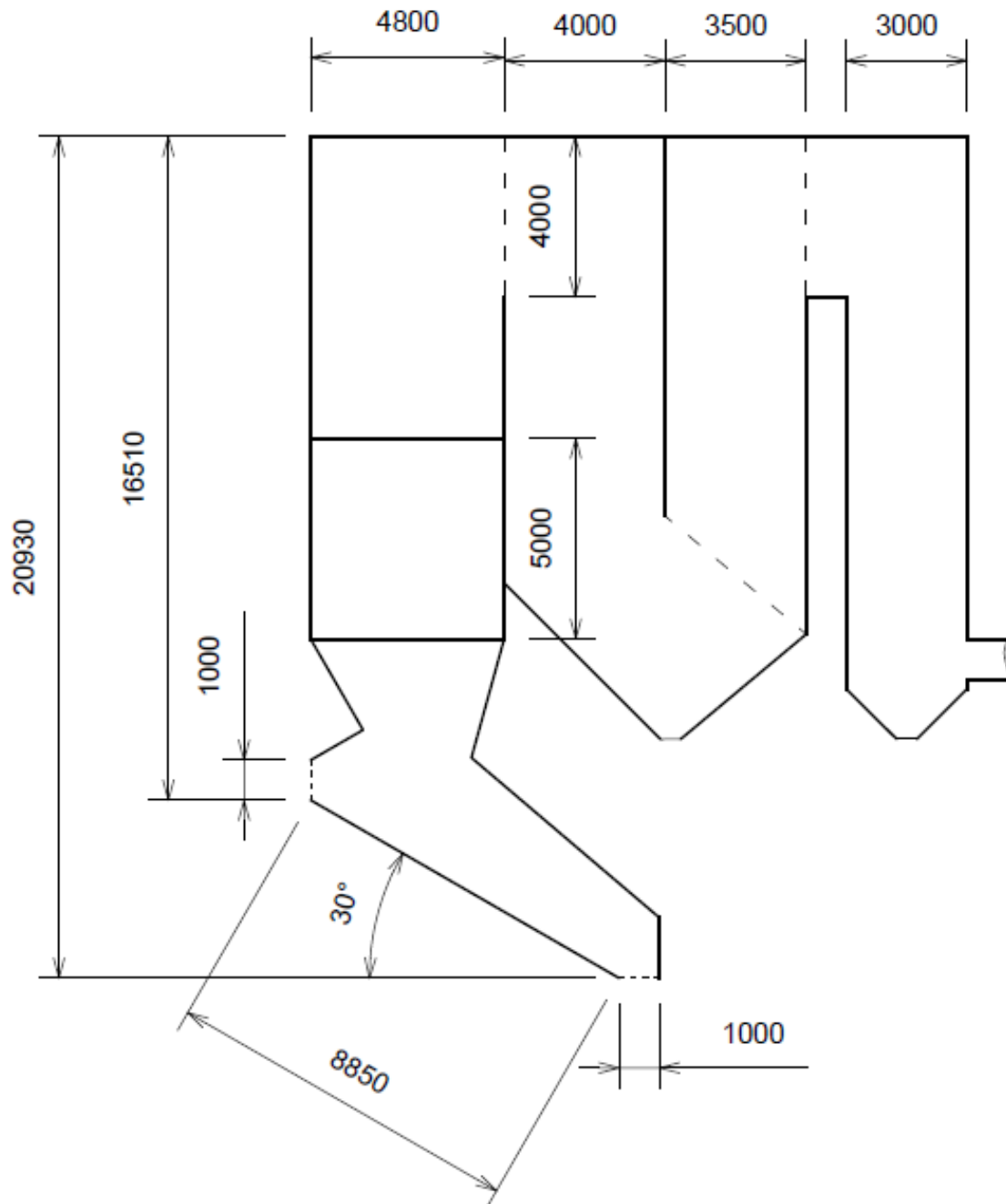
Koncept kotle je založen již na existujícím řešení a na základě konzultací s vedoucím práce.

- Spalování probíhá na přesuvném roštu se sklonem 30 °.
- Spodní část spalovací komory je opatřena vyzdívkou na ochranu membránové stěny proti korozi a příliš velkému toku tepla.
- Je zvolen velký objem spalovací komory za účelem snížení rychlosti spalin a zvýšení doby setrvání spalin v daném prostoru. Spaliny musí setrvat ve spalovací komoře nejméně 2 s.

- Šířka kotle je zvolena 4 m a je stejná pro všechny tahy.
- Dolní část ohniště je zúžena za účelem zlepšení pohybu spalín ve spalovací komoře.
- Kotel je tvořen čtyřmi tahy. První tři jsou tvořeny membránovou stěnou, čtvrtý pouze oplechováním.
- Vnitřní průměr trubek výparníku je roven 50 mm s roztečí 80 mm.
- Spalovací vzduch přiváděný do kotle je ohříván parou z turbíny na teplotu 150 °C.
- Součinitel přebytku vzduchu při spalování $\beta = 1,7$.
- Součinitel přebytku vzduchu na konci kotle je vzhledem k přisávání uvažován $\alpha = 1,85$.
- Parní oběh je zajištěn přirozenou cirkulací s jedním bubnem.
- Z bubnu je odváděn odluh o průtoku 1 % průtoku přehřáté páry.
- Na konci ohniště je umístěna spalínová mříž.
- 2. tah kotle je prázdný kvůli stále příliš vysoké teplotě a riziku zanesení teplosměnné plochy.
- Ve spodní části 2. tahu je druhá výsypka.
- Na začátku a konci 3. tahu jsou umístěny spalínové mříže.
- Ve 3. tahu jsou umístěny dva protiproudé přehříváky.
- Mezi přehříváky je umístěn vstřík na regulaci teploty páry. Voda pro chlazení má průtok 3 % průtoku přehřáté páry a je brána z napájecí nádrže.
- 1. přehřívák je rozdělen na dvě části a je první v pořadí z hlediska páry a druhý z hlediska spalín.
- Ve 4. tahu je umístěn ekonomizér.
- Teplota spalín na výstupu z kotle je zvolena 180 °C kvůli riziku chlorové koroze při nízkých teplotách spalín.

7.4 NÁČRT KOTLE

Geometrie zcela odpovídá konceptu kotle, který byl popsán v předchozí kapitole. Z návrhu je taktéž možné vyčíst základní parametry včetně výšky vyzdívky, která je navržena pro spodní část kotle s horní hranicí 5 m od zúžené části ohniště.



Obrázek 6 - Geometrie kotle na netříděný odpad

7.5 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Stechiometrické výpočty slouží ke zjištění objemu vzduchu, který je zapotřebí k dokonalému spálení 1 kg paliva a k určení objemu spalin, které z daného paliva vzniknou. To vše je vypočteno na základě prvkového složení paliva a vyjádřeno v Nm^3 (normálních metrech krychlových, tedy při teplotě a tlaku $T_n = 273K$ respektive $p_n = 101,325kPa$).

7.5.1 Objem spalovacího vzduchu pro dokonalé spálení 1kg paliva

7.5.1.1 Minimální objem kyslíku:

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

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,2646}{12,01} + \frac{0,0252}{4,032} + \frac{0,0042}{32,06} + \frac{0,1176}{32} \right) = 0,554 Nm^3 \cdot kg^{-1}$$

7.5.1.2 Minimální objem suchého vzduchu:

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21}$$

$$O_{VS \min} = \frac{0,554}{0,21} = 2,64 Nm^3 \cdot kg^{-1}$$

Podíl vodní páry ve vzduchu se respektuje pomocí součinitele χ_v , který se volí pro konstrukční výpočty a běžné klimatické podmínky $\chi_v = 1,016$.

7.5.1.3 Minimální objem vlhkého vzduchu:

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min}$$

$$O_{VV \min} = 1,016 \cdot 2,64 = 2,68 Nm^3 \cdot kg^{-1}$$

7.5.1.4 Objem vodní páry z daného objemu:

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min}$$

$$O_{H_2O}^V = 2,68 - 2,64 = 0,042 Nm^3 \cdot kg^{-1}$$

Minimální objem vlhkého vzduchu je pouze teoretickou hodnotou. Dodržování této hodnoty by vedlo ke značnému nedopalu paliva v procesu spalování. Proto tato hodnota bývá upravena součinitelem přebytku spalovacího vzduchu α .

7.5.1.5 Skutečné množství spalovacího vzduchu:

$$O_{VV} = O_{VV \min} \cdot \alpha$$

$$O_{VV} = 2,68 \cdot 1,85 = 4,96 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pro případ spalování komunálního odpadu jsem zvolil na základě konzultace $\alpha = 1,85$.

7.5.2 Minimální objem spalin vzniklých při dokonalém spálení 1 kg paliva

Minimálního objemu suchých spalin $O_{SS \min}$ lze dosáhnout dokonalým spálením paliva při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1$ a je prostým součtem jeho jednotlivých produktů, které vznikají při dokonalém spalování paliva.

7.5.2.1 Plynné složky spalin:

Objem oxidu uhličitého:

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

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,265 + 0,0003 \cdot 2,64 = 0,49 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem oxidu siřičitého:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0042 = 0,0028 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem dusíku:

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

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0084 + 0,7805 \cdot 2,64 = 2,065 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Objem argonu a jiných vzácných plynů:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min}$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 2,64 = 0,024 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

7.5.2.2 Minimální objem suchých spalin:

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

$$O_{SS \min} = 0,49 + 0,0028 + 2,065 + 0,024 = 2,58 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

7.5.2.3 Objem vodní páry ve spalinách

Objem vodní páry ve spalinách je tvořen třemi částmi. Vodní parou, která vznikla spálením vodíku přítomným v palivu, odpařením vlhkosti v palivu a odpařením vlhkosti ze spalovacího vzduchu.

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0252 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,3 + 0,04 = 0,695 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

7.5.2.4 Minimální objem vlhkých spalin:

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S$$

$$O_{SV \min} = 2,58 + 0,695 = 3,28 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

7.5.2.5 Objem suchých spalin při spalování s přebytkem α :

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

$$O_{SV} = 3,28 + (1,85 - 1) \cdot 2,68 = 5,55 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

7.5.3 Hustota spalin a vzduchu

7.5.3.1 Hustota spalin

Výpočet hustoty spalin se opírá již o známé hustoty produktů spalování, jakými jsou CO_2 , SO_2 , N_2 , Ar a jiné vzácné plyny a vodní pára. Jednotlivé hodnoty hustot daných plynů jsou zaznamenány v tabulce č. 8. Výpočet dále zahrnuje objemové zastoupení plynů vyprodukovaných jedním kilogramem paliva při dokonalém spalování, které bylo vypočteno již v předešlé části práce.

Tabulka 8 - Hustoty produktů dokonalého spalování

plyn	suchý vzduch [kg/m ³]	CO ₂ [kg/m ³]	SO ₂ [kg/m ³]	N ₂ [kg/m ³]	Ar [kg/m ³]	Vodní pára [kg/m ³]
hustota	1,29279	1,9768	2,9262	1,25047	1,78385	0,8058

Výpočet pro $\alpha = 1$

$$\rho_{SV \min} = \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{SV \min}}$$

$$\rho_{SV \min} = \frac{0,49 \cdot 1,9768 + 0,0029 \cdot 2,9262 + 2,06 \cdot 1,25 + 0,024 \cdot 1,78 + 0,695 \cdot 0,8058}{3,28}$$

$$= 1,27 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Výpočet pro $\alpha > 1$

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

$$\rho_{SV} = \frac{3,28 \cdot 1,27 + (1,85 - 1) \cdot 2,68 \cdot 1,277}{3,28 + (1,85 - 1) \cdot 2,68} = 1,273 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

7.5.3.2 Hustota vzduchu

Výpočet hustoty vlhkého vzduchu vychází již ze známých hodnot hustot. V tomto případě z hodnot suchého vzduchu a vodní páry zapsaných v tabulce č. 8.

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VS \min} \cdot \rho_{VS} + (\chi_v - 1) \cdot \rho_{H_2O}}{O_{SV \min}}$$

$$\rho_{VV} = \frac{2,64 \cdot 1,29 + (1,016 - 1) \cdot 0,8058}{3,28} = 1,277 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

7.5.4 Entalpie vzduchu a spalin

Při výpočtu entalpie spalin se vychází z již známých entalpií jednotlivých produktů dokonalého spalování, které jsou vždy vztaženy ke konkrétní teplotě spalin. Jednotlivé hodnoty jsou sepsány v tabulce č. 34 (v příloze k této práci). Pro výpočet jednotlivých entalpií se využilo vzorců sepsaných níže. Výsledky, které byly vypočítány dle využitého součinitele přebytku vzduchu α byly poté sepsány do tabulky, ze které vzešlo grafické zpracování a vyjádření rovnic popisujících jednotlivé průběhy křivek.

7.5.4.1 Entalpie spalin vzniklých z 1 kg paliva při $\alpha = 1$

$$I_{S \min}^t = O_{CO_2} \cdot I_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot I_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot I_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot I_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot I_{H_2O}^t + a_u \cdot A^r \cdot I_{pop}^t$$

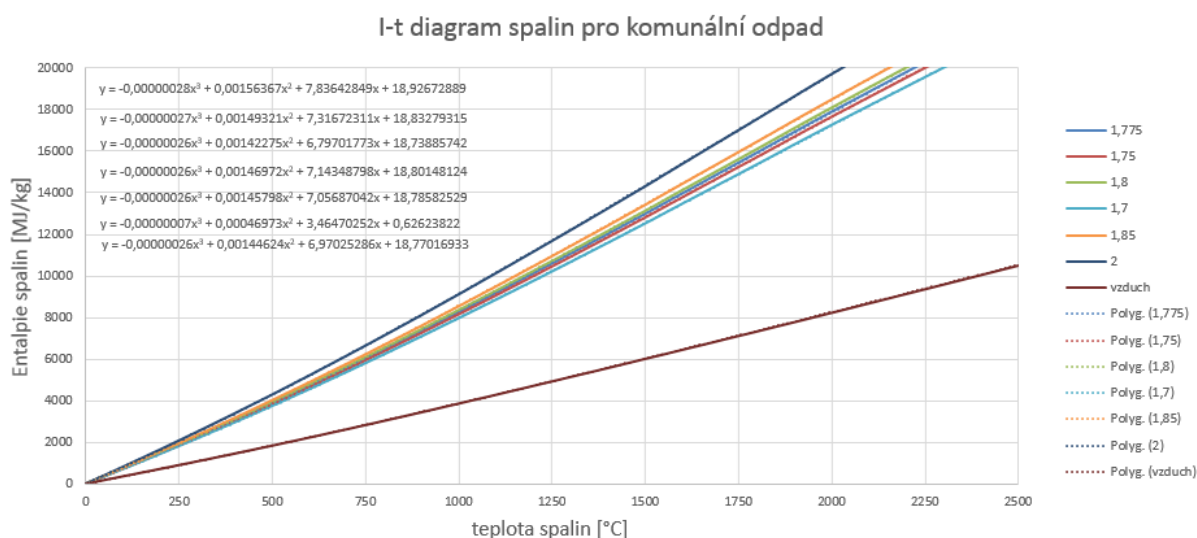
Kde $\alpha_{\dot{u}}$ je poměrný úlet popílku, který byl stanoven na základě konzultací.

7.5.4.2 Entalpie minimálního množství vzduchu:

$$I_{V\ min}^t = O_{VS\ min} \cdot I_{VS}^t + O_{H_2O}^v \cdot I_{H_2O}^t$$

7.5.4.3 Celková entalpie spalin:

$$I_S^{t,\alpha} = I_{S\ min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V\ min}^t$$



Obrázek 7 - I-t digram spalin pro komunální odpad

7.5.4.4 Rovnice trendů entalpií spalin a vzduchu

Entalpie spalin pro přebytek vzduchu α :

$$\alpha = 2 \quad y = -2,8 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00156 \cdot x^2 + 7,8 \cdot x + 18,9$$

$$\alpha = 1,85 \quad y = -2,7 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00149 \cdot x^2 + 7,3 \cdot x + 18,8$$

$$\alpha = 1,8 \quad y = -2,6 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00147 \cdot x^2 + 7,14 \cdot x + 18,8$$

$$\alpha = 1,775 \quad y = -2,6 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00145 \cdot x^2 + 7,06 \cdot x + 18,78$$

$$\alpha = 1,75 \quad y = -2,6 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00145 \cdot x^2 + 6,97 \cdot x + 18,77$$

$$\alpha = 1,7 \quad y = -2,6 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00142 \cdot x^2 + 6,8 \cdot x + 18,74$$

Entalpie vzduchu:

$$y = -0,7 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00047 \cdot x^2 + 3,46 \cdot x + 0,63$$

7.5.5 Přebytek spalovacího vzduchu

Pro spalování se v praxi vždy volí větší množství vzduchu, než by bylo teoreticky potřebné pro dokonalé spalování paliva. Toto množství se vyjadřuje součinitelem přebytku vzduchu α , přičemž rozlišujeme:

- množství vzduchu ve spalinách α
- množství spalovacího vzduchu záměrně přiváděného do spalovací komory β
- přísávání falešného vzduchu do spalin $\Delta\alpha$.

Na základě konzultací bylo zvoleno množství přiváděného vzduchu $\beta = 1,7$. Množství přísávaného falešného vzduchu bylo odhadnuto a sepsáno v následující tabulce č. 9.

Tabulka 9 - Přísávání vzduchu do kotle

Místa přísávání	$\Delta\alpha$
Ohniště	0,05
Přehříváky	0,05
Ekonomizér	0,05

Sečtením přiváděného vzduchu β s hodnotami přísávané falešného vzduchu dostaneme celkový součinitel přebytku spalovacího vzduchu ve spalinách $\alpha = 1,85$.

7.6 ZÁKLADNÍ BILANCE KOTLE

Hlavním smyslem základní bilance kotle je určení účinnosti kotle a spotřeby paliva tak, aby byly dodrženy požadované parametry kotle.

7.6.1 Tepelná bilance kotle

Výstupem tepelné bilance kotle je účinnost přeměny chemické energie vázané v palivu na energii tepelnou a její odvod z prostoru ohniště do pracovního média. Tyto děje jsou spojeny se ztrátami, jejichž vyjádřením zjistíme účinnost kotle η_k .

7.6.1.1 Redukovaná výhřevnost

Redukovaná výhřevnost sumarizuje veškeré teplo vztažené na jednotku paliva, které je přivedeno do kotle. Vyjadřuje tepelný příkon kotle, který je potřebný k výpočtu celkové účinnosti kotle a je určen vztahem

$$Q_{i\text{red}} = Q_i^r + I_{pv} + Q_{cz}$$

$$Q_{i\text{red}} = 9200 + 40,96 + 753,1 = 9994 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Kde Q_i^r je výhřevnost, Q_{cz} je teplo přivedené cizím zdrojem a i_{pv} je fyzické teplo paliva při teplotě 20 °C.

7.6.1.1.1 teplo přivedené cizím zdrojem Q_{cz}

$$Q_{cz} = \beta \cdot (I_V^{150^\circ C} - I_V^{25^\circ C})$$

$$Q_{cz} = 1,7 \cdot (531 - 88) = 753,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Kde $I_V^{150^\circ C}$ respektive $I_V^{25^\circ C}$ jsou entalpie vzduchu přivedené do kotle.

7.6.1.1.2 Fyzické teplo paliva

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv}$$

$$i_{pv} = 2,05 \cdot 20 = 40,96 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Přičemž platí, že

$$c_{pv} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r)$$

$$c_{pv} = 4,19 \cdot 0,3 + 1,13 \cdot (1 - 0,3) = 2,048 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

kde c_{pv} je měrná tepelná kapacita paliva, W^r je obsah vody a c_{su} je měrná tepelná kapacita sušiny paliva, která je dle skript rovna hodnotě 1,13 kJ/kg · K.

7.6.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost

Při návrhu kotle je důležité počítat se ztrátami, které při procesu spalování vznikají. Ty se však nedají přesně vypočítat a musí se z velké části odhadnout. Tepelné ztráty se dělí na:

- ztráta mechanickým nedopalem Z_C
- ztráta chemickým nedopalem Z_{CO}
- ztráta sáláním a vedením tepla do okolí Z_{SV}
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků Z_f
- ztráta citelným teplem spalin (komínová) Z_k

7.6.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem Z_C

Jedná se o tepelnou ztrátu vzniklou nespálením hořlaviny v tuhých zbytcích paliva. Především se týká nedopalu ve škváře Z_{CS} , úletu $Z_{CÚ}$ a roštovém propadu Z_{Cr} . Celková ztráta

je pak vypočtena součtem těchto dílčích ztrát, které jsou vypočteny z následujícího obecného vzorce:

$$Z_{Ci} = \frac{C_i}{1 - C_i} \cdot X_i \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{Ci}$$

Kde C_i je podíl hořlaviny, X_i je podíl popela z celkového množství A^r připadající na uvažovaný druh tuhých zbytků, $Q_{i\ red}$ je redukovaná výhřevnost a Q_{Ci} je výhřevnost hořlaviny jednotlivých druhů tuhých zbytků. Jednotlivé veličiny a jejich hodnoty jsou sepsány v tabulce i s výslednou tepelnou ztrátou.

Tabulka 10 - Ztráta mechanickým nedopalem

Redukovaná výhřevnost $Q_{i\ red}$ [$kJ \cdot kg^{-1}$]	9994
Výhřevnost hořlaviny Q_{Ci} [$kJ \cdot kg^{-1}$]	32600
Podíl popela v palivu A^r [$kg \cdot kg^{-1}$]	0,28

Tabulka 11 - Ztráta mechanickým nedopalem – škvára, propad, úlet

	škvára	propad	úlet
Podíl hořlaviny C_i	0,07	0,2	0,11
Podíl popela X_i	0,6	0,03	0,32
Výsledek	0,04	0,00356	0,0067

$$Z_C = Z_{CS} + Z_{CÚ} + Z_{cr}$$

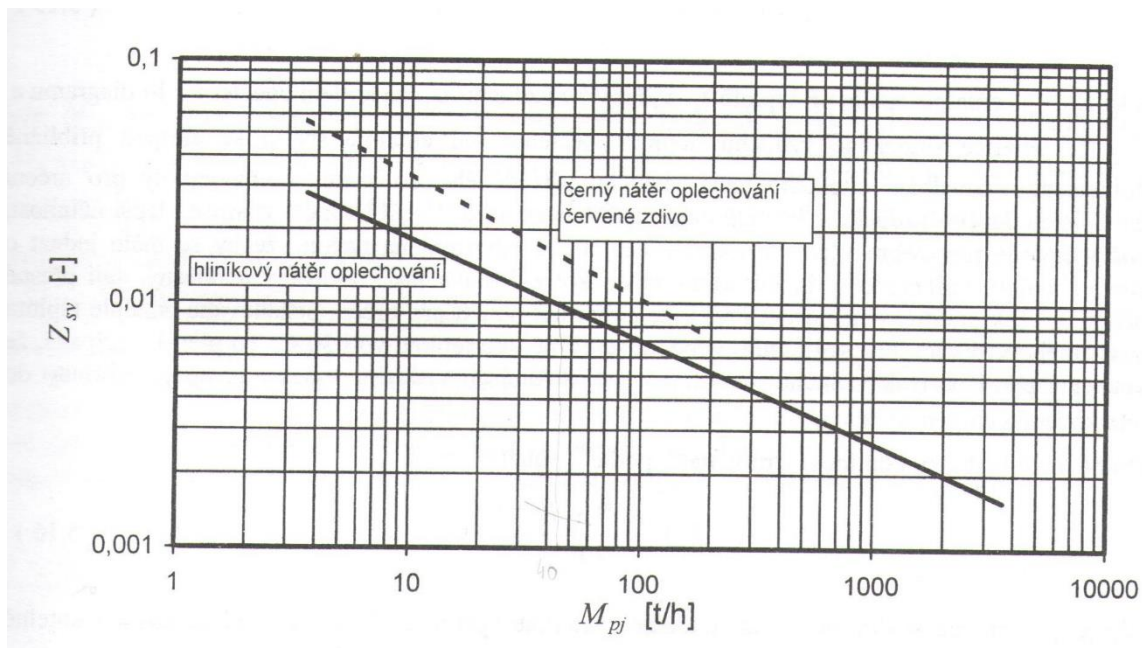
$$Z_C = 0,04 + 0,00356 + 0,0067 = 0,08$$

7.6.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem je tepelná ztráta vzniklá nevyhořením paliva ve spalínách. Pro její určení se bere v úvahu pouze koncentrace oxidu uhelnatého CO ve spalínách. Velikost jednotlivých ztrát pro různé typy spalovacích kotlů jsou sepsány ve skriptu. Pro parametry mnou navrhovaného kotle odpovídá tepelná ztráta $Z_{CO} = 0,008$.

7.6.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Jedná se o ztrátu tepla, která uniká skrz opláštění kotle. Hodnota byla odhadnuta pomocí diagramu a to bez korekce na dílčí výkon. Ztráta sáláním do okolí $Z_{SV} = 0,01$.



Obrázek 8 - Ztráta sdílením tepla do okolí

7.6.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Jedná se o tepelnou ztrátu spjatou s tepelnou energií mechanických tuhých zbytků. Stejně jako u ztrát mechanickým nedopalem se jedná o ztráty ve strusce a propadu. Ztráta fyzickým teplem se vypočte z následujícího vzorce.

$$Z_f = \sum \frac{1}{1 - C_i} \cdot X_i \cdot \frac{A^r}{Q_{i\text{red}}} \cdot c_i \cdot t_i$$

Kde C_i , X_i , $Q_{i\text{red}}$ mají stejný význam i velikost, c_i je měrná tepelná kapacita tuhých zbytků a t_i je uvažovaná teplota tuhých zbytků, která se pro případ výpočtu roštového ohniště může volit 600 °C. Při této teplotě je entalpie spalin $c_i = 0,9301 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Po dosazení hodnot dostáváme rovnici:

$$Z_f = \frac{1}{1 - 0,07} \cdot 0,6 \cdot \frac{0,28}{10143} \cdot 0,9301 \cdot 600 + \frac{1}{1 - 0,2} \cdot 0,03 \cdot \frac{0,28}{10143} \cdot 0,9301 \cdot 600 = 0,01$$

7.6.2.5 Ztráta citelným teplem spalin

Ztráta citelným teplem spalin představuje teplo plynů, které odchází z kotle. Tato ztráta je zdaleka nejvýznamnější a odvíjí se především od teploty spalin na vstupu do komína a na velikosti přebytku vzduchu za kotlem. Návrh kotle je počítán s teplotou na vstupu do komína $t_{s\text{kon}} = 180 \text{ °C}$ při přebytku vzduchu $\alpha = 1,85$. Metodika výpočtu je popsána následující rovnicí.

$$Z_k = (1 - Z_C) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - I_S^{t_{vz}, \alpha_k}}{Q_{ired}}$$

$$Z_k = (1 - 0,08) \cdot \frac{1383 - 203}{9994} = 0,108$$

7.6.2.6 Celková ztráta

Celková ztráta je dána součtem jednotlivých druhů ztrát, tedy:

$$Z = Z_C + Z_{CO} + Z_{SV} + Z_f + Z_k$$

$$Z = 0,084 + 0,008 + 0,01 + 0,0107 + 0,108 = 0,221$$

7.6.2.7 Účinnost kotle

Účinnost kotle lze určit nepřímým způsobem pomocí zjištěných tepelných ztrát.

$$\eta_k = 1 - (Z_C + Z_{CO} + Z_{SV} + Z_f + Z_k)$$

$$\eta_k = 1 - 0,22 = 0,7789$$

V přepočtu na procenta účinnost vychází 77,89 %.

7.6.3 Množství paliva

Při výpočtu potřebného množství paliva se vychází z celkového tepelného výkonu kotle, který lze určit z rovnice

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_o \cdot (i_{bv} - i_{nv})$$

$$Q_v = 11,94 \cdot (3209 - 443) + 0,1194 \cdot (1123,3 - 443) = 33112 \text{ kW}$$

kde M_{pp} je průtok přehřáté páry kotle, M_o je množství odluhové vody, kterou uvažujeme jako 1 % z průtoku přehřáté páry, i_{pp} je entalpie přehřáté páry při parametrech 400 °C a 4,3 MPa, i_{nv} je entalpie napájecí vody při teplotě 105 °C a i_{bv} je entalpie vody na vstupu do bubnu. Jednotlivé hodnoty entalpií byly zjištěny z programu x-steam a jsou sepsány v následující tabulce.

Tabulka 12 - Hodnoty entalpií pro výpočet tepelného výkonu kotle

Entalpie přehřáté páry [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]	i_{pp}	3209,1
Entalpie napájecí vody [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]	i_{nv}	443,7
Entalpie vody na vstupu do bubnu [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]	i_{bv}	1123,3

Po dosazení celkového tepelného výkonu kotle do následující rovnice získáme skutečné množství paliva.

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i\,red} \cdot \eta_k}$$

$$M_{pal} = \frac{33112}{9994 \cdot 0,78} = 4,25 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Přičemž výpočtové množství paliva se uvažuje jako

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c)$$

$$M_{pv} = 4,25 \cdot (1 - 0,084) = 3,895 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

7.6.4 Průtok vzduchu a spalin

Objemový průtok vzduchu a spalin lze vypočítat pomocí množství paliva spáleného za jednotku času, stechiometricky vyjádřených objemů spalovacího vzduchu a přebytku vzduchu pro spalování. Po vynásobení těchto jednotlivých složek dostaneme následující rovnice.

7.6.4.1.1 Průtok spalovacího vzduchu

$$V_V = M_{pv} \cdot \beta \cdot O_{VV_{min}}$$

$$V_V = 3,89 \cdot 1,7 \cdot 2,68 = 17,74 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

7.6.4.1.2 průtoku přísávaného vzduchu

$$V_f = M_{pv} \cdot \Delta\alpha \cdot O_{VV_{min}}$$

$$V_f = 3,89 \cdot 0,15 \cdot 2,68 = 1,57 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

7.6.4.1.3 Průtok spalin

$$V_S = M_{pv} \cdot O_{SV_{min}} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV_{min}}$$

$$V_S = 3,89 \cdot [3,28 + (1,85 - 1) \cdot 2,68] = 21,64 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

7.6.5 Rozvržení tepelného výkonu na jednotlivé plochy kotle

Pro určení jednotlivých parametrů na straně páry respektive vody je nutné nejprve odhadnout tlakové ztráty v jednotlivých výhřevných plochách. Pro případ tohoto kotle volím tlakové ztráty dle následující tabulky.

Tabulka 13 - Tlakové ztráty na straně vody respektive páry

Tlaková ztráta v ekonomizéru	Δp_{EKO}	0,2	<i>MPa</i>
Tlaková ztráta ve výparníku	$\Delta p_{výp}$	0	<i>MPa</i>
Tlaková ztráta v 1. přehříváku	Δp_{p1}	0,2	<i>MPa</i>
Tlaková ztráta v 2. přehříváku	Δp_{p2}	0,1	<i>MPa</i>

7.6.5.1.1 Celková tlaková ztráta kotle

$$\Delta p_c = \Delta p_{EKO} + \Delta p_{výp} + \Delta p_{p1} + \Delta p_{p2}$$

$$\Delta p_c = 0,2 + 0 + 0,2 + 0,1 = 0,5 \text{ MPa}$$

7.6.5.1.2 Tlak napájecí vody

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p_c$$

$$p_{nv} = 4,3 + 0,5 = 4,8 \text{ MPa}$$

Kde p_{pp} je tlak přehřáté páry na vstupu do turbíny.

7.6.5.2 Ekonomizér

Tepelný výměník ohřívající vodu - ekonomizér, je prvním výměníkem na straně vody a zároveň posledním výměníkem na straně spalín. Je navržen tak, aby ohřál napájecí vodu těsně pod saturační teplotu vody při tlaku 4,6 *MPa*. Rozdíl mezi saturační teplotou a teplotou vody na vstupu činí 0,18 °C.

Vstup: $p_{EKO \text{ in}} = 4,8 \text{ MPa}$

$$t_{EKO \text{ in}} = 105 \text{ °C}$$

$$i_{EKO \text{ in}} = 443,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Výstup: $p_{EKO \text{ out}} = 4,6 \text{ MPa}$

$$t_{EKO \text{ out}} = 258,6 \text{ °C}$$

$$i_{EKO\ out} = 1128,2\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Tepelný výkon ekonomizéru:

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_v + M_o) \cdot (i_{bv} - i_{nv}) = 8012\ kW$$

Kde množství vstřikové vody M_v volím 3 % z celkového množství přehřáté páry, i_{bv} je entalpie vody na vstupu do bubnu a i_{nv} je entalpie napájecí vody.

7.6.5.3 Výparník

Vstup: $p_{výp\ in} = 4,6\ MPa$

$$t_{výp\ in} = 258,6\ ^\circ C$$

$$i_{výp\ in} = 1128,4\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Výstup: $p_{výp\ out} = 4,6\ MPa$

$$t_{výp\ out} = 258,9\ ^\circ C$$

$$i_{výp\ out} = 2800\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Tepelný výkon výparníku:

$$Q_{výp} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i_{výp\ out} - i_{bv}) = 19373\ kW$$

Kde $i_{výp\ out}$ je entalpie páry na výstupu z výparníku, která je o 0,12 °C vyšší než je teplota syté páry a i_{bv} je entalpie vody na vstupu do bubnu.

7.6.5.4 1. přehřívák

Vstup: $p_{P1\ in} = 4,6\ MPa$

$$t_{P1\ in} = 258,9\ ^\circ C$$

$$i_{P1\ in} = 2800\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Výstup: $p_{P1\ out} = 4,4\ MPa$

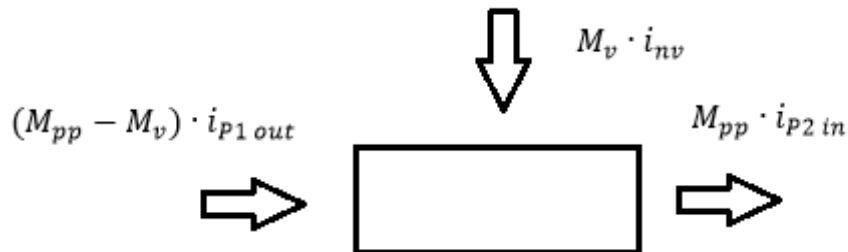
$$t_{P1\ out} = 347,4\ ^\circ C$$

$$i_{P1\ out} = 3079\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Tepelný výkon 1. přehříváku:

$$Q_{P1} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i_{P1\ out} - i_{P1\ in}) = 3235\ kW$$

7.6.5.5 Vstřík napájecí vody



Obrázek 9 - Schéma vstříku

$$i_{P2\ in} = \frac{(M_{pp} - M_v) \cdot i_{P1\ out} + M_v \cdot i_{nv}}{M_{pp}} = 2998\ kJ \cdot kg^{-1}$$

$$t_{P2\ in} = 317,4\ ^\circ C$$

Tepelný výkon vstříku:

$$Q_{vstřík} = M_v \cdot i_{nv} = 159\ kW$$

7.6.5.6 2. přehřívák

Vstup: $p_{P2\ in} = 4,4\ MPa$

$$t_{P2\ in} = 317,4\ ^\circ C$$

$$i_{P2\ in} = 3000\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Výstup: $p_{P2\ out} = 4,3\ MPa$

$$t_{P2\ out} = 400\ ^\circ C$$

$$i_{P2\ out} = 3209\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Tepelný výkon 2. přehříváku:

$$Q_{P2} = M_{pp} \cdot (i_{P2\ out} - i_{P2\ in}) = 2492\ kW$$

7.6.5.7 Celkový tepelný výkon

$$Q_c = Q_{EKO} + Q_{výp} + Q_{P1} + Q_{P2} = 33\ 113\ kW$$

7.6.6 Předběžné tepelné bilance jednotlivých částí kotle

Vzhledem k značnému riziku chlorové koroze při nízkých teplotách spalin bylo rozhodnuto, že u tohoto kotle nebude ohřev spalovacího vzduchu řešen pomocí spalínového výměníku. Vzduch bude ohříván párou, která bude odebírána z turbíny. Poslední výměník ve směru toku spalin bude u tohoto kotle Ekonomizér - výměník na ohřev vody. Po průchodu ekonomizérem nemá teplota spalin $t_{s\ kon}$ klesnout pod 180 °C což odpovídá entalpii $I_{s\ kon} = 1383 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

7.6.6.1 Entalpie na vstupu do Ekonomizéru

$$I_{EKO} = \frac{Q_{EKO} + Q_Z + M_{pv} \cdot I_{s\ kon} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{EKO} \cdot I_{Vf}}{M_{pv}}$$

$$I_{EKO} = \frac{7879 + 39 + 3,89 \cdot 1383 - 3,89 \cdot 0,05 \cdot 88}{3,89} = 3412 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Kde tepelná ztráta Q_Z je rovna

$$Q_Z = Z_{EKO} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i\ red}$$

$$Q_Z = 0,001 \cdot 3,89 \cdot 9994 = 39 \text{ kW}$$

Vypočtená entalpie odpovídá při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,8$ teplotě 440 °C.

7.6.6.2 Entalpie na vstupu do 3. spalínové mříže

Na základě teploty vstupující do ekonomizéru volím teplotu před 3. spalínovou mříží 445 °C. Této teplotě odpovídá entalpie $3465 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

7.6.6.3 Entalpie na vstupu do 1. přehříváku

$$I_{P1} = \frac{Q_{P1} + Q_{Par} + Q_Z + M_{pv} \cdot I_{3M} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{P1} \cdot I_{Vf}}{M_{pv}}$$

$$I_{P1} = \frac{3419 + 300 + 38 + 3,89 \cdot 3465 - 3,89 \cdot 0,025 \cdot 88}{3,89} = 4428 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Kde tepelná ztráta Q_Z je rovna

$$Q_Z = Z_{P1} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i\ red}$$

$$Q_Z = 0,001 \cdot 3,89 \cdot 9994 = 39 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

a Q_{Par} je výkon paralelní plochy, která je odhadnuta na $300 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Vypočtená entalpie odpovídá při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,775$ teplotě 563 °C.

7.6.6.4 Entalpie na vstupu do 2. přehříváku

$$I_{P2} = \frac{Q_{P2} + Q_{Par} + Q_Z + M_{pv} \cdot I_{P1} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{P2} \cdot I_{Vf}}{M_{pv}}$$

$$I_{P2} = \frac{2525 + 300 + 38 + 3,89 \cdot 4411 - 3,89 \cdot 0,025 \cdot 88}{3,89} = 5161 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vypočtená entalpie odpovídá při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,775$ teplotě 651 °C.

7.6.6.5 Entalpie na vstupu do 2. spalínové mříže

Na základě teploty vstupující do 2. přehříváku volím teplotu před 2. mříží 660 °C. Této teplotě odpovídá při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,75$ entalpie 5174 kJ · kg⁻¹.

7.6.6.6 Výparník – druhý tah

$$I_{2T} = \frac{Q_{2T} + Q_Z + M_{pv} \cdot I_{2M} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{P2} \cdot I_{Vf}}{M_{pv}}$$

$$I_{2T} = \frac{6600 + 77,75 + 3,89 \cdot 5131 - 3,89 \cdot 0,05 \cdot 88}{3,89} = 6884 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Kde tepelná ztráta Q_Z je rovna

$$Q_Z = Z_{2T} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i \text{ red}}$$

$$Q_Z = 0,002 \cdot 3,89 \cdot 9994 = 77,75 \text{ kW}$$

a Q_{2T} je odhadnuto na 6600 kW.

Vypočtená entalpie odpovídá teplotě 856 °C při přebytku vzduchu $\alpha = 1,75$.

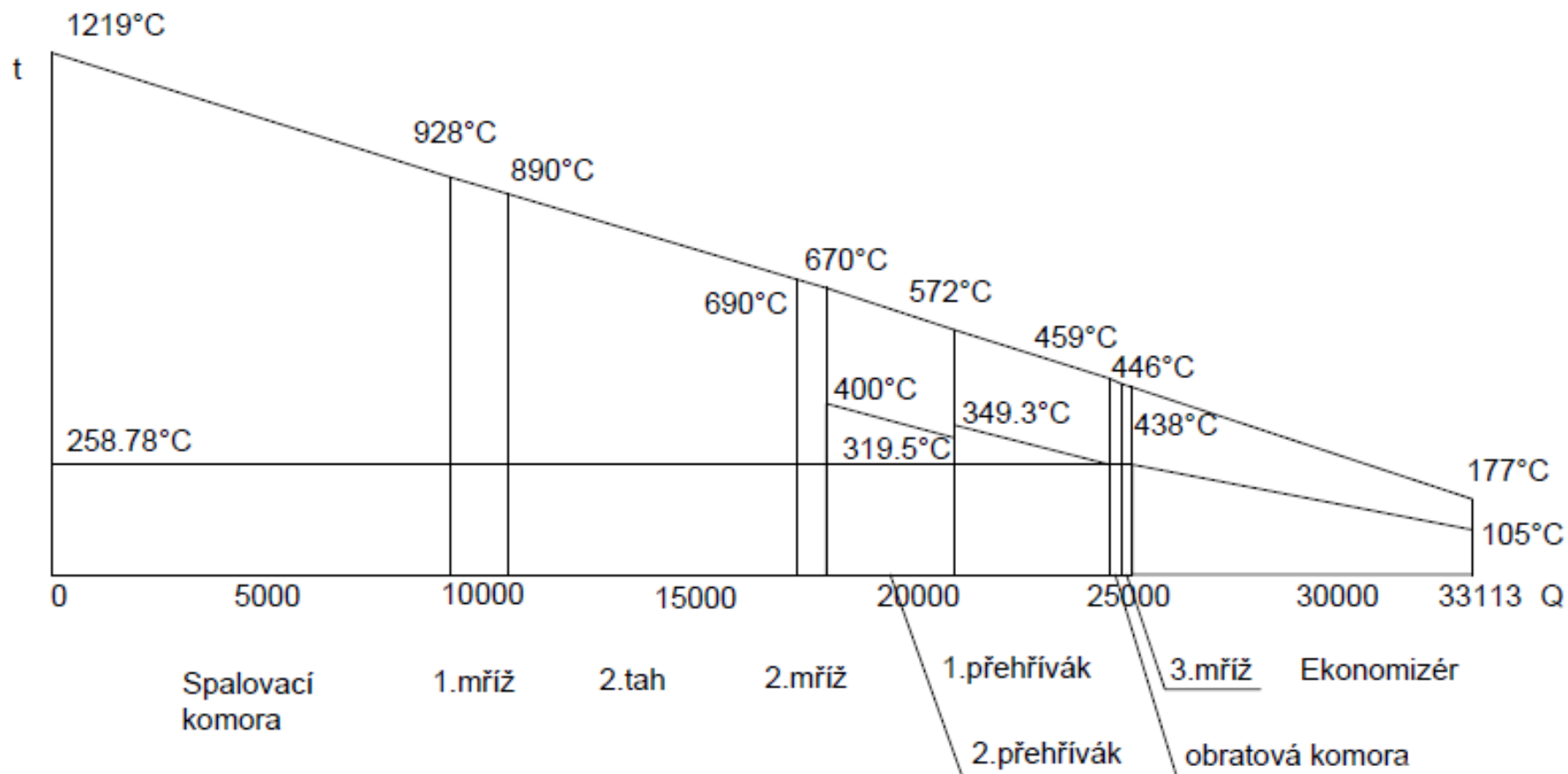
7.6.6.7 Entalpie na vstupu do 1. spalínové mříže

Na základě teploty vstupující do 2. tahu volím teplotu před 1. spalínovou mříží 870 °C, čemuž odpovídá entalpie 7006 kJ · kg⁻¹.

7.6.6.8 Ohniště

Velikost, geometrie a výkonnost ohniště budou navrženy a vypočteny v následující kapitole a budou se odvíjet od spalovaného paliva a tudíž i uvolněného tepla v ohništi.

7.6.7 Q-t diagram



Obrázek 10 – Q - t diagram

7.7 SPALOVACÍ KOMORA

Spalovací komora neboli ohniště označuje prostor, ve kterém se spaluje přiváděné palivo a spalovací vzduch. Během spalování se mění chemická energie uložená v palivu na energii tepelnou. Vzhledem k vysokému uvolněnému teplu a tudíž i velkým teplotám je spalovací komora tepelně nejzatíženější částí kotle a vzhledem k plamenu, který vyplňuje převážnou část spalovací komory, se volí prostor ohniště jako volný. Výparník, který je součástí ohniště, tvoří pouze stěny a je navržen jako stěna membránová. To znamená, že je stěna kotle vytvořena z chlazených trubek, které jsou vodou chráněny před velkými tepelnými toky. Dolní část kotle je taktéž chráněna vyzdívkou. Ohniště je v tomto případě zakončeno spalínovou mříží na výstupu a spalovacím roštem ve spodní části kotle.

Základní význam spalovací komory spočívá v poskytnutí vhodných podmínek pro dokonalé vznícení a vyhoření paliva, přičemž by spalování mělo být ukončeno ještě v prostoru ohniště. Důraz je také kladen na dobu setrvání spalin v prostoru ohniště, která by se měla pohybovat v řádech několika vteřin. U kotlů na tuhá paliva je také nezbytně nutné zajistit kontinuální odvod tuhých zbytků, což se zajišťuje vhodným návrhem roštu. Další nutnou podmínkou, která musí být při návrhu spalovací komory splněna, je dostatečně nízká teplota spalin na výstupu z kotle. To je důležité především kvůli zanášení a následném zastruskování výhřevných ploch přehříváků.

7.7.1 Návrh velikosti a konstrukčního řešení kotle

Rozměry spalovací komory jsou voleny na základě předběžně vypočítaného objemu, který je potřebný k zajištění dostatečného výkonu kotle. Ten se vypočítá pomocí objemového tepelného zatížení ohniště, které dle skript volím $q_v = 100 \text{ kw} \cdot \text{m}^{-3}$. Předběžný objem ohniště pak vychází z následujícího vzorce

$$V_{op} = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_v}$$

$$V_{op} = \frac{4,25 \cdot 9200}{100} = 391,3 \text{ m}^3$$

Další důležitou charakteristikou ohniště je průřezové tepelné zatížení, které pro tento typ kotle volím $q_s = 2000 \text{ kw/m}^2$. Pomocí tohoto kritéria lze dle následujícího vzorce vypočítat průřez ohništěm

$$S_o = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_s}$$

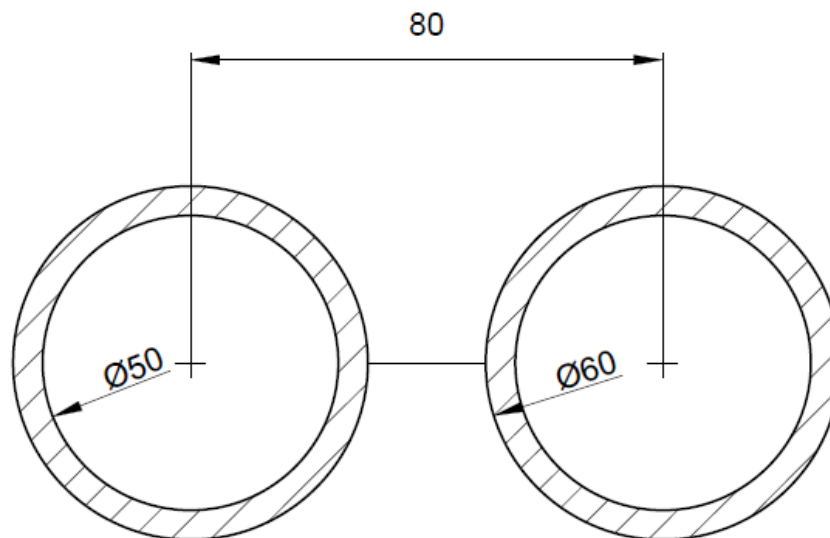
$$S_o = \frac{4,25 \cdot 9200}{2000} = 19,57 \text{ m}^2$$

Pro určení přibližné výšky ohniště pak platí vztah

$$h_o = \frac{q_s}{q_v} = \frac{V_o}{S_o}$$

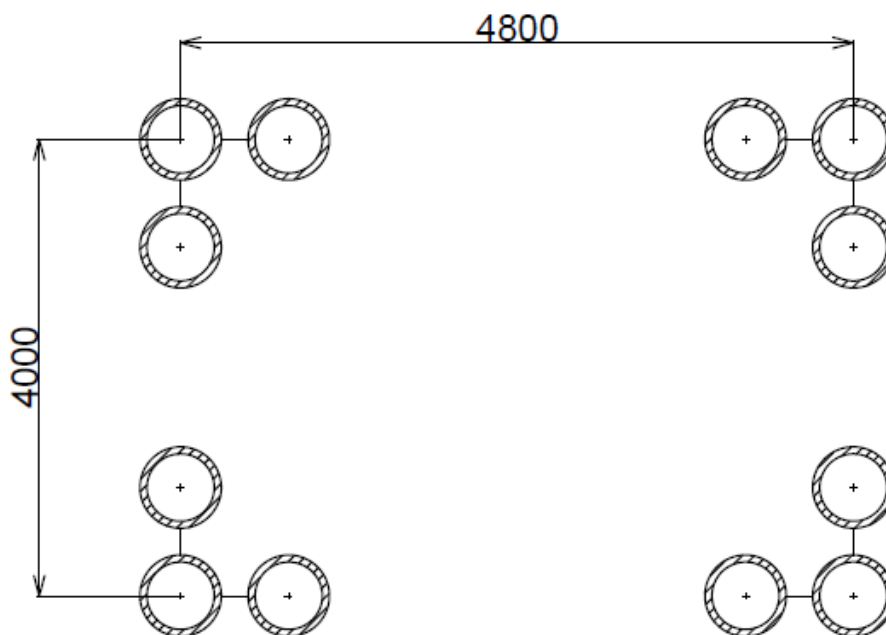
$$h_o = \frac{2000}{100} = \frac{391}{19,56} = 20 \text{ m}$$

Při volbě hloubky a šířky ohniště je brán v potaz vypočtený průřez kotle S_o a parametry trubek, ze kterých je svařena membránová stěna kotle. Vzhledem ke kotli s přirozenou cirkulací volím na základě skript a konzultace trubky o průměru 60 mm s roztečí 80 mm.



Obrázek 11 - Geometrie trubek výparníku

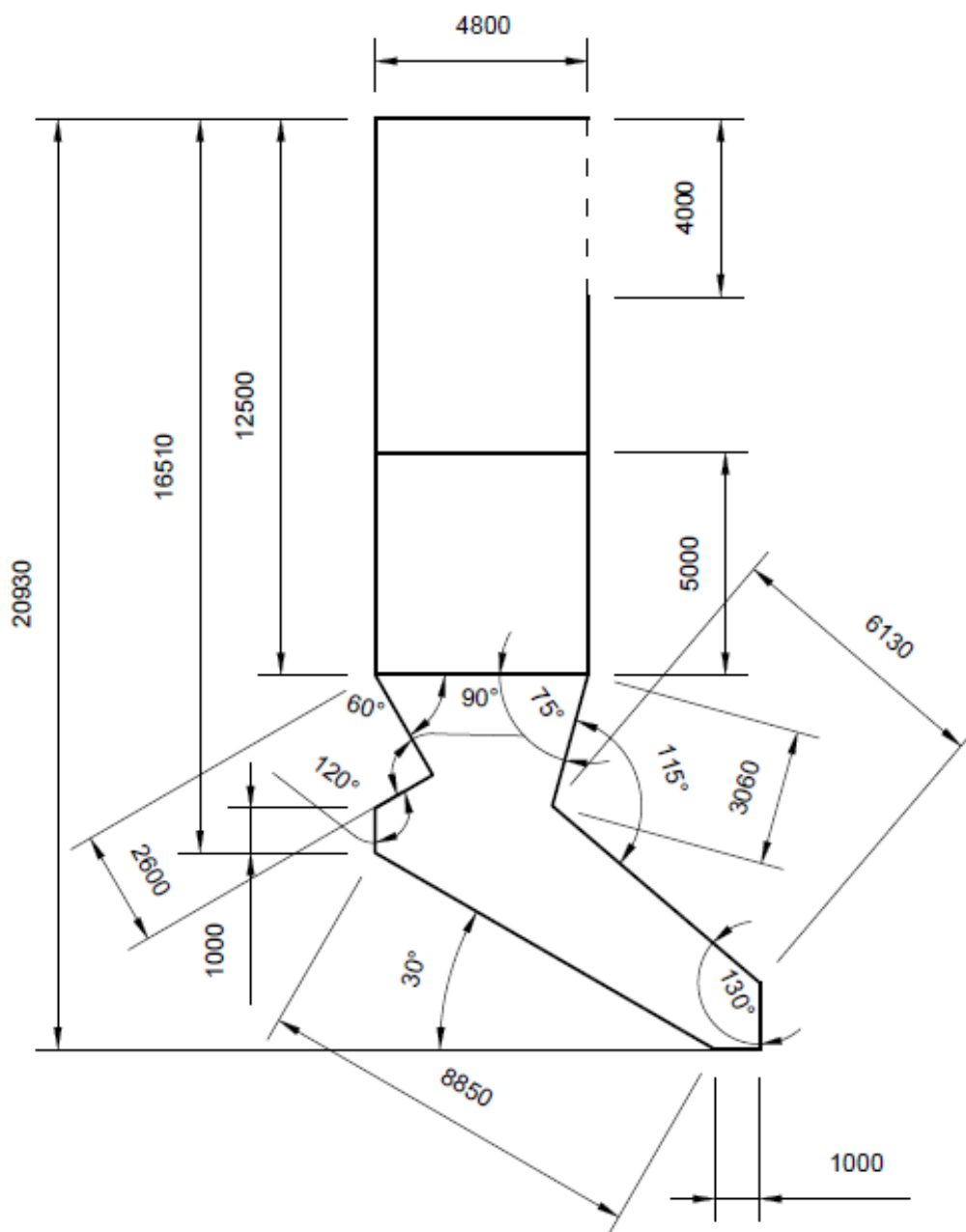
Při volbě délky stěny $b_o = 4,8 \text{ m}$, která bude tvořena z 60 trubek, vychází šířka stěny $a_o = 4 \text{ m}$ s 50 trubkami. Pro dodržení vypočteného objemu ohniště volím výšku ohniště 16,5 m. Při tomto zvolení parametrů a mnou zvolené geometrii pak vychází objem ohniště $V_o = 369 \text{ m}^3$.



Obrázek 12 - Znáznornění průřezu stěn spalovací komory

Aby bylo zamezeno příliš vysokému toku tepla ze spalovací komory do teplotnosného media, vnitřní strana membránové stěny je vybavena vyzdívkou, která ji taktěž chrání před vysokoteplotní korozí. Vyzdívkou je pokryta spodní část ohniště s horním okrajem 5 m od zúžené části. Celá geometrie je pak patrná na následujícím obrázku číslo 13.

7.7.1.1 Geometrie a parametry spalovací komory



Obrázek 13 - Spalovací komora

7.7.1.2 Projekční povrch stěn ohniště

Projekční povrch stěn ohniště značí uzavřený povrch aktivního objemu ohniště. Započítávají se do něj tudíž i nechlazené povrchy stěn a vstupní i výstupní průřez do ohniště. Plocha byla spočítána pomocí programu AutoCAD.

$$S_{st} = \sum_i b_i \cdot l_i = 405,98 \text{ m}^2$$

7.7.1.3 Účinná sálavá plocha stěn

Při výpočtu účinné sálavé plochy stěn se uvažuje reálná výhřevná plocha spalovací komory. V případě výhřevné plochy, která je za vyzdívkou, se hodnota násobí opravným součinitelem x zvaným úhlový součinitel osálání. Účinná sálavá plocha vychází z rovnice

$$S_{\text{úis}} = \sum_i S_i \cdot x_i$$

$$S_{\text{úis}} = 135,2 \cdot 1 + 211,4 \cdot 0,1 = 156,34 \text{ m}^2$$

kde S je povrch membránové stěny a x je úhlový součinitel osálání trubkové stěny. Pro membránové stěny je úhlový součinitel osálání $x = 1$ a tudíž se ve výpočtu nijak neprojeví. Pro stěnu s vyzdívkou je však úhlový součinitel osálání roven $x = 0,1$.

7.7.1.4 Součinitel tepelné efektivity

Určuje se dle součinitele zanesení stěn ζ , který je pro spalování ve vrstvě roven hodnotě 0,29, dále pak podle úhlového součinitele osálání x .

$$\psi = x \cdot \zeta$$

Pro případ nezakryté stěny tedy platí

$$\psi = 1 \cdot 0,29 = 0,29$$

a pro případ stěny zakryté vyzdívkou

$$\psi_z = 0,1 \cdot 0,28 = 0,029$$

Pro následující výpočty je pak především důležitá střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn vypočtená dle vzorce

$$\bar{\psi} = \frac{\sum_i x_i \cdot \zeta_i \cdot S_i}{S_{st}}$$

$$\bar{\psi} = \frac{1 \cdot 135,2 \cdot 0,29 + 0,1 \cdot 221,38 \cdot 0,29}{405,98} = 0,112$$

7.7.2 Tepelný výpočet ohniště

Cílem této kapitoly je především vypočítat teplotu spalin a entalpii na výstupu z ohniště. Tepelný výpočet ohniště je založen na principu teorie podobnosti v tepelných procesech probíhajících ve spalovací komoře, přičemž je využito čtyř níže vypočítaných podobnostních charakteristik.

V průběhu výpočtu je nutné odhadnout počítanou teplotu spalin na výstupu z ohniště a dosadit ji do rovnic. Po konečném výpočtu dané teploty se provede aproximace dosazením nově vypočítané hodnoty. V praxi probíhá aproximace velice dobře. Na rozdíl pouhého 1 °C lze dojít pomocí dvou postupných aproximací.

7.7.2.1 Teplota nechlazeného plamene

Tato teplota představuje teoretickou adiabatickou teplotu plamene, které by bylo dosaženo, pokud bychom neodebírali ze spalovací komory žádné teplo. Určíme ji z celkového užitečného tepla uvolněného v ohništi pomocí vzorce

$$Q_u = Q_{i\text{red}} \cdot \frac{(1 - Z_{co} - Z_c - Z_f)}{(1 - Z_c)} + Q_V - Q_{cz}$$

$$Q_u = 9994 \cdot \frac{(1 - 0,008 - 0,084 - 0,01)}{(1 - 0,084)} + 907 - 753 = 9944 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Kde Z_{co} , Z_f jsou příslušné ztráty kotle, $Q_{i\text{red}}$ je redukováná výhřevnost, Q_V je teplo přivedené ve vzduchu a Q_{cz} je teplo z cizího zdroje.

Pro $Q_u = 9944 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ vychází teplota nechlazeného plamene $t_{np} = 1219 \text{ °C}$.

7.7.2.2 Boltzmannovo číslo

$$B_o = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_S \bar{c}_S)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3}$$

$$B_o = \frac{(1 - 0,0035) \cdot 3,89 \cdot 8,31}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,11 \cdot 415 \cdot (273 + 1219)^3} = 3,77$$

Kde Z_{sv}^o je poměrná ztráta sáláním a vedením tepla a $(O_S \bar{c}_S)_o$ je střední tepelná jímavost spalin.

7.7.2.2.1 střední tepelná jímavost spalin

$$(O_S \bar{c}_S)_o = \frac{Q_u - I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}}$$

$$(O_S \bar{c}_S)_o = \frac{9944 - 7525}{1219 - 928} = 8,3$$

7.7.2.3 Součinitel M

Respektuje průběh teplot v ohništi. Závisí na druhu paliva a maximální teplotě plamene.

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,52$$

Kde x_{pl} značí polohu maximální teploty plamene a pro spalování v tenké vrstvě je $x_{pl} = 0,14$.

7.7.2.4 Stupeň černosti ohniště

Tento parametr vyjadřuje sálavé vlastnosti plamene a stěn ohniště. V případě tohoto typu roštu se určí jako

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{st}}}{a_{pl} - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot (1 - \frac{R}{S_{st}})}$$

$$a_o = \frac{0,97 + (1 - 0,97) \cdot \frac{33,63}{414}}{0,97 - (1 - 0,97) \cdot (1 - 0,11) \cdot (1 - \frac{33,63}{414})} = 1,03$$

Kde a_{pl} je stupeň černosti plamene, R je plocha hořící vrstvy paliva na roštu, S_{st} je projekční povrch stěn ohniště a $\bar{\psi}$ je součinitel tepelné efektivity.

7.7.2.4.1 Stupeň černosti plamene a_{pl}

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-3,35} = 0,97$$

Kde k je součinitel zeslabení sálání, p je tlak v ohništi a s je účinná tloušťka sálavé vrstvy.

7.7.2.4.2 Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s$$

$$k \cdot p \cdot s = (1,36 + 1,84 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03) \cdot 0,1 \cdot 3,28 = 3,35$$

Kde k_{kok} , κ_1 a κ_2 jsou bezrozměrné charakteristiky zohledňující koncentraci koksíku v plamenu.

7.7.2.4.3 Efektivní tloušťka sálové plochy s

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}}$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{378}{415} = 3,28 \text{ m}$$

Kde V je objem a F_{st} je povrch sálajícího povrchu.

7.7.2.4.4 Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_o + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,138}{\sqrt{0,023 \cdot 3,28}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{928 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,23 = 1,36$$

7.7.2.4.5 Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi - 1) \cdot (\alpha_S - 1) \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_S - 1) \cdot O_{VV \min}}$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,695 + (1,016 - 1) \cdot (1,75 - 1) \cdot 2,68}{3,28 + (1,75 - 1) \cdot 2,68} = 0,138$$

7.7.2.4.6 Objemová koncentrace tříatomových plynů ve spalinách r_s

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2}$$

$$r_s = 0,138 + 0,09 = 0,23$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_S - 1) \cdot O_{VV \min}}$$

$$r_{RO_2} = \frac{0,49 + 0,0028}{3,28 + (1,75 - 1) \cdot 2,68} = 0,09$$

7.7.2.4.7 Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách p_s

$$p_s = r_s \cdot p = 0,023$$

$$p_s = 0,23 \cdot 0,1 = 0,023 \text{ MPa}$$

Kde p je tlak spalin, běžně roven $p = 0,1 \text{ MPa}$.

7.7.2.4.8 Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273)^2 \cdot d_{pk}^2}}$$
$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,027}{\sqrt[3]{(928 + 273)^2 \cdot 20^2}} = 1,85$$

Kde μ_{pk} je koncentrace popela ve spalínách a d_{pk}^2 je střední efektivní průměr částic popílku

7.7.2.5 Teplota a entalpie spalin na výstupu z ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{\alpha_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15$$
$$t_{ok} = \frac{1219 + 273,15}{1 + 0,52 \cdot \left(\frac{1,03}{3,77}\right)^{0,6}} - 273,15 = 931 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pomocí programu Excel bylo dosaženo aproximace s přesností 0,1 °C. Entalpie byla zjištěna dosazením teploty do rovnice popisující závislost entalpie a teploty spalin při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,75$. Dosahuje hodnoty $I_s^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 7551,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

7.7.3 Rychlost proudění spalin v 1. tahu kotle

Z provozního hlediska je důležité, aby se spaliny udržovaly v prostoru ohniště minimálně 2 sekundy. Z tohoto důvodu se musí vykonat kontrolní přepočítání potvrzující tuto skutečnost. Rychlost spalin se určí pomocí rovnice kontinuity.

$$W_s = \frac{V_s \cdot (273 + \bar{t}_s)}{273 \cdot F_s}$$
$$W_s = \frac{20,3 \cdot (273 + 1074)}{273 \cdot 4 \cdot 4,8} = 5,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde \bar{t}_s je střední teplota v ohništi a F_s je průřez ohništěm.

$$\bar{t}_s = \frac{t_{np} + t_{ko}}{2}$$
$$\bar{t}_s = \frac{1219 + 928}{2} = 1074$$

Vypočtená rychlost spalin se pak dá do poměru s výškou ohniště.

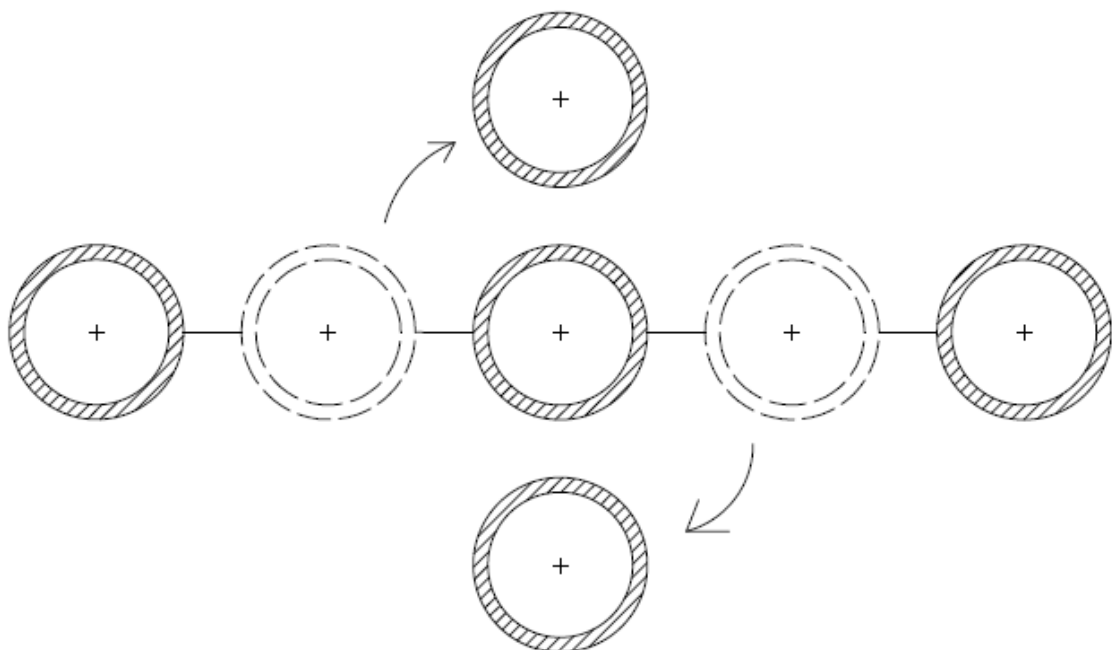
$$t_o = \frac{h}{w_s}$$

$$t_o = \frac{16,51}{5,2} = 3,16 \text{ s}$$

Dle tohoto výpočtu byla podmínka splněna, neboť spaliny setrvají v prostoru ohniště déle než 2 s.

7.8 1. SPALINOVÁ MŘÍŽE

Spalinová mříž je částí kotle, skrz kterou proudí spaliny z prvního tahu do tahu druhého. Je tvořena přesazenými trubkami zadní stěny prvního tahu přes sebe a to tak, že mezi nimi vzniká prostor, kterým mohou spaliny volně procházet z ohniště do dalších prostor kotle. Vzniklé uskupení trubek je na obrázku č. 14. V případě tohoto kotle, u kterého je zadní stěna tvořena 50 trubkami může být rozvržení spalinové mříže ve třech řadách po 16, 18 a 16 trubkách.



Obrázek 14 - Náčrt vytvoření spalinové mříže

7.8.1 Rychlost proudění spalin ve spalinové mříži

$$W_s = \frac{V_s \cdot (273 + \bar{t}_{sm})}{273 \cdot F_m}$$

$$W_s = \frac{20,6 \cdot (273 + 912)}{273 \cdot 12,16} = 7,35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde F_m je volný průřez otvoru mezi prvním a druhým tahem a \bar{t}_{sm} je střední teplota spalin procházející mříží.

7.8.1.1.1 Volný průřez F_m

$$F_m = v_m \cdot a_o - v_m \cdot n_m \cdot D_m$$

$$F_m = 4 \cdot 4 - 4 \cdot 16 \cdot 0,06 = 12,16 \text{ m}^2$$

7.8.1.1.2 Střední teplota \bar{t}_{sm}

$$\bar{t}_{sm} = \frac{t_o + t_{M \text{ out}}}{2}$$

$$\bar{t}_{sm} = \frac{931 + 893}{2} = 912 \text{ }^\circ\text{C}$$

Kde výška otvoru pro prostup spalin v_m byla zvolena na základě rychlosti spalin protékajících mříží, t_{ok} je teplota spalin na výstupu z ohniště a $t_{M \text{ out}}$ je zvolená teplota na výstupu ze spalinové mříže.

7.8.2 Tepelný výpočet spalinové mříže

7.8.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání trubek

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{W \cdot D}{v}\right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,92 \cdot 1,15 \cdot \frac{0,103}{0,06} \cdot \left(\frac{7,14 \cdot 0,06}{149 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65} \cdot 0,5916^{0,33} = 55,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

7.8.2.1.1 Látkové vlastnosti spalin pro teplotu 900 °C

Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 10,3 \cdot 10^{-2}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
------------------------------	--------------------------------	--

Kinematická viskozita spalin	$v = 149 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
------------------------------	-------------------------	----------------------------------

Prandtlovo číslo spalin	$Pr = 0,5916$	—
-------------------------	---------------	---

7.8.2.1.2 Korekční součinitel na počet řad C_z

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2)$$

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,92$$

Kde z_2 je počet řad ve spalinové mříži.

7.8.2.1.3 Korekční součinitel na uspořádání svazků C_s

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

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 3,7 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,5}{2}\right)^3\right]^2} = 1,15$$

Kde σ_1 je poměrná příčná rozteč trubek a σ_2 je poměrná podélná rozteč trubek.

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D}$$

$$\sigma_1 = \frac{0,22}{0,06} = 3,7$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D}$$

$$\sigma_2 = \frac{0,15}{0,06} = 2,5$$

Kde s_1 je příčná rozteč a s_2 je podélná rozteč mezi trubkami.

7.8.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním při příčném obtékání trubek

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,265 \cdot 909^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{612}{909}\right)^4}{1 - \frac{612}{909}} = 43 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Stupeň černosti povrchu stěn a_{st}

Uvažuje se hodnota 0,8

7.8.2.2.1 Stupeň černosti proudu spalin a

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s}$$

$$a = 1 - e^{-0,31} = 0,265$$

7.8.2.2.2 Exponent $k \cdot p \cdot s$

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s$$

$$k \cdot p \cdot s = (3,41 + 1,87) \cdot 0,1 \cdot 0,58 = 0,31$$

7.8.2.2.3 Efektivní tloušťka sálové plochy s

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,22 \cdot 0,15}{0,06^2} - 1 \right) = 0,58m$$

7.8.2.2.4 Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s$$

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,14}{3,16 \cdot \sqrt{0,023 \cdot 0,58}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{909 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,23 = 3,41$$

7.8.2.2.5 Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi - 1) \cdot (\alpha_S - 1) \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_S - 1) \cdot O_{VV \min}}$$

$$r_{H_2O} = \frac{0,695 + (1,016 - 1) \cdot (1,75 - 1) \cdot 2,68}{3,28 + (1,75 - 1) \cdot 2,68} = 0,138$$

7.8.2.2.6 Objemová koncentrace tříatomových plynů ve spalinách r_s

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2}$$

$$r_s = 0,138 + 0,09 = 0,23$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_S - 1) \cdot O_{VV \min}}$$

$$r_{RO_2} = \frac{0,49 + 0,0028}{3,28 + (1,75 - 1) \cdot 2,68} = 0,09$$

7.8.2.2.7 Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách p_S

$$p_S = r_S \cdot p$$

$$p_S = 0,23 \cdot 0,1 = 0,023 \text{ MPa}$$

Kde p je tlak spalín, běžně roven $p = 0,1 \text{ MPa}$

7.8.2.2.8 Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273)^2 \cdot d_{pk}^2}}$$

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,027}{\sqrt[3]{(909 + 273)^2 \cdot 20^2}} = 1,87$$

7.8.2.2.9 Teplota povrchu nánosů na straně spalín T_Z

$$T_Z = t + 273 + \Delta t$$

$$T_Z = 258,78 + 273 + 80 = 612 \text{ K}$$

Kde t je střední teplota pracovního média a Δt je navýšení teploty dle skript.

7.8.2.3 Výsledný součinitel přestupu tepla

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál}$$

$$\alpha_S = 1 \cdot 55,4 + 43,2 = 98,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Kde ω je součinitel omývání v tomto případě roven 1.

7.8.2.4 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_S}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_S}$$

$$k = \frac{98,6}{1 + 0,0084 \cdot 98,6} = 54 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Kde ε je součinitel zanesení plochy vypočtený a odhadnutý z grafů. $\varepsilon = 0,0084$

7.8.2.5 Teplo odebrané mříží

$$Q_{1M} = k \cdot S \cdot \Delta t$$

$$Q_{1M} = 54 \cdot 37,7 \cdot 653 = 1329 \text{ kW}$$

7.8.2.5.1 Teplosměnná plocha

$$S = D \cdot \pi \cdot v_m \cdot n_{tr}$$

$$S = 0,06 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 50 = 37,7 \text{ m}^2$$

7.8.2.5.2 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t = \frac{672 - 634}{\ln \frac{672}{634}} = 653 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{ok} - t_{syt} = 672 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{syt} = 634 \text{ } ^\circ\text{C}$$

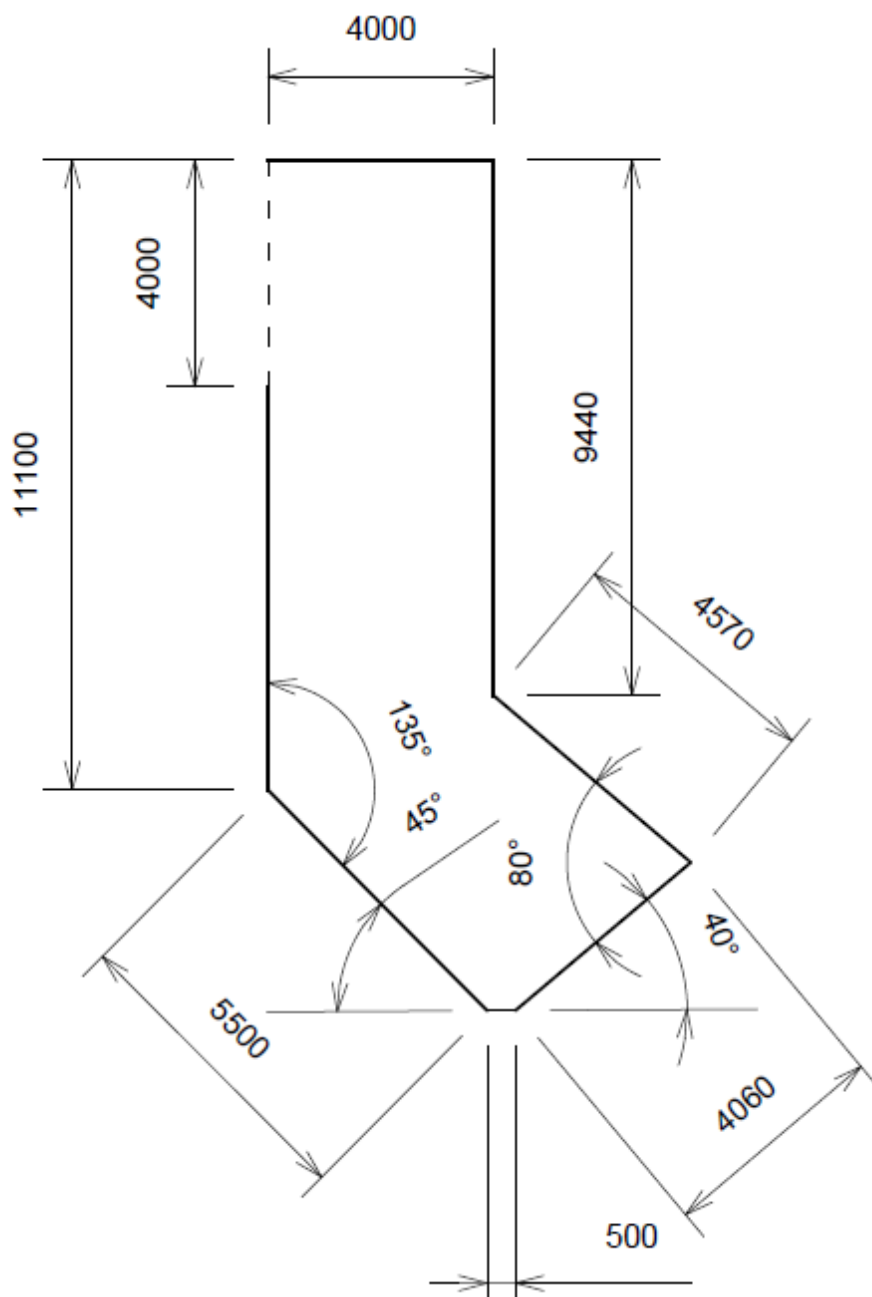
7.8.2.6 Entalpie a teplota za mříží

$$I_{1M \text{ out}} = \frac{Q_{o \text{ out}} - Q_{mříž}}{M_{pv}} = 7210 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

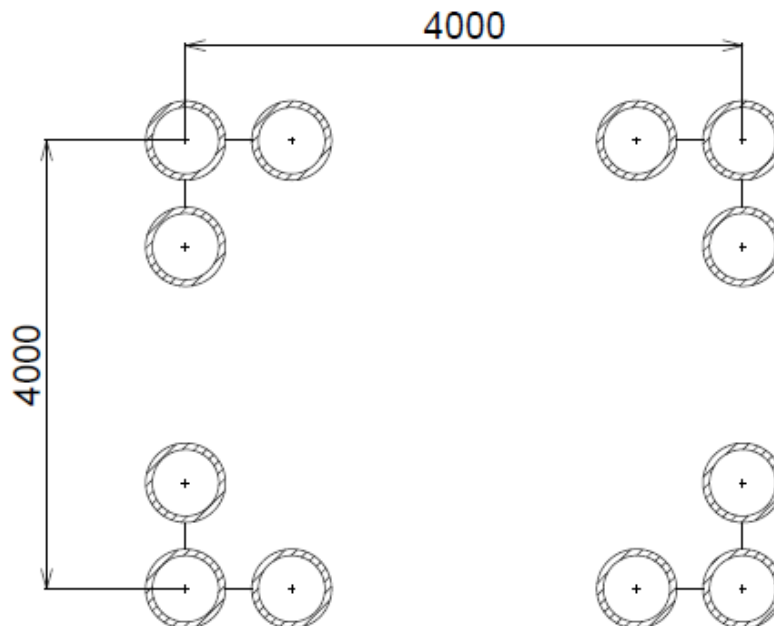
Této entalpii při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,75$ je rovna teplota $893 \text{ } ^\circ\text{C}$.

7.9 2. TAH

Druhý tah kotle je volen jako prázdný tah vzhledem ke stále příliš vysoké teplotě spalin a tudíž velkému riziku zastruskování plochy deskového výměníku. Stěny tahu jsou tvořeny membránovou stěnou výparníku se stejnými parametry jako v případě spalovací komory, tedy 60 mm s roztečí 80 mm. Otvor mezi prvním a druhým tahem je vysoký 4 m. Geometrie celého tahu je pak zřejmá na obrázku č. 15.



Obrázek 15 - Náčrt druhého tahu



Obrázek 16 - Znáznornění průřezu stěn 2. tahu

7.9.1 Rychlost proudění spalin ve 2. tahu

$$W_{s\ 2T} = \frac{V_s \cdot (273 + \bar{t}_s)}{273 \cdot (a \cdot b)}$$

$$W_{s\ 2T} = \frac{20,6 \cdot (273 + 795)}{273 \cdot (4 \cdot 4)} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

7.9.2 Tepelný výpočet 2. tahu

7.9.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání trubek

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{W_{s\ 2T} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{8,8 \cdot 10^{-2}}{4} \cdot \left(\frac{5 \cdot 4}{117 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,605^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 6,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

7.9.2.1.1 Látkové vlastnosti spalin pro teplotu 800 °C

Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda = 8,8 \cdot 10^{-2}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
------------------------------	-------------------------------	--

Kinematická viskozita spalin	$\nu = 117 \cdot 10^{-6}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
------------------------------	---------------------------	------------------------------------

Prandtlovo číslo spalin	$Pr = 0,605$	$[-]$
-------------------------	--------------	-------

7.9.2.1.2 Ekvivalentní průměr d_e

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O}$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 4 \cdot 4}{2 \cdot (4 + 4)} = 4$$

Kde F je světlý průřez kanálu a O je obvod průřezu kanálu.

7.9.2.1.3 Opravné koeficienty C_t, C_l, C_m

Opravný koeficient C_t , oprava na poměrnou délku C_l a opravný koeficient C_m , se v případě 2. tahu kotle nijak neprojeví na výpočtu. Jejich hodnota je rovna 1.

7.9.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním při podélném obtékání trubek

Při podélném obtékání se součinitel přestupu tepla sáláním řeší stejným způsobem jako při obtékání příčném, které již bylo popsáno v kapitole 7.8.2.2, která se věnuje přestupu tepla sáláním ve spalinové mříži. Rozdílnou částí výpočtu je pouze výpočet efektivní tloušťky sálavé plochy, která se řeší dle následující rovnice.

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}}$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{250,4}{226} = 4 \text{ m}$$

Kde V je objem a F_{st} je velikost sálajícího povrchu 2. tahu.

Výsledky jednotlivých částí výpočtu jsou sepsány v následující tabulce.

Tabulka 14 - Dílčí výsledky součinitele přestupu tepla sáláním u 2. tahu

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	93,1512	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,7338	-
Teplota zaneseného povrchu	T_z	591,78	K
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	1,3236	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	3,997	m
Objem 2. tahu + obrátové komory	V_{2t+o}	250,3811	m^3
Povrch sálajícího prostoru	F_{st}	225,5102	m^2
Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny	$k_s \cdot r_s$	1,3125	-
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1375	-
Objem. koncentrace tříatomových plynů ve spal.	r_s	0,2309	-

Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	Γ_{RO2}	0,0934	-
Parciální tlak tříatomových plynů ve spal.	p_s	0,0230	MPa
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Přebytek vzduchu v 2. tahu	α_{2T}	1,75	-
Souč. zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	1,9989	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,027	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

7.9.2.3 Závěrečné výpočty 2. tahu

Závěrečné výpočty 2. tahu se taktéž neliší od výpočtu spalinové mříže. U výpočtu tepelného toku na výstupu z 2. tahu se navíc pouze odečte odhadnutá ztráta sáláním. Výsledky jsou sepsány v tabulce číslo 15.

Tabulka 15 - Závěrečné výpočty 2. tahu

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	99,5	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	55,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,008	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplo odebrané z 2. tahu	Q_{2T}	6625,6	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	530,2	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	634	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	438	$^{\circ}C$

7.9.2.4 Tepelný tok na výstupu z 2. tahu

$$Q_{2T \text{ out}} = Q_{2T \text{ in}} - (Q_{2T} + Z_{T2} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i \text{ red}})$$

$$Q_{2T \text{ out}} = 28085 - (6625,6 + 0,002 \cdot 3,89 \cdot 9994) = 21381 \text{ kW}$$

7.9.2.5 Entalpie a teplota za 2. tahem

$$I_{2T \text{ out}} = \frac{Q_{2T \text{ out}}}{M_{pv}}$$

$$I_{2T \text{ out}} = \frac{21381}{3,89} = 5489 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Této entalpii při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,75$ je rovna teplota $697^{\circ}C$.

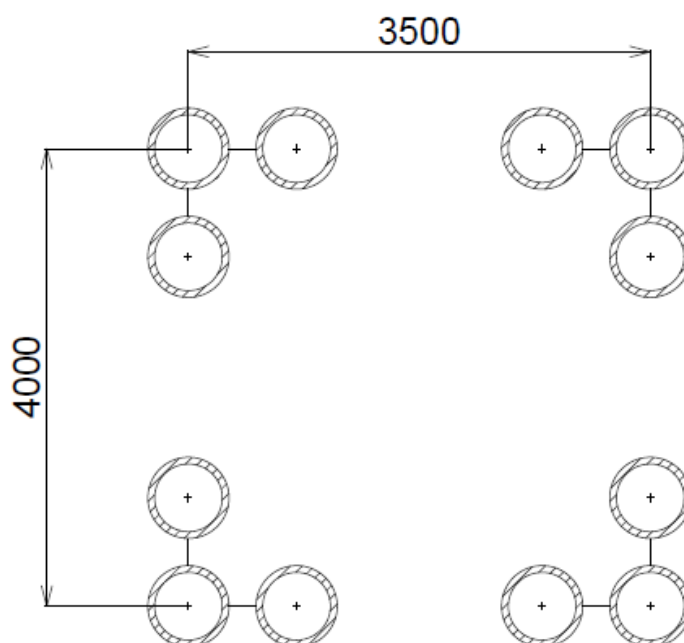
7.10 2. SPALINOVÁ MŘÍŽ

Při výpočtu bylo užito stejného postupu jako v případě 1. spalínové mříže, proto v této kapitole nebude uváděn postup, ale pouze tepelný tok na výstupu ze spalínové mříže a jeho příslušná teplota. Veškeré dílčí výsledky jsou sepsány do tabulek číslo 35, 36, 37 a 38 a jsou uvedeny v příloze.

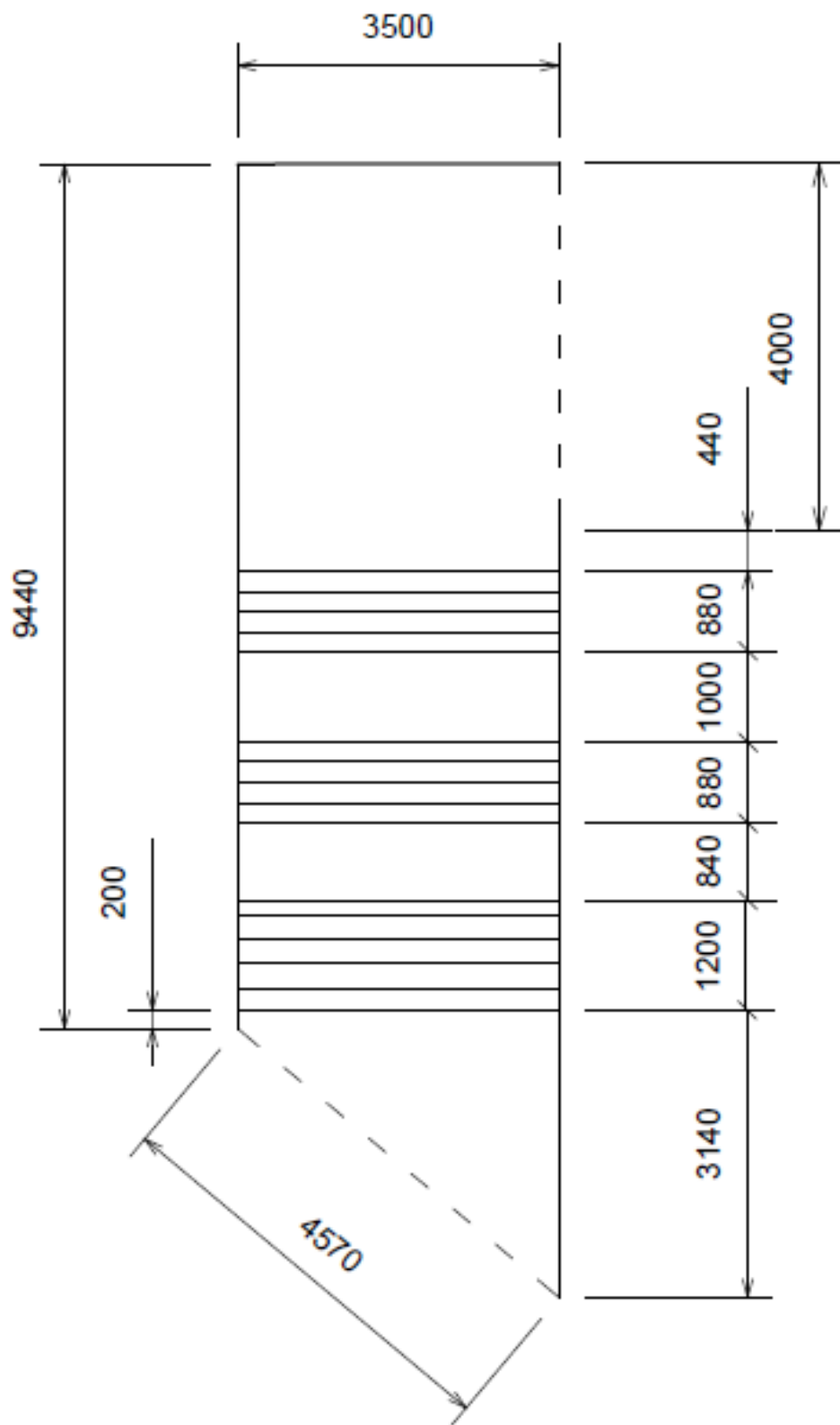
Tepelný tok na výstupu z 2. spalínové mříže je roven $Q_{2M\ out} = 20694\ kW$, což při daném průtoku spalín odpovídá entalpii $I_{2M\ out} = 5313\ kJ \cdot kg^{-1}$ a teplotě $t_{2M\ out} = 676\ ^\circ C$.

7.11 3. TAH

Prostor třetího tahu je tvořen 2. přehřívákem, průřezem mezi jednotlivými přehříváky, 1. přehřívákem a obratovou komorou. Průřezy jsou obecně v tazích zařazeny, aby se alespoň částečně ustálilo proudění spalín mezi jednotlivými svazky hadů a kvůli dostupnosti při opravách. Na vstupu i výstupu z 3. tahu jsou spalínové mříže umožňující průchod spalín. Tento tah je také tvořen paralelní membránovou plochou, která je součástí výparníku. Parametry 3. tahu a jeho geometrie je patrná z následujících náčrtů.



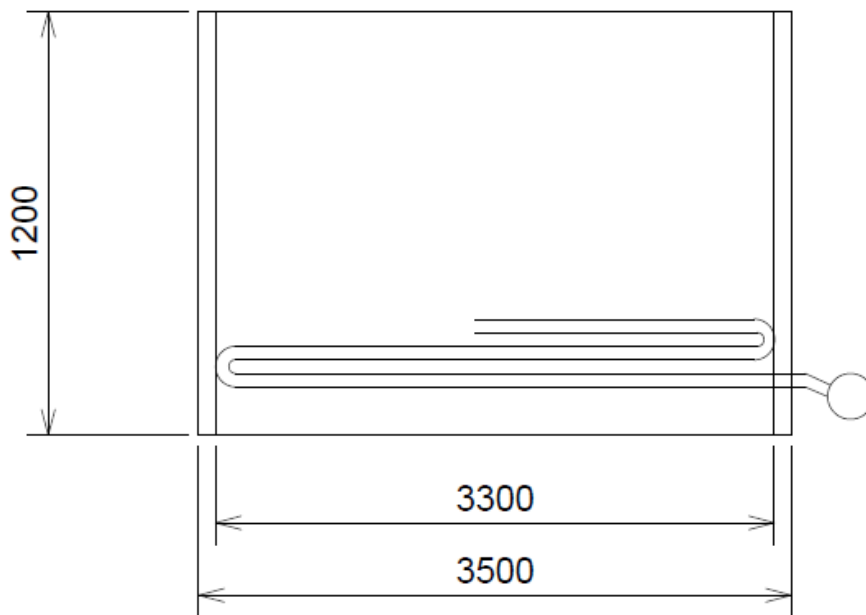
Obrázek 17 - Geometrie 3. tahu



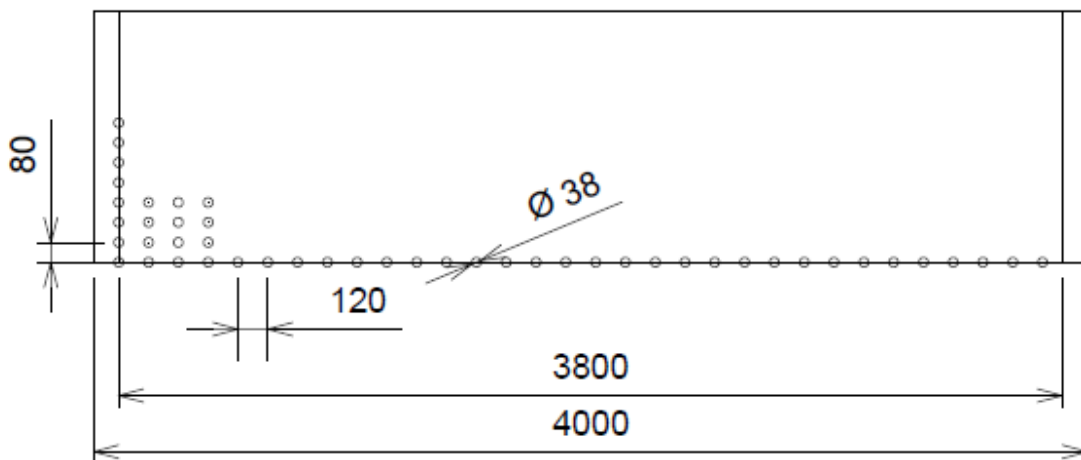
Obrázek 18 – Náčrt třetího tahu

7.12 2. PŘEHŘÍVÁK

2. přehřívák je prvním přehřívákem vzhledem k proudění spalín a druhým přehřívákem z hlediska páry. Je navržen jako protiproudý výměník, který je tvořen dvojhady. Při výpočtu se zvláště počítá výkon samotného druhého přehříváku a zvláště paralelní plocha membránové stěny. Do té je v tomto výpočtu započítána i část stěny mezi druhou mříží a druhým přehřívákem a první průlez. Cílem 2. přehříváku je přehřát páru na zadané parametry $t_{2P\ out}^p = 400\ ^\circ C$ a $p_{2P\ out}^p = 4,3\ MPa$. Parametry přehříváku a jeho geometrie jsou patrné z následujících náčrtů a tabulky.



Obrázek 19 - Znáznornění hadů v tahu – pohled z boku



Obrázek 20 - Uspořádání trubek ve 2. přehříváku

7.12.1 Parametry 2. přehříváku

Tabulka 16 - Parametry 2. přehříváku

Šířka tahu	a_{3T}	4	m
Využitelná šířka tahu	a_u	3,8	m
Délka tahu	b_{3T}	3,5	m
Využitelná délka tahu	b_u	3,3	m
Výška	v_{2P}	1,2	m
Výška 2. mříže	m_{2M}	2,94	m
Průměr trubek	D	38	mm
Světlost trubek	s	4	mm
Vnitřní průměr trubek	d	30	mm
Rozteč podélná	s_2	80	mm
Rozteč příčná	s_1	120	mm
Počet hadů paralelně	n_p	31	-
Počet dvojhadů za sebou	n_{dvouh}	8	-
Počet trubek za sebou	n_t	16	-

7.12.2 Tepelný výpočet 2. přehříváku – membránová stěna

Tepelný výpočet membránové stěny se řeší obdobným způsobem, jakým se řešil v předešlých kapitolách. Pro výpočet sdílení tepla konvekcí je použit stejný postup jako u 2. tahu. U sdílení tepla sáláním je však zapotřebí použít postup ze spalinových mříží vzhledem k tomu, že tah není prázdný a je tudíž jiný výpočet pro efektivní tloušťku sálavé plochy. Vzhledem ke stejnému postupu nebudou v této kapitole uvedeny dílčí výsledky. Výkon membránové stěny je roven $Q_{2PM} = 530 \text{ kW}$.

7.12.3 Tepelný výpočet 2. přehříváku – svazky přehříváku

Výpočet přestupu tepla na straně spalín se řeší stejným způsobem jako v případě spalínové mříže a to jak v případě přestupu tepla konvekcí, tak sáláním. U svazků přehříváku se však musí vypočítat i přestup tepla konvekcí na straně páry, jenž bude vypočten níže společně se závěrečnými výpočty 2. přehříváku. Dílčí výsledky jsou pak sepsány v příloze.

7.12.3.1 Součinitel přestupu tepla konvencí na straně páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{p2P} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{5,48 \cdot 10^{-2}}{0,03} \cdot \left(\frac{14,52 \cdot 0,03}{1,39 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0334^{0,4} = 1194 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

7.12.3.1.1 Látkové vlastnosti páry pro teplotu 360 °C a tlak 4,35 MPa

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 5,48 \cdot 10^{-2} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Kinematická viskozita spalin $\nu = 1,39 \cdot 10^{-6} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Prandtlovo číslo spalin $Pr = 1,0334 \quad [-]$

7.12.3.1.2 Rychlost páry

$$w_{p2P} = \frac{v_{stř} \cdot M_{pp}}{F_s}$$

$$w_{p2P} = \frac{0,06 \cdot 11,94}{0,04} = 16,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde $v_{stř}$ je střední měrný objem, M_{pp} je průtok přehřáté páry a F_s je celkový vnitřní průřez.

7.12.3.1.3 střední měrný objem přehřáté páry

měrné objemy jednotlivých parametrů páry byly zjištěn pomocí programu x – steam.

$$v_{in} = 0,05568 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_{out} = 0,06798 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_{stř} = \frac{v_{stup} + v_{výstup}}{2}$$

$$v_{stř} = \frac{0,05568 + 0,06798}{2} = 0,0618 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

7.12.3.1.4 Celkový vnitřní průřez

$$F_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot m \cdot n_p$$

$$F_s = \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} \cdot 2 \cdot 31 = 0,04 \text{ m}^2$$

Kde n_p je počet trubek paralelně vedle sebe a m je počet řad (započítání dvojhadu).

7.12.3.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_s}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_s}$$

$$k = \frac{81}{1 + \left(0,0077 + \frac{1}{1194}\right) \cdot 80} = 47,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Kde ε je součinitel zanesení plochy vypočtený a odhadnutý z grafů. $\varepsilon = 0,0077$

7.12.3.3 Teplo odebrané 2. přehříváku

$$Q_{2P} = k \cdot S \cdot \Delta t$$

$$Q_{2P} = 47,6 \cdot 198,45 \cdot 267 = 2487 \text{ kW}$$

7.12.3.3.1 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t = \frac{276 - 258}{\ln \frac{276}{258}} = 267 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{1s} - t_{2p} = 276 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{2s} - t_{1p} = 258 \text{ }^\circ\text{C}$$

7.12.3.3.2 Předběžný výpočet teplosměnné plochy

$$S_{před} = \frac{Q_{P2} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t}$$

$$S_{před} = \frac{2487 \cdot 1000}{47,6 \cdot 267} = 195,3 \text{ m}^2$$

7.12.3.3.3 Počet dvojhadů

$$n_{dvouh} = \frac{S_{před}}{D \cdot b_{3tu} \cdot n_p \cdot m}$$

$$n_{dvouh} = \frac{195,3}{0,038 \cdot 3,3 \cdot 31 \cdot 2} = 8$$

Na základě tohoto výpočtu volím 8 dvojhadů uspořádaných za sebou.

7.12.3.3.4 Teplosměnná plocha

$$S = D \cdot \pi \cdot b_{3tu} \cdot n_p \cdot m \cdot n_{dvouh}$$

$$S = 0,038 \cdot \pi \cdot 3,3 \cdot 31 \cdot 2 \cdot 8 = 195,3 \text{ m}^2$$

7.12.3.4 Teplota odebrané ze spalin

$$Q_{2P \text{ cel}} = Q_{2P M} + Q_{2P}$$

$$Q_{2P \text{ cel}} = 530 + 2487 = 3017 \text{ kW}$$

7.12.3.5 Tepelný tok na výstupu z 2. přehříváku

$$Q_{2P \text{ out}} = Q_{2M \text{ out}} - (Q_{2P \text{ cel}} + Z_{P2} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i \text{ red}})$$

$$Q_{2P \text{ out}} = 20695 - (3017 + 0,001 \cdot 3,89 \cdot 9994) = 17639 \text{ kW}$$

7.12.3.6 Entalpie a teplota spalin za 2. přehřívákem

$$I_{2P} = \frac{Q_{2P \text{ out}}}{M_{pv}}$$

$$I_{2P} = \frac{17639}{3,89} = 4528 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Této entalpii při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,775$ je rovna teplota 576 °C.

7.12.3.7 Entalpie a teplota páry před 2. přehřívákem

$$i_{2P \text{ in}} = i_{2P \text{ out}} - \frac{Q_{2P \text{ cel}}}{M_{pp}}$$

$$i_{2P \text{ in}} = 3209,1 - \frac{3017}{11,94} = 3001 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tato vypočtená entalpie odpovídá teplotě 317,6 °C.

7.13 VSTŘIK MEZI PŘEHŘÍVÁKY

Pro regulaci teploty a výkonu páry volím jeden vstřík o průtoku 3 % celkového průtoku ostré páry.

$$M_v = 0,03 \cdot M_{pp} = 0,358 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

7.13.1.1 Bilanční rovnice vstříku

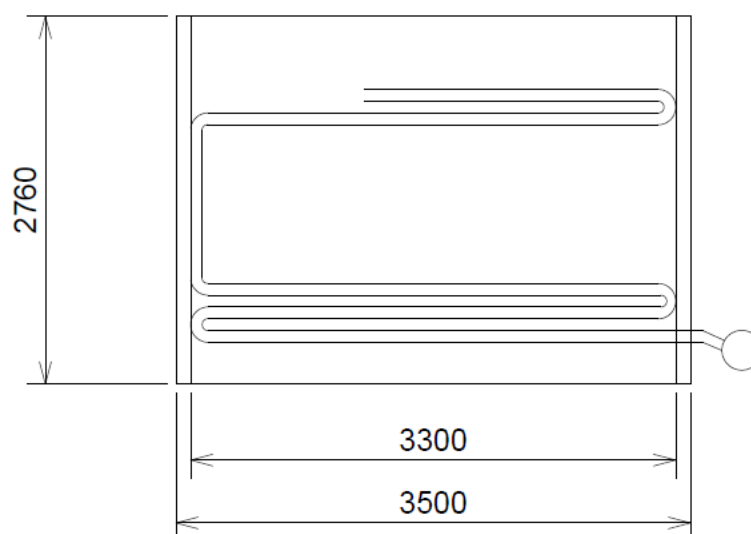
$$i_{p1 \text{ out}} = \frac{(i_{p2 \text{ in}} \cdot M_{pp}) - (M_v \cdot i_{nv})}{M_{pp} - M_v}$$

$$i_{p1 \text{ out}} = \frac{(3001 \cdot 11,94) - (0,358 \cdot 443,7)}{11,94 - 0,358} = 3080 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

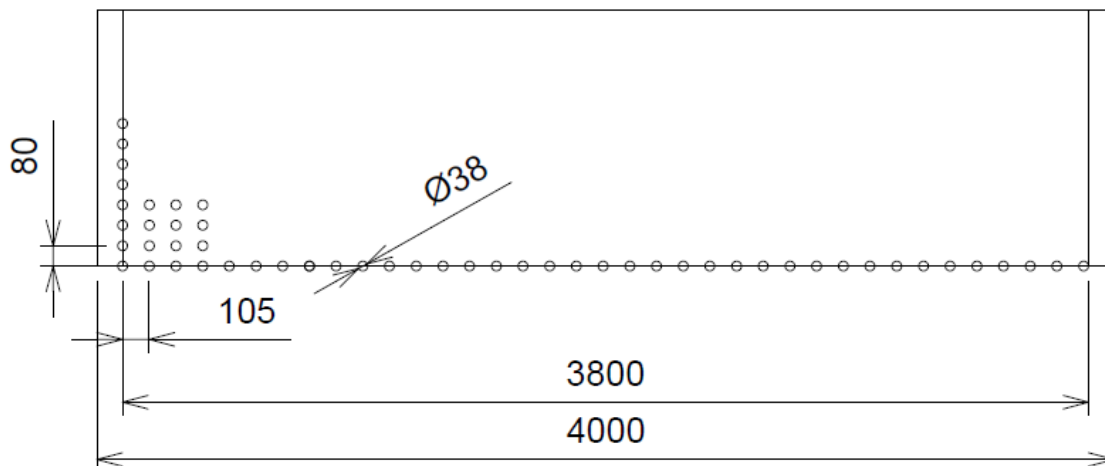
Této entalpii odpovídá pára o teplotě $t = 347,4 \text{ }^\circ\text{C}$. Hodnota byla zjištěna pomocí programu x – steam.

7.14 1. PŘEHŘÍVÁK

První přehřívák je navržen obdobně jako druhý přehřívák. Jedná se o protiproudý výměník s trubkami uspořádanými za sebou. Výměník je tvořen z dvojhadů a je rozdělen na dvě části průlezem. Obě části jsou tvořeny šesti dvojhady. Paralelně je umístěno 36 trubek o vnějším průměru 0,038 m a roztečí 0,105 m. Geometrie a parametry přehříváku jsou patrné z následujících náčrtů a tabulky.



Obrázek 21 - 1. přehřívák - pohled z boku



Obrázek 22 - 1. přehřívák - pohled ze předu

7.14.1 Parametry 1. přehříváku

Tabulka 17 - Parametry 1. přehříváku

Šířka tahu	a_{3T}	4	m
Využitelná šířka tahu	a_u	3,8	m
Délka tahu	b_{3T}	3,5	m
Využitelná délka tahu	b_u	3,3	m
Výška první části	v_{1P1}	0,88	m
Výška průlezu	v_{pr}	1	m
Výška druhé části	v_{1P2}	0,88	m
Průměr trubek	D	38	mm
Světlost trubek	s	4	mm
Vnitřní průměr trubek	d	30	mm
Rozteč podélná	s_2	80	mm
Rozteč příčná	s_1	105	mm
Počet hadů paralelně	n_p	36	
Počet dvojhadů za sebou – první část	n_{dvouh1}	6	
Počet dvojhadů za sebou – druhá část	n_{dvouh2}	6	
Počet trubek za sebou	n_t	24	

7.14.2 Tepelný výpočet 1. přehříváku

Tepelný výpočet 1. přehříváku je zcela totožný s výpočtem 2. přehříváku. V této kapitole proto budou zmíněny pouze výsledné hodnoty. Dílčí hodnoty výpočtu jsou sepsány v příloze.

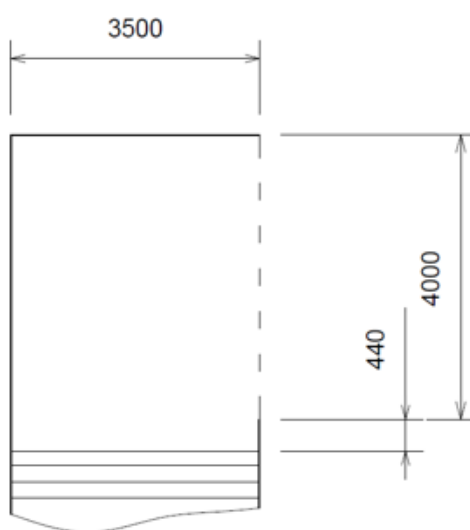
Tepelný tok na výstupu z 1. přehříváku je roven $Q_{1P\ out} = 14108\ kW$, což při daném průtoku spalin odpovídá entalpii $I_{1P\ out} = 3622\ kJ \cdot kg^{-1}$ a teplotě $t_{1P\ out} = 469\ ^\circ C$.

Teplo předané membránovou stěnou v 1. přehříváku je rovno $Q_{1P\ M} = 257\ kW$.

Teplo předané svazky 1. přehříváku je rovno $Q_{1P} = 3235\ kW$. Při tomto výkonu a zadaném průtoku se pára dostane na cílené parametry, pokud bude mít entalpii na vstupu rovnou $i_{1P\ in} = 2800\ kJ \cdot kg^{-1}$, což je hodnota o pouhých $3,4\ kJ \cdot kg^{-1}$ vyšší než je mez sytosti páry při tlaku $p = 4,6\ MPa$. Z tohoto závěru vyplývá, že je 1. přehřívák navržen méně výkonný, ale jen minimálně.

7.15 OBRATOVÁ KOMORA

Obratová komora 3. tahu je prázdnou částí kotle mezi 3. a 4. tahem jejíž parametry jsou zřejmé z následujícího obrázku. Tepelné výpočty se řeší stejným způsobem jako v případě 2. tahu a proto budou v této kapitole řešeny pouze výpočty objemu a povrchu obratové komory. Sepsány budou také konečné výsledky. Zbylé, dílčí výsledky jsou sepsány v příloze.



Obrázek 23 - Náčrt obratové komory 3. tahu

7.15.1.1 Objem obratové komory

$$V_{Ob} = a_{3T} \cdot b_{3T} \cdot h_{ob}$$

$$V_{Ob} = 4 \cdot 3,5 \cdot 4,44 = 62,16 \text{ m}^3$$

Kde a_{3T} je šířka tahu, b_{3T} je délka tahu a h_{ob} je výška obratové komory.

7.15.1.2 Povrch obratové komory

$$S_{Ob} = a_{3T} \cdot b_{3T} + (h_{ob} - v) \cdot a_{3T} + h_{ob} \cdot a_{3T} + 2 \cdot b_{3T} \cdot h_{ob}$$

$$S_{Ob} = 4 \cdot 3,5 + (4,44 - 4) \cdot 4 + 4,44 \cdot 4 + 2 \cdot 3,5 \cdot 4,44 = 64,6 \text{ m}^2$$

Kde v je výška spalínové mříže.

7.15.1.3 Hodnoty na konci obratové komory

Tepelný tok na výstupu z obratové komory je roven $Q_{Ob\ out} = 13645 \text{ kW}$, což při daném průtoku spalín odpovídá entalpii $I_{Ob\ out} = 3503 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a teplotě $t_{Ob\ out} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$.

7.16 3. SPALINOVÁ MŘÍŽ

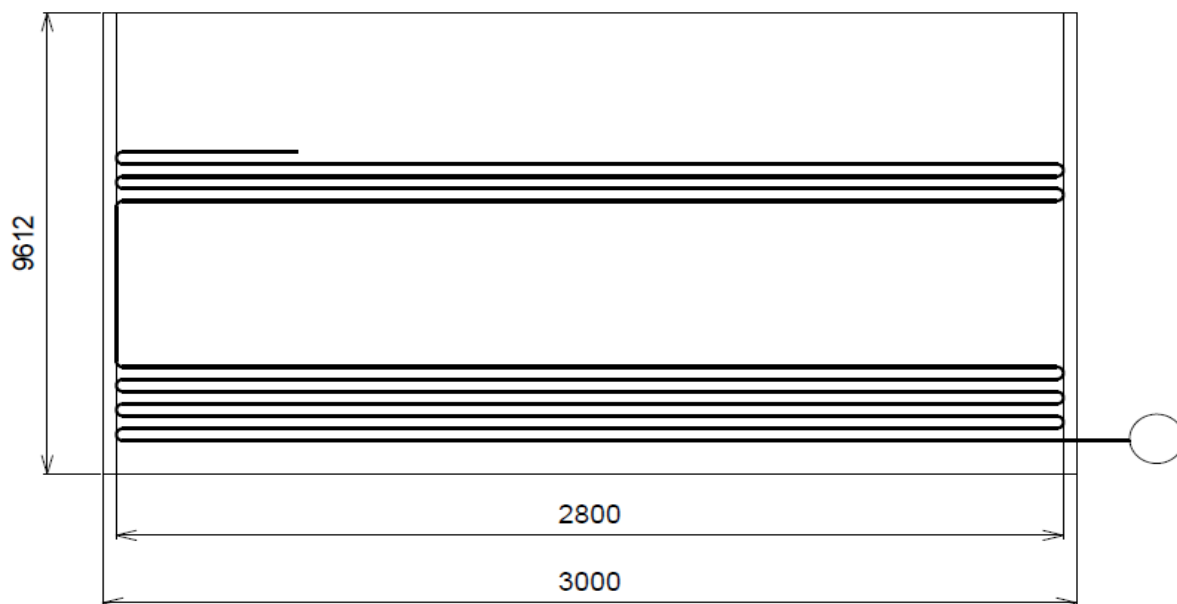
Při výpočtu bylo užito stejného postupu jako v případě 1. a 2. spalínové mříže, proto v této kapitole nebude uváděn postup, ale pouze tepelný tok na výstupu ze spalínové mříže a jeho příslušná teplota. Veškeré dílčí výsledky jsou sepsány příloze.

Tepelný tok na výstupu z 3. spalínové mříže je roven $Q_{3M\ out} = 13389 \text{ kW}$, což při daném průtoku spalín odpovídá entalpii $I_{3M\ out} = 3438 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a teplotě $t_{3M\ out} = 441 \text{ }^\circ\text{C}$.

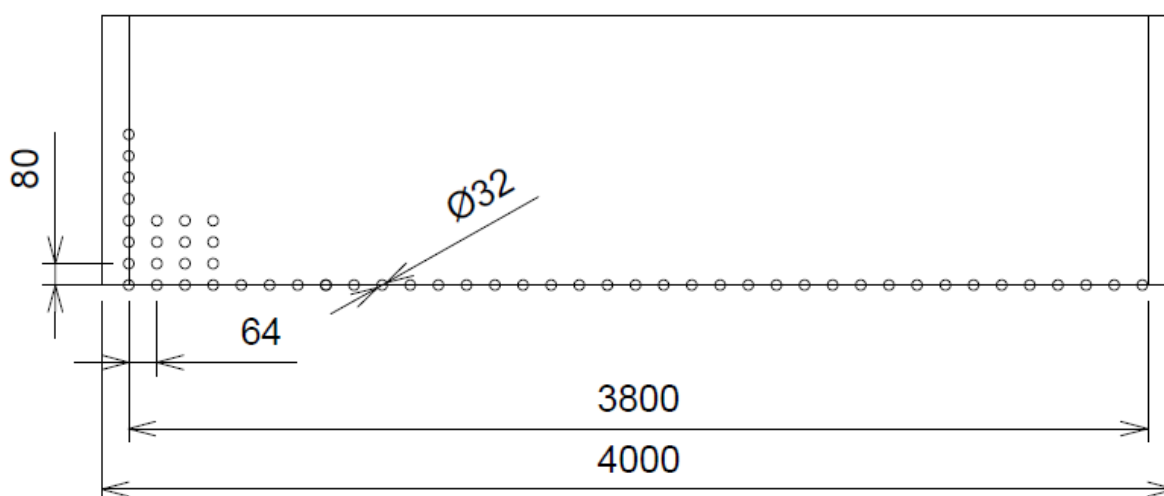
7.17 EKONOMIZÉR

Ekonomizér je posledním tepelným výměníkem z hlediska proudění spalín a zároveň prvním výměníkem z hlediska proudění vody, respektive páry. Tento protiproudý výměník se nachází ve 4. tahu kotle a jeho stěny jsou tvořeny pouze plechem. Je to tedy jediná část kotle, jehož stěny nejsou tvořeny membránovou stěnou chlazenou směsí vody a páry. To je možné díky teplotě, která už je na dostatečně nízké úrovni. Ekonomizéry musí být obecně rozděleny do několika svazků, aby se ustálilo proudění spalín mezi jednotlivými trubkami. V tomto případě je ekonomizér rozdělen do 6 svazků, přičemž první 4 svazky jsou tvořeny třinácti trubkami, zatímco zbylé 2 čtrnácti trubkami. Průlez mezi jednotlivými svazky je navržen na 0,7 m. Trubky jsou navrženy za sebou. Vzhledem k nízké teplotě spalín se při výpočtu využívá

pouze součinitele přestupu tepla konvekcí. Geometrie a detailní charakteristika ekonomizéru je patrná z následujících náčrtů a tabulky.



Obrázek 24 - Náčrt ekonomizéru - pohled z boku



Obrázek 25 - Náčrt ekonomizéru - pohled ze předu

7.17.1 Parametry ekonomizéru

Tabulka 18 - Parametry Ekonomizéru

Šířka tahu	a_{4T}	4	m
Využitelná šířka tahu	$a_{4T u}$	3,8	m
Délka tahu	b_{4T}	3	m
Využitelná délka tahu	$b_{4T u}$	2,8	m

Výška svazků o 13 trubkách za sebou	v_{s13}	0,992	m
Výška svazků o 14 trubkách za sebou	v_{s14}	1,072	m
Celková výška ekonomizéru	v_{EKO}	9,612	m
Průměr trubek	D	32	mm
Tloušťka stěny trubek	s	4	mm
Vnitřní průměr trubek	d	24	mm
Rozteč podélná	s_2	80	mm
Rozteč příčná	s_1	64	mm
Počet trubek paralelně	$n_{p\ EKO}$	59	
Počet trubek za sebou – první 2 svazky	n_1	14	
Počet trubek za sebou – další 4 svazky	n_2	13	
Počet trubek za sebou	n_t	80	

7.17.2 Tepelný výpočet a návrh ekonomizéru

Jak již bylo zmíněno, u tepelného výpočtu ekonomizéru se řeší pouze přestup tepla konvekcí, který se počítá stejným způsobem jako v případě spalinových mříží. Postup proto nebude v této kapitole uveden. Bude zde pouze popsán postup návrhu, který z vypočtené hodnoty vychází. Součinitel přestupu tepla konvekcí u ekonomizéru je roven $\alpha_k = 66,6\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

7.17.2.1 Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_k}$$

$$k = \frac{66,6}{1 + 0,0047 \cdot 66,6} = 50,67\ W/m^2 \cdot K$$

Kde ε je součinitel zanesení plochy vypočtený a odhadnutý z grafů. $\varepsilon = 0,0047$.

7.17.2.2 Teplo odebrané Ekonomizéru

$$Q_{EKO} = k \cdot S \cdot \Delta t$$

$$Q_{EKO} = 50,67 \cdot 1328 \cdot 119 = 8015\ kW$$

7.17.2.2.1 Střední logaritmický spád

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t = \frac{182,4 - 72,5}{\ln \frac{182,4}{72,5}} = 119 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{3M \text{ out}}^{sp} - t_{EKO \text{ out}}^w = 182,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{EKO \text{ out}}^{sp} - t_{EKO \text{ in}}^w = 72,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7.17.2.2.2 Předběžný výpočet teplosměnné plochy

$$S_{před} = \frac{Q_{EKO \text{ před}} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t}$$

$$S_{před} = \frac{8019,48 \cdot 1000}{50,67 \cdot 119} = 1328,7 \text{ m}^2$$

Kde $Q_{EKO \text{ před}}$ je předběžně zvolený výkon ekonomizéru, při němž by se napájecí voda dostala na úroveň saturační hodnoty při tlaku 4,6 MPa.

7.17.2.2.3 Počet paralelních trubek

$$n_p = \frac{S_{před}}{\pi \cdot D \cdot b_{4T u} \cdot n_p \cdot m}$$

$$n_p = \frac{1328,7}{\pi \cdot 0,032 \cdot 2,8 \cdot 59 \cdot 1} = 80,045$$

Na základě tohoto výpočtu volím 4 svazky po 13 trubkách a 2 svazky po 14 trubkách.

7.17.2.2.4 Teplosměnná plocha

$$S = D \cdot \pi \cdot b_{4tu} \cdot n_p \cdot m \cdot k_1 \cdot n_1 + k_2 \cdot n_2$$

$$S = 0,032 \cdot \pi \cdot 2,8 \cdot 59 \cdot 1 \cdot 4 \cdot 13 + 2 \cdot 14 = 1327,94 \text{ m}^2$$

7.17.2.3 Entalpie a teplota spalin za Ekonomizérem

$$I_{EKO \text{ out}} = \frac{Q_{3M \text{ out}} - Q_{EKO}}{M_{pv}}$$

$$I_{EKO \text{ out}} = \frac{13369 - 8015}{3,89} = \frac{5354}{3,89} = 1370 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Této entalpii při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,85$ je rovna teplota 177,5 °C.

7.17.2.4 Závěr

Z výpočtu a návrhu je patrné, že je ekonomizér navržen méně výkonný, než bylo v původním návrhu. Rozdíl činí 4,5 kW, z čehož plyne také rozdílná teplota napájecí vody vstupující do bubnu kotle. Ta je rovna $t_{EKO\ out}^w = 258,6\text{ °C}$ a liší se tak o 0,18 °C od saturační teploty vody v bubnu.

7.18 KONTROLA BILANCE KOTLE

Tabulka 19 - Výkony jednotlivých výhřevných ploch

	Výkon [kW]
Ohniště	9183
1. spalínová mříž	1329
2. tah	6626
2. spalínová mříž	687
Paralelní stěna 2. přehříváku	530
2. přehřívák	2487
Paralelní stěna 1. přehříváku	257
1. přehřívák	3235
Obratová komora	462
3. spalínová mříž	256
Ekonomizér	8015

7.18.1 Celkové teplo přijato teplotným médiem

$$Q_{celp} = \sum_i Q_i$$

$$Q_{celp} = 33067\text{ kW}$$

Tabulka 20 - Celková bilance

	Výkon [kW]
Celkové teplo	33067
Potřebné teplo pro kotel	33113
Bilance kotle	45

7.18.2 Odchylka výpočtu

$$\Delta = \frac{Q_{cel} - Q_{celp}}{Q_{cel}} \cdot 100 = \frac{33113 - 33088}{33113} \cdot 100 = 0,13 \%$$

Z předchozích tabulek a výpočtů je zřejmé, že takto navržený kotel je o 45 kW méně výkonný, než mělo být navrženo dle zadání. Tento výsledek odpovídá odchylce 0,13 %, která je v normě.

8 NÁVRH KOTLE NA TŘÍDĚNÝ KOMUNÁLNÍ ODPAD

8.1 ÚVOD

Výpočet a návrh kotle na tříděný odpad je řešen stejným způsobem jako výpočet kotle na odpad netříděný. V postupu se vyskytuje pouze několik anomálií, které souvisejí s rozdílným konceptem kotle. Tato kapitola již nebude popisovat přesný postup výpočtu a návrhu kotle. Bude se zabývat popisem navrženého kotle, zmíní rozdílné výpočty a důležité výsledky, jakými jsou teploty a tepelné toky spalin v jednotlivých částech kotle. Veškeré dílčí výsledky pak budou sepsány do tabulek v příloze.

8.2 ZADÁNÍ

Navrhnete bubnový kotel na spalování tříděného komunálního odpadu o výhřevnosti $16\,263\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a prvkovém složení uvedeném v kapitole 4, který bude odpovídat stejným výstupním parametrům jako navrhovaný kotel na netříděný odpad.

Tabulka 21 - Parametry kotle na tříděný odpad

Průtok přehřáté páry	M_{pp}	43	$t \cdot h^{-1}$
Teplota páry na výstupu	t_{pp}	400	$^{\circ}\text{C}$
Teplota vody v napájecí nádrži	t_n	105	$^{\circ}\text{C}$
Tlak páry na výstupu	p_{pp}	4,3	MPa

8.3 KONCEPT KOTLE

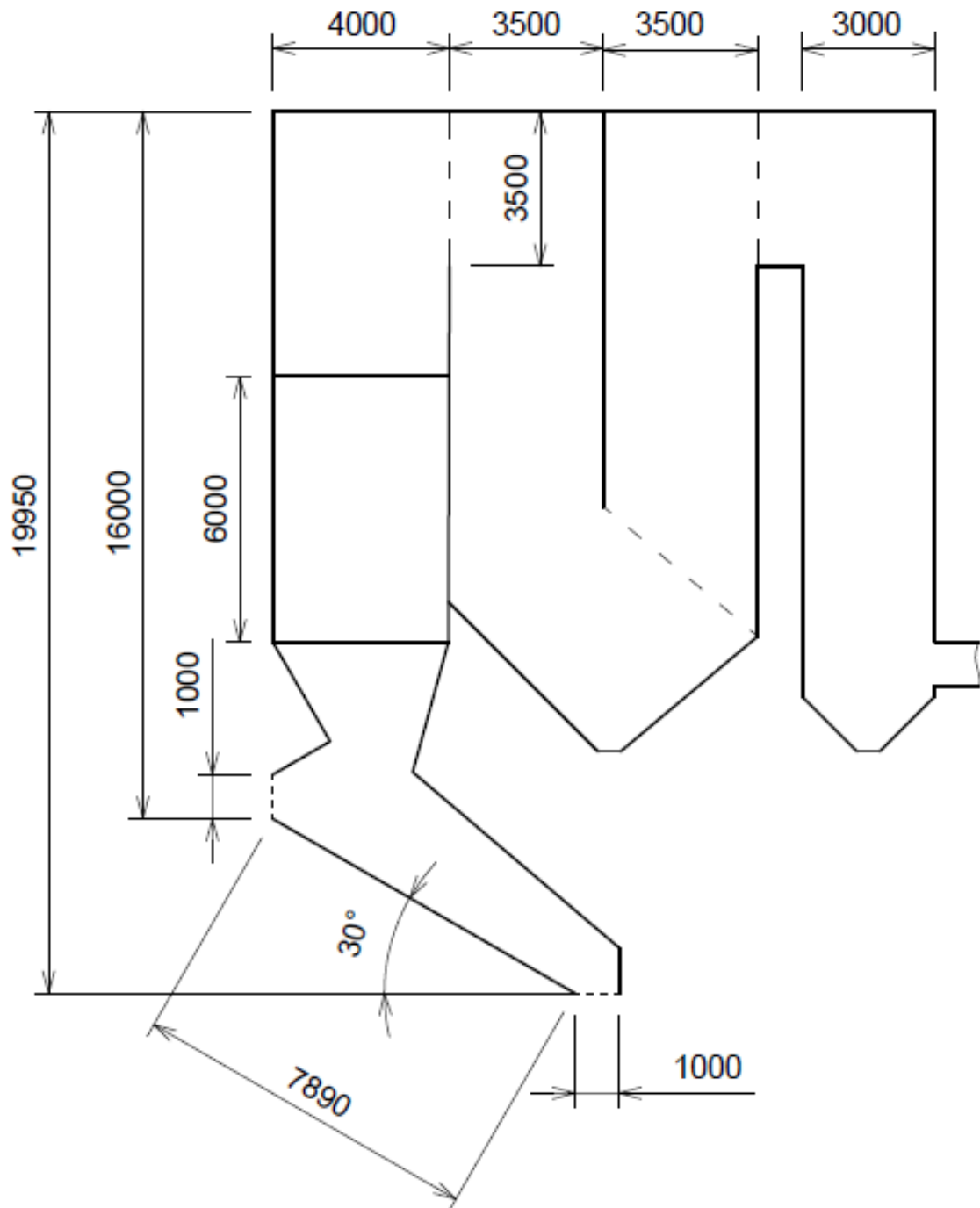
Koncept kotle je založen již na existujícím řešení a na základě konzultací s vedoucím práce.

- Spalování probíhá na přesuvném roštu se sklonem 30° .
- Spodní část spalovací komory je opatřena vyzdívkou na ochranu membránové stěny proti korozi a příliš velkému toku tepla.
- Je zvolen velký objem spalovací komory za účelem snížení rychlosti spalin a zvýšení doby setrvání spalin v daném prostoru. Spaliny by měli setrvat ve spalovací komoře nejméně 2 s.
- Šířka kotle je zvolena 4 m a je stejná pro všechny tahy.
- Dolní část ohniště je zúžena za účelem zlepšení pohybu spalin ve spalovací komoře.
- Kotel je tvořen čtyřmi tahy. První tři jsou tvořeny membránovou stěnou, čtvrtý pouze oplechováním.

- Vnitřní průměr trubek výparníku je roven 50 mm s roztečí 80 mm.
- Spalovací vzduch přiváděný do kotle má teplotu $t_{in}^{vz} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Součinitel přebytku vzduchu při spalování $\beta = 1,7$.
- Součinitel přebytku vzduchu na konci kotle je vzhledem k přisávání uvažován $\alpha = 1,85$.
- Parní oběh je zajištěn přirozenou cirkulací s jedním bubnem.
- Z bubnu je odváděn odluh o průtoku 1 % průtoku přehřáté páry.
- Na konci ohniště je umístěna spalínová mříž.
- Druhý tah kotle je prázdný kvůli stále příliš vysoké teplotě a riziku zanesení teplosměnné plochy.
- Ve spodní části 2. tahu je druhá výsypka.
- Na začátku a konci 3. tahu jsou umístěny spalínové mříže.
- Ve 3. tahu jsou umístěny dva protiproudé přehříváky.
- Mezi přehříváky je umístěn vstřík na regulaci teploty páry. Voda pro chlazení má průtok 3 % průtoku přehřáté páry a je brána z napájecí nádrže.
- 2. přehřívák je rozdělen na dvě části a je prvním v pořadí z hlediska páry.
- Ve 4. tahu je umístěn ekonomizér.
- Teplota spalin na výstupu z kotle je zvolena $180 \text{ } ^\circ\text{C}$ kvůli riziku chlorové koroze při nízkých teplotách spalin.

8.4 NÁČRT KOTLE

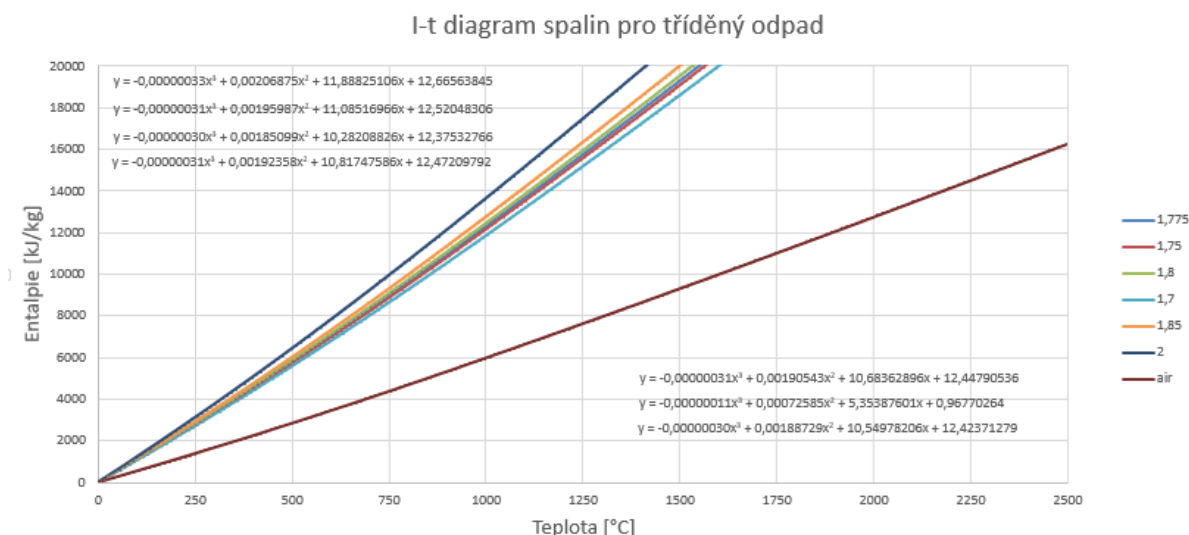
Geometrie zcela odpovídá konceptu kotle, který byl popsán v předchozí kapitole. Z návrhu je taktéž možné vyčíst základní parametry včetně výšky vyzdívky, která je navržena pro spodní část kotle s horní hranicí 6 m od zúžené části ohniště.



Obrázek 26 - Náčrt kotle na tříděný odpad

8.5 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Dle stechiometrických výpočtů byl sestaven graf závislosti entalpie spalin na teplotě a rovnice popisující danou závislost.



Obrázek 27 - I-t diagram spalin pro tříděný odpad

Entalpie spaliny pro přebytek vzduchu α :

$$\alpha = 2 \quad y = -3,3 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00207 \cdot x^2 + 11,888 \cdot x + 12,666$$

$$\alpha = 1,85 \quad y = -3,1 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00196 \cdot x^2 + 11,09 \cdot x + 12,5$$

$$\alpha = 1,8 \quad y = -3,1 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00192 \cdot x^2 + 10,82 \cdot x + 12,47$$

$$\alpha = 1,775 \quad y = -3,1 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00191 \cdot x^2 + 10,68 \cdot x + 12,448$$

$$\alpha = 1,75 \quad y = -3 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,001887 \cdot x^2 + 10,55 \cdot x + 12,42$$

$$\alpha = 1,7 \quad y = -3 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,00185 \cdot x^2 + 10,28 \cdot x + 12,36$$

Entalpie vzduchu:

$$y = -1,1 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0,000726 \cdot x^2 + 5,35 \cdot x + 0,97$$

8.6 ZÁKLADNÍ BILANCE KOTLE

8.6.1 Redukovaná výhřevnost

Ve výpočtu redukované výhřevnosti se projeví jedna významná změna v konceptu kotle. U kotle na tříděný odpad totiž není použit přehřev spalovacího vzduchu, tak jako u méně kvalitního komunálního odpadu a nebude tudíž v rovnicích počítáno s cizím zdrojem tepla. Rovnice na výpočet redukované výhřevnosti tedy vypadá následovně.

$$Q_{i\text{ red}} = Q_i^r + I_{pv}$$

$$Q_{i\text{ red}} = 16263 + 37,95 = 16301 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

8.6.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost

Účinnost je vypočítána na základě jednotlivých ztrát kotle, které jsou sepsány níže. Celková účinnost kotle dosahuje 84 %.

Tabulka 22 - Ztráty kotle na tříděný odpad

Ztráta mechanickým nedopalem	Z_c	0,0288	-
Ztráta chemickým nedopalem	Z_{co}	0,008	-
Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí	Z_{sv}	0,01	-
Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	Z_f	0,00365	-
Ztráta citelným teplem spalin (komín.)	Z_k	0,109	-

8.6.3 Tepelný výkon

Tepelný výkon kotle je roven $Q_v = 33113 \text{ kW}$.

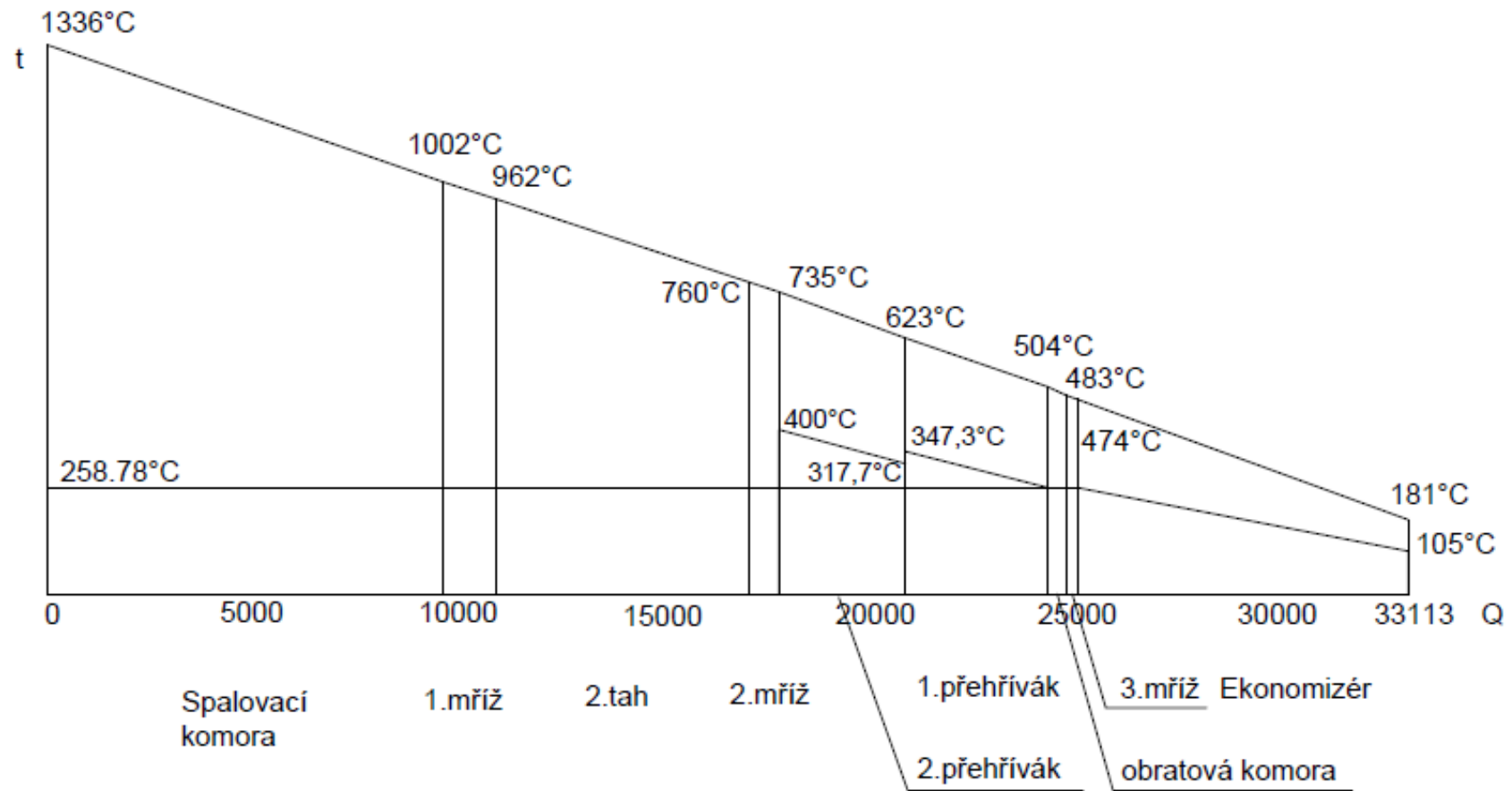
8.6.4 Množství paliva

Skutečné množství paliva bylo vypočítáno na základě redukované výhřevnosti, tepelného výkonu a účinnosti kotle na $M_{pal} = 2,4166 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Od tohoto výsledku se pak odvíjí výpočtové množství paliva, které je rovno $M_{pv} = 2,347 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

8.6.5 Průtok vzduchu a spalin

Na základě stechiometrických rovnic, součinitele přebytku vzduchu a množství paliva bylo vypočítáno, že průtok spalovacího vzduchu je roven $V_V = 16,52 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, průtok přísávaného vzduchu je $V_f = 1,46 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a průtok spalin $V_{Sp} = 19,67 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

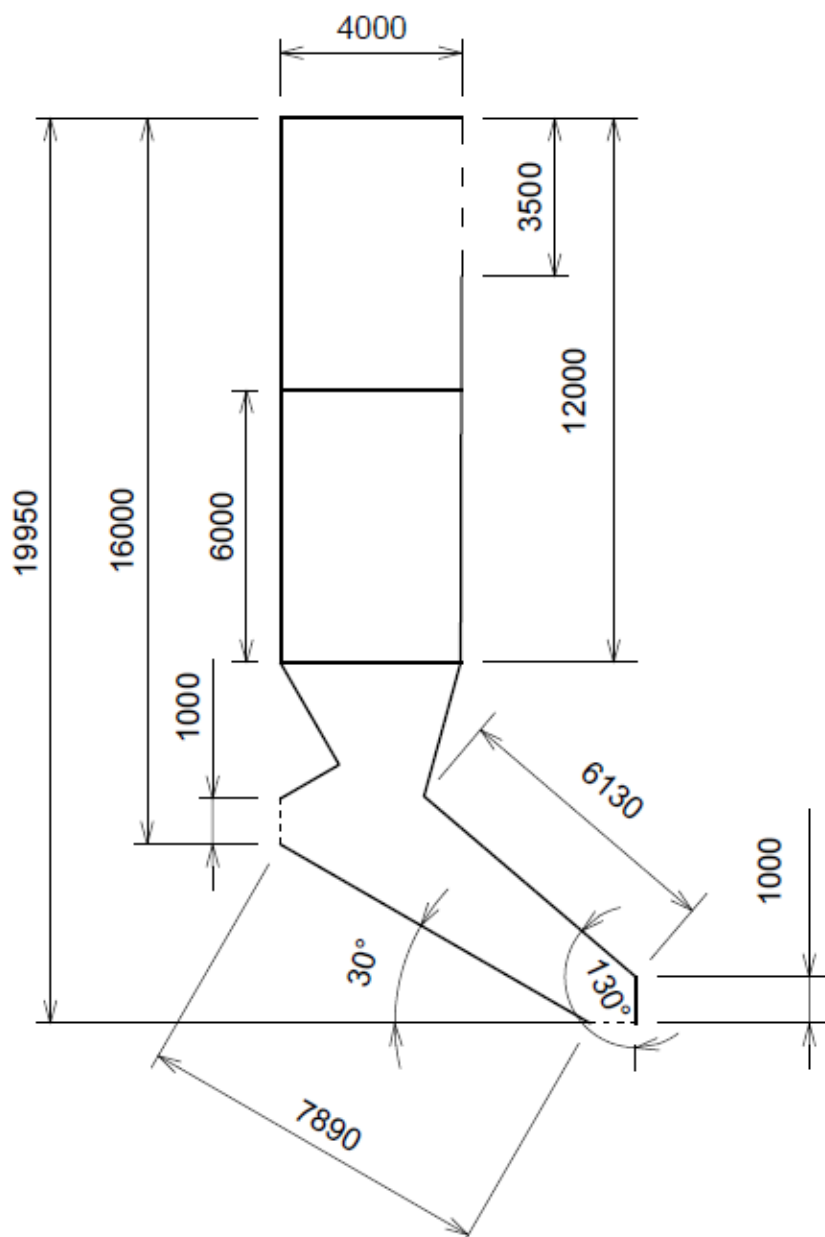
8.6.6 Q-t diagram



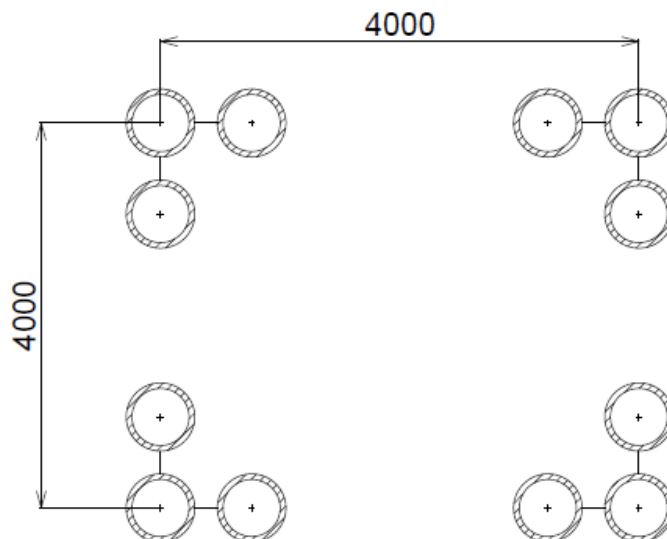
Obrázek 28 - Q-t diagram

8.7 SPALOVACÍ KOMORA

Geometrie a velikost spalovací komory byla navržena dle výpočtů, doporučení konzultanta a obecných podmínek pro návrh spalovací komory. Projekt spalovací komory je navržen dle prvotního konceptu, přičemž byla splněna podmínka setrvání spalin v ohništi, které v prostoru ohniště setrvávají po dobu 2,6 s. Spodní část ohniště je vybavena vyzdívkou, která chrání teplosměnné trubky před korozi a která také reguluje tepelný tok odebíraný výparníkem. Membránová stěna je tvořena z trubek o vnitřním průměru 50 mm, tloušťkou stěny 5 mm a roztečí 80 mm. Základní parametry spalovací komory jsou zřejmé z následujících náčrtů.



Obrázek 29 - Spalovací komora



Obrázek 30 - Znárodnění průřezu stěn spalovací komory

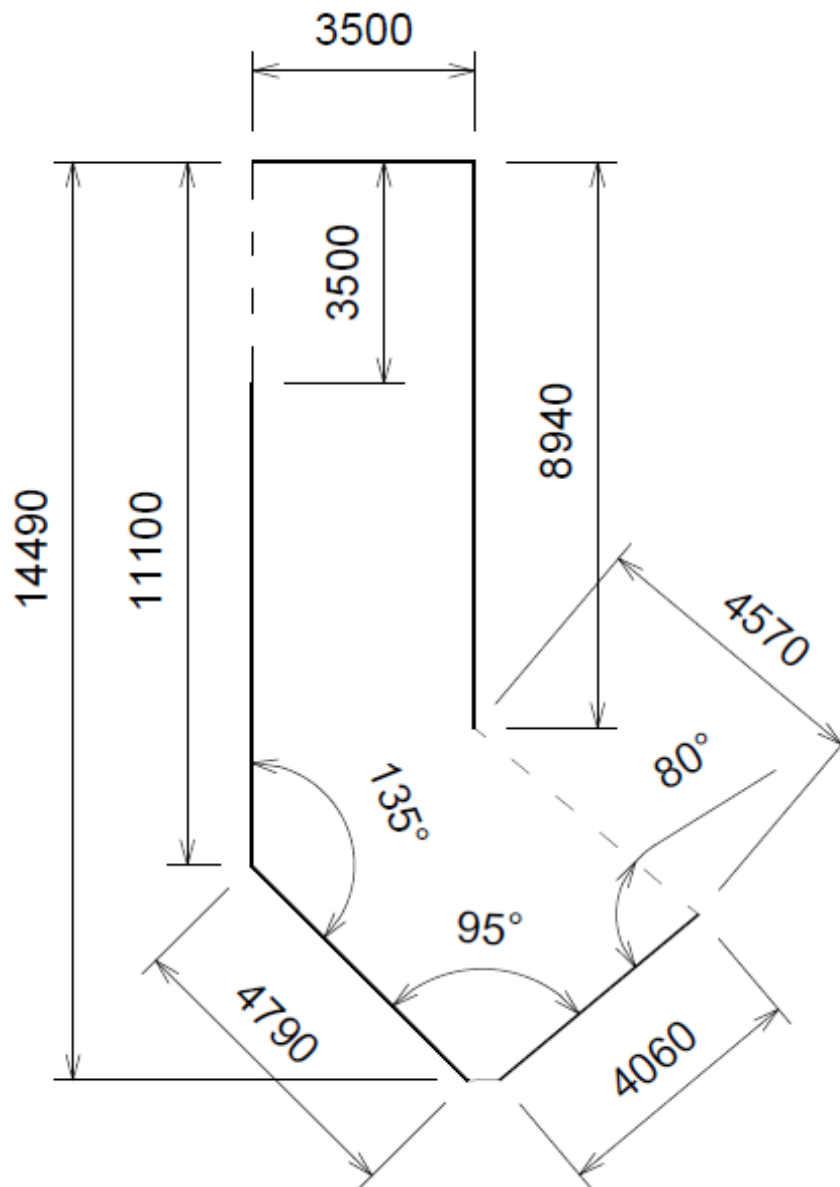
Teplota nechlazeného plamene byla vypočítána na $t_{np} = 1336 \text{ }^\circ\text{C}$ a teplota na výstupu z ohniště na $t_{ok} = 1002 \text{ }^\circ\text{C}$. Tepelný tok na výstupu z ohniště je roven $Q_{ok} = 28578 \text{ kW}$ což odpovídá entalpii $I_{ok} = 12176 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

8.8 1. SPALINOVÁ MŘÍŽ

Jak je patrné z obrázku č. 29, 1. spalínová mříž je vysoká 3,5 m. Tepelný tok na výstupu z 1. spalínové mříže je roven $Q_{1M \text{ out}} = 27315 \text{ kW}$, což při daném průtoku spalín odpovídá entalpii $I_{1M \text{ out}} = 11638 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a teplotě $t_{1M \text{ out}} = 962 \text{ }^\circ\text{C}$.

8.9 2. TAH

Druhý tah kotle je volen jako prázdný vzhledem ke stále příliš vysoké teplotě spalín a tudíž velkému riziku zastruskování plochy deskového výměníku. Stěny tahu jsou tvořeny membránovou stěnou výparníku se stejnými parametry jako v případě spalovací komory. Geometrie celého tahu je zřejmá z obrázku č. 31. Šířka tahu je 4 m.



Obrázek 31 - 2. tah

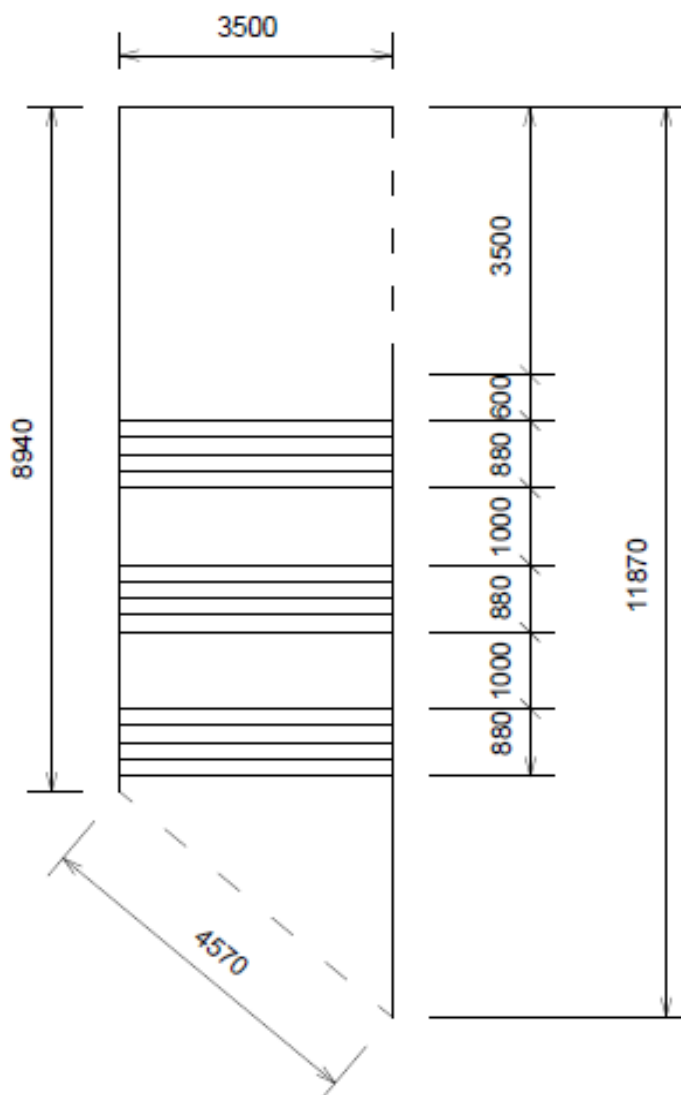
Tepelný tok na výstupu z 2. tahu je roven $Q_{2T\ out} = 21083\ kW$, což při daném průtoku spalin odpovídá entalpii $I_{2T\ out} = 8983\ kJ \cdot kg^{-1}$ a teplotě $t_{2T\ out} = 760\ ^\circ C$.

8.10 2. SPALINOVÁ MŘÍŽ

Jak je patrné z obrázku č. 31, trubky 2. spalinové mříže jsou dlouhé 4,57 m. Tepelný tok na výstupu z 2. spalinové mříže je roven $Q_{2M\ out} = 20330\ kW$, což při daném průtoku spalin odpovídá entalpii $I_{2M\ out} = 8662\ kJ \cdot kg^{-1}$ a teplotě $t_{2M\ out} = 735\ ^\circ C$.

8.11 3. TAH

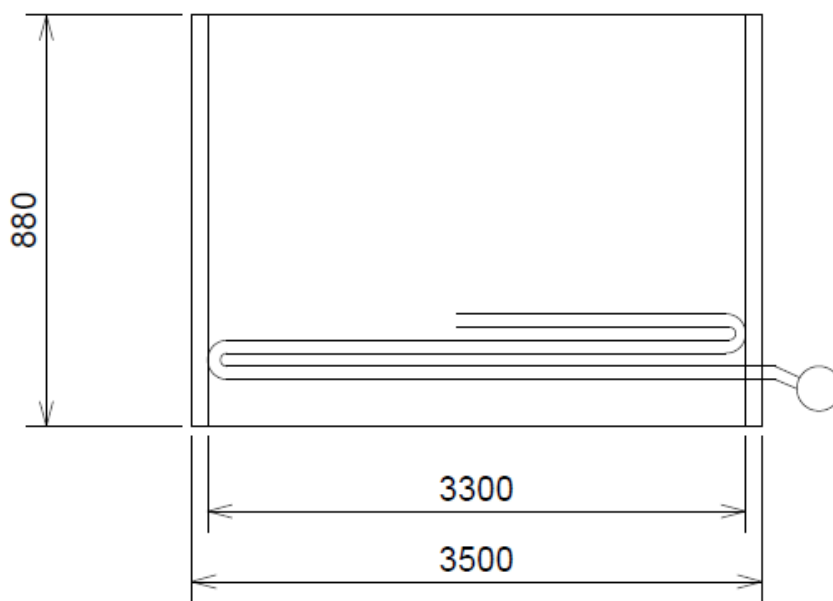
3. tah je posledním tahem, jehož stěny jsou tvořeny membránovou stěnou výparníku. V prostoru 3. tahu se nachází 2. přehřívák, který je prvním z hlediska proudu spalin, avšak druhým z hlediska toku páry. Dále je v tomto tahu umístěn vstřík na regulaci teploty páry a 1. přehřívák, který je rozdělen na dvě části. Uspořádání a velikosti jak přehříváků, průlezů, tak celého 3. tahu jsou zřejmé z obrázku číslo 31.



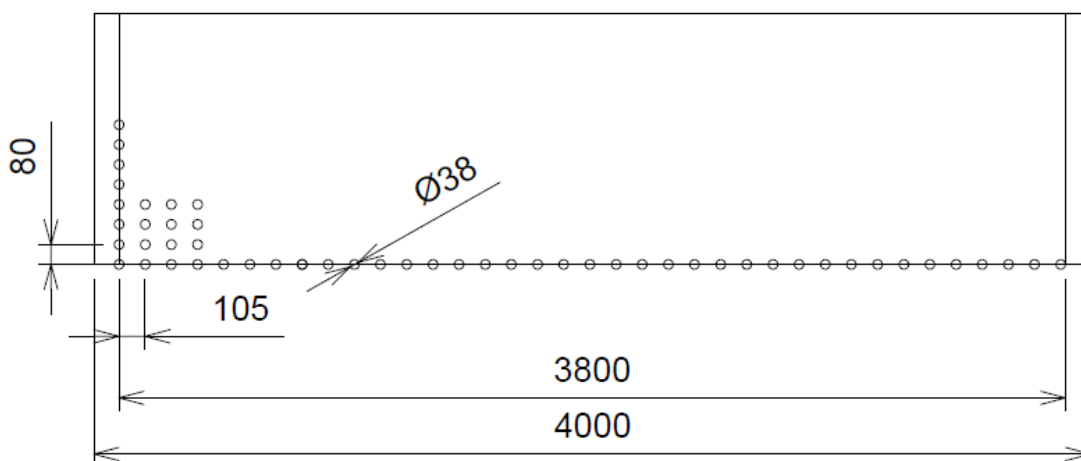
Obrázek 32 - 3. tah

8.12 2. PŘEHŘÍVÁK

2. přehřívák je protiproudý teplosměnný výměník tvořený svazkem dvojhadů, který je umístěn na začátku 3. tahu. Jeho úkolem je dohřát páru na konečné parametry, které odpovídají teplotě $t_{2P\ out}^p = 400\ ^\circ C$ při tlaku $p_{2P\ out}^p = 4,3\ MPa$. Z následujících obrázků a tabulky je patrná geometrie, rozměry i celý koncept 2. přehříváku



Obrázek 33 - Znázornění svazku 2. přehříváku - pohled z boku



Obrázek 34 - Uspořádání trubek ve 2. přehříváku

8.12.1 Parametry 2. přehříváku

Tabulka 23 - Parametry 2. přehříváku

Šířka tahu	a_{3T}	4	m
Využitelná šířka tahu	$a_{3T u}$	3,8	m
Délka tahu	b_{3T}	3,5	m
Využitelná délka tahu	$b_{3T u}$	3,3	m
Výška	v_{2P}	0,88	m
Výška 2. mříže	m_{2M}	2,94	m
Průměr trubek	D	38	mm
Světlost trubek	s	4	mm
Vnitřní průměr trubek	d	30	mm
Rozteč podélná	s_2	80	mm
Rozteč příčná	s_1	105	mm
Počet hadů paralelně	n_p	36	-
Počet dvojhadů za sebou	n_{dvouh}	6	-
Počet trubek za sebou	n_t	12	-

Teplný tok spalin na výstupu z 2. přehříváku je roven $Q_{2P out} = 17221 kW$, což při daném průtoku odpovídá entalpii $I_{2P out} = 7337 kJ \cdot kg^{-1}$ a teplotě $t_{2P out} = 623 ^\circ C$.

Teplu předané membránovou stěnou v 2. přehříváku je rovno $Q_{2P M} = 550 kW$.

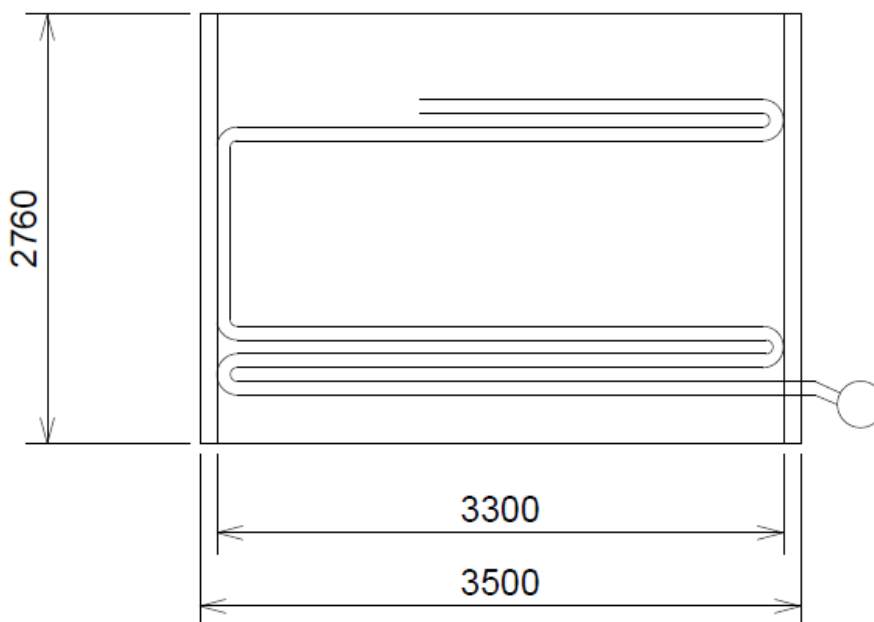
Teplu předané svazky 2. přehříváku je rovno $Q_{2P} = 2520 kW$. Při tomto výkonu a zadaném průtoku se pára dostane na cílené parametry, pokud bude mít entalpii na vstupu rovnou $i_{2P in} = 2998 kJ \cdot kg^{-1}$.

8.13 VSTŘÍK MEZI PŘEHŘÍVÁKY

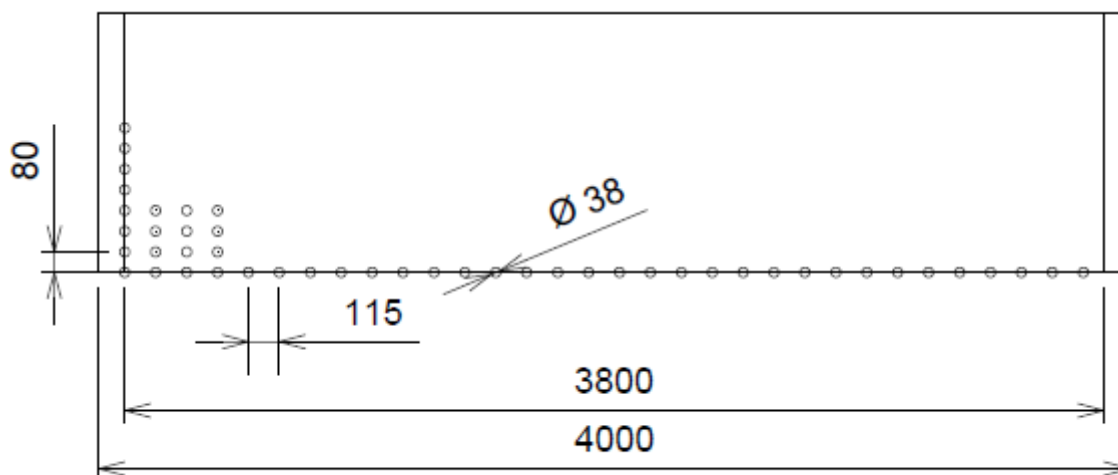
Pro regulaci teploty a výkonu páry byl zvolen jeden vstřík o průtoku 3 % celkového množství ostré páry, který tedy činí $M_v = 0,358 kg \cdot s^{-1}$. Při tomto průtoku a entalpii vstříkované vody $i_{nv} = 443,7 kJ \cdot kg^{-1}$ musí být entalpie páry na vstupu do vstříku rovna $i_{vstřík in} = 3077 kJ \cdot kg^{-1}$, což odpovídá teplotě $347,3 ^\circ C$. Za těchto podmínek bude entalpie na výstupu ze vstříku $i_{vstřík out}$ rovna uvažované entalpii na vstupu do 2. přehříváku $i_{2P in}$.

8.14 1. PŘEHŘÍVÁK

1. přehřívák je navržen obdobně jako 2. přehřívák. Jedná se o protiproudý výměník s trubkami uspořádanými za sebou. Výměník je tvořen z dvojhadů a je rozdělen na dvě části průřezem. Obě části tohoto přehříváku jdou tvořeny šesti dvojhady. Paralelně je umístěno 32 trubek o vnějším průměru 0,038 m a rozteči 0,115 m. Geometrie a parametry přehříváku jsou patrné z následujících náčrtů a tabulky.



Obrázek 35 - 1. přehřívák - pohled z boku



Obrázek 36 - 1. přehřívák - pohled ze předu

8.14.1 Parametry 1. přehříváku

Tabulka 24 - parametry 1. přehříváku

Šířka tahu	a_{3T}	4	m
Využitelná šířka tahu	$a_{3T u}$	3,8	m
Délka tahu	b_{3T}	3,5	m
Využitelná délka tahu	$b_{3T u}$	3,3	m
Výška první části	v_{1P1}	0,88	m
Výška průlezu	v_{pr}	1	m
Výška druhé části	v_{1P1}	0,8	m
Průměr trubek	D	38	mm
Světlost trubek	s	4	mm
Vnitřní průměr trubek	d	30	mm
Rozteč podélná	s_2	80	mm
Rozteč příčná	s_1	115	mm
Počet hadů paralelně	n_p	32	
Počet dvojhadů za sebou – první část	n_{dvouh1}	6	
Počet dvojhadů za sebou – druhá část	n_{dvouh2}	6	
Počet trubek za sebou	n_t	24	

Tepelný tok spalin na výstupu z 1. přehříváku je roven $Q_{1P out} = 13644 kW$, což při daném průtoku odpovídá entalpii $I_{1P out} = 5813 kJ \cdot kg^{-1}$ a teplotě $t_{1P out} = 502 ^\circ C$.

Teplo předané membránovou stěnou v 1. přehříváku je rovno $Q_{1P M} = 272 kW$.

Teplo předané svazky 1. přehříváku je rovno $Q_{1P} = 3266 kW$. Při tomto výkonu a zadaném průtoku se pára dostane na cílené parametry, pokud bude mít entalpii na vstupu rovnou $i_{1P in} = 2795 kJ \cdot kg^{-1}$, což je hodnota o $2 kJ \cdot kg^{-1}$ nižší než je mez sytosti páry při tlaku $p = 4,6 MPa$. Z tohoto závěru vyplývá, že je 1. přehřívák navržen výkonnější, než bylo zamýšleno a to o 23,6 kW.

8.15 OBRATOVÁ KOMORA

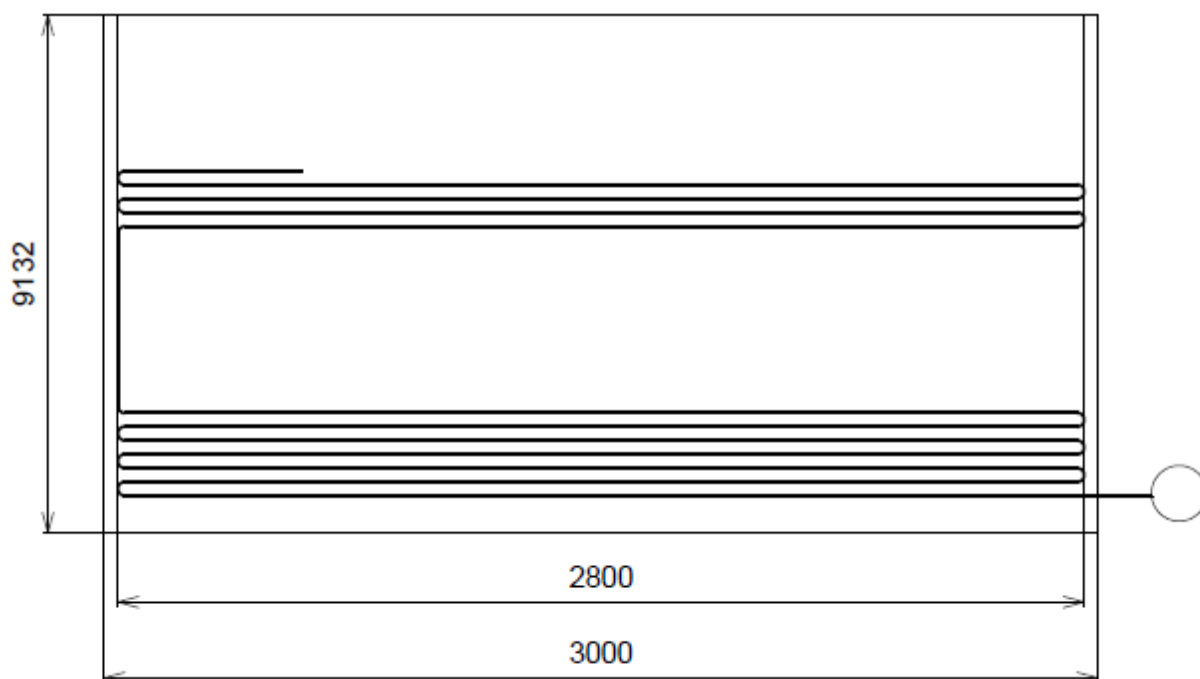
Obratová komora je prázdnou částí 3. tahu, která následuje po 1. přehříváku. Tepelný tok spalin na výstupu z obratové komory je roven $Q_{OB out} = 13203 kW$, což odpovídá entalpii $I_{OB out} = 5626 kJ \cdot kg^{-1}$ a teplotě $t_{OB out} = 481 ^\circ C$.

8.16 3. SPALINOVÁ MŘÍŽ

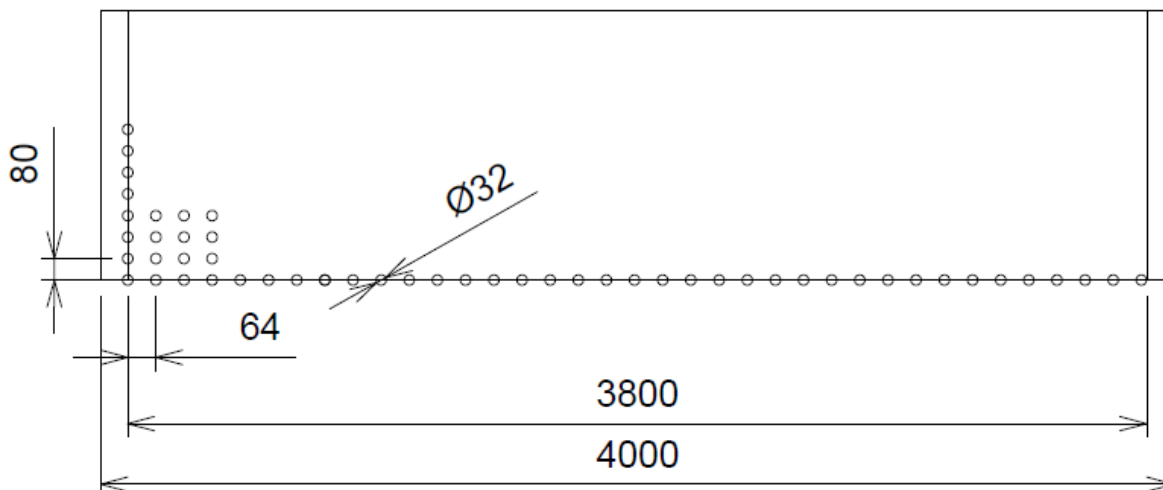
3. spalinová mříž je svými fyzickými parametry totožná s 1. spalinovou mříží, což mimo jiné znamená, že má trubky dlouhé 3,5 m. Tepelný tok na výstupu z 3. spalinové mříže je roven $Q_{3M\ out} = 12994\ kW$, což odpovídá entalpii $I_{3M\ out} = 5515\ kJ \cdot kg^{-1}$ a teplotě $t_{3M\ out} = 472\ ^\circ C$.

8.17 EKONOMIZÉR

Posledním výměníkem kotle z pohledu spalin a zároveň prvním výměníkem z pohledu pracovního média je ekonomizér, který je umístěn ve 4. tahu kotle. Jedná se o protiproudý výměník, který by měl být navržen tak, aby ohřál napájecí vodu na saturační teplotu při tlaku $4,6\ MPa$. Mnou navržený ekonomizér se skládá z 6 svazků, které jsou tvořeny z hadů jdoucimi za sebou. První 4 svazky jsou tvořeny 12 hady, zbylé 2 svazky 13 hady. Průlezy mezi jednotlivými svazky jsou navrženy s výškou 0,7 m. Stěny tahu jsou tvořeny oplechováním. Jednotlivé parametry kotle jsou zřejmé z následujících obrázků a tabulky.



Obrázek 37 - Náčrt ekonomizéru - pohled z boku



Obrázek 38 - Náčrt ekonomizéru - pohled ze předu

8.17.1 Parametry ekonomizéru

Tabulka 25 - Parametry Ekonomizéru

Šířka tahu	a_{4T}	4	<i>m</i>
Využitelná šířka tahu	$a_{4T u}$	3,8	<i>m</i>
Délka tahu	b_{4T}	3	<i>m</i>
Využitelná délka tahu	$b_{4T u}$	2,8	<i>m</i>
Výška svazků o 13 trubkách za sebou	v_{s13}	0,992	<i>m</i>
Výška svazků o 12 trubkách za sebou	v_{s12}	0,912	<i>m</i>
Celková výška ekonomizéru	v_{EKO}	9,132	<i>m</i>
Průměr trubek	D	32	<i>mm</i>
Tloušťka stěny trubek	s	4	<i>mm</i>
Vnitřní průměr trubek	d	24	<i>mm</i>
Rozteč podélná	s_2	80	<i>mm</i>
Rozteč příčná	s_1	64	<i>mm</i>
Počet trubek paralelně	$n_{p EKO}$	59	
Počet trubek za sebou – první 2 svazky	n_1	13	
Počet trubek za sebou – další 4 svazky	n_2	12	
Počet trubek za sebou	n_t	74	

8.17.2 závěr

Tepelný tok spalin na výstupu z ekonomizéru je roven $Q_{EKO out} = 4897 \text{ kW}$, což při daném průtoku odpovídá entalpii $I_{EKO out} = 2087 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a teplotě $t_{EKO out} = 181 \text{ }^\circ\text{C}$.

Teplu předané svazky ekonomizéru je rovno $Q_{EKO} = 8009 \text{ kW}$. Při tomto výkonu bude mít napájecí voda při vstupu do kotle entalpii $i_{vb \text{ in}} = 1128 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, což je o $0,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ méně, než je entalpie páry na bodu varu.

8.18 KONTROLA A BILANCE KOTLE

Tabulka 26 - Výkony jednotlivých výhřevných ploch

	Výkon [kW]
Ohniště	9642
1. spalínová mříž	1263
2. tah	6156
2. spalínová mříž	754
Paralelní stěna 2. přehříváku	550
2. přehřívák	2520
Paralelní stěna 1. přehříváku	272
1. přehřívák	3266
Obratová komora	441
3. spalínová mříž	258
Ekonomizér	8009

8.18.1 Celkové teplo přijato teplotným médiem

$$Q_{celp} = \sum_i Q_i$$

$$Q_{celp} = 33131 \text{ kW}$$

Tabulka 27 - Celková bilance

	Výkon [kW]
Celkové teplo	33131
Potřebné teplo pro kotel	33113
Bilance kotle	19

8.18.2 Odchylka výpočtu

$$\Delta = \frac{Q_{cel} - Q_{celp}}{Q_{cel}} \cdot 100 = \frac{33113 - 33131}{33113} \cdot 100 = -0,057 \%$$

Z předchozích tabulek a výpočtů je zřejmé, že takto navržený kotel je o 19 kW výkonnější. Tento výsledek odpovídá odchylce - 0,057 %, která je v normě.

9 CELKOVÉ POROVNÁNÍ NAVRHOVANÝCH KOTLŮ

Kapitoly 7 a 8 byly věnovány návrhu a výpočtu kotlů na netříděný a tříděný odpad. Z těchto dvou kapitol vyplývá, že použití rozdílných paliv s odlišnými parametry a kvalitou značně ovlivňuje návrh kotle. Právě těmito rozdíly a celkovým porovnáním zpracovaných kotlů se bude zabývat tato kapitola.

9.1 KONCEPT KOTLŮ

Koncept obou kotlů byl zvolen v rámci možností stejný a je detailně popsán v kapitole 7.3 respektive 8.3. Vzhledem k rozdílnosti paliva však museli být provedeny změny, které se týkají především velikosti teplosměnných ploch. Jediný velký rozdíl v konceptu obou kotlů, který se netýká geometrie kotlů, je řešení spalovacího vzduchu, který je v případě netříděného odpadu ohříván na teplotu 150 °C, zatímco v případě tříděného odpadu je vzduch ponechán na teplotě okolí.

9.2 ÚČINNOST A ZTRÁTY KOTLE

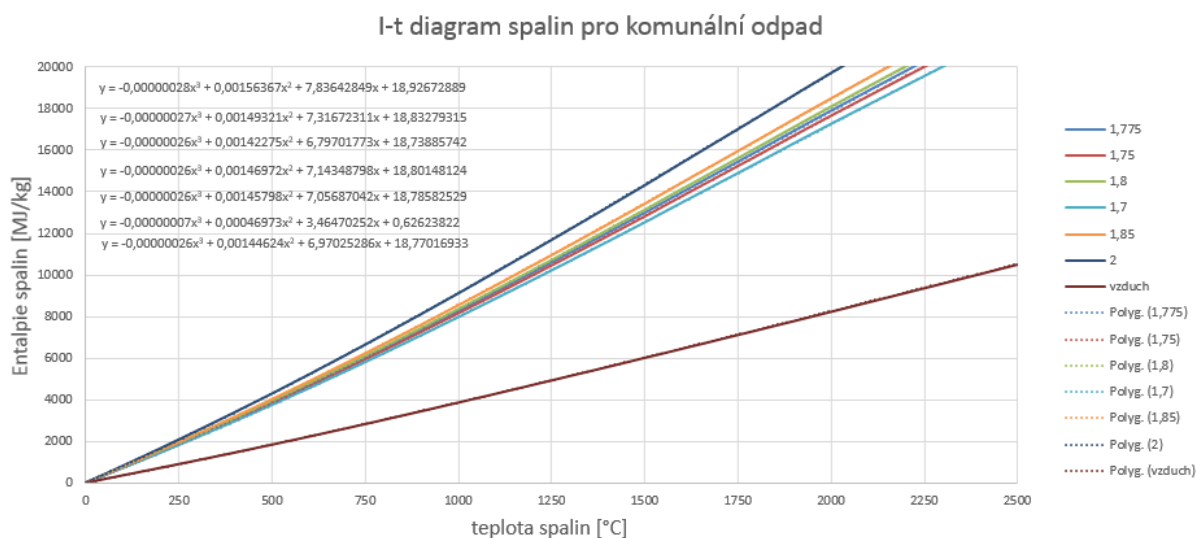
Znatelně větší ztráty jsou v případě netříděného odpadu a to především kvůli ztrátě mechanickým nedopalem a fyzickým teplem tuhých zbytků. Všeobecně největší ztráta je způsobena citelným teplem spalin, která je však v případě obou kotlů stejná, díky stejné zvolené teplotě na výstupu z kotle (180 °C). Celková účinnost kotle je pak v důsledku větších ztrát horší v případě netříděného odpadu, kde dosahuje hodnoty 77,89 %, zatímco v případě tříděného odpadu nabývá hodnoty 84,06 %. Pro přehledné porovnání jsou ztráty kotle sepsány do tabulky číslo 28.

Tabulka 28 - Porovnání ztrát v kotlích

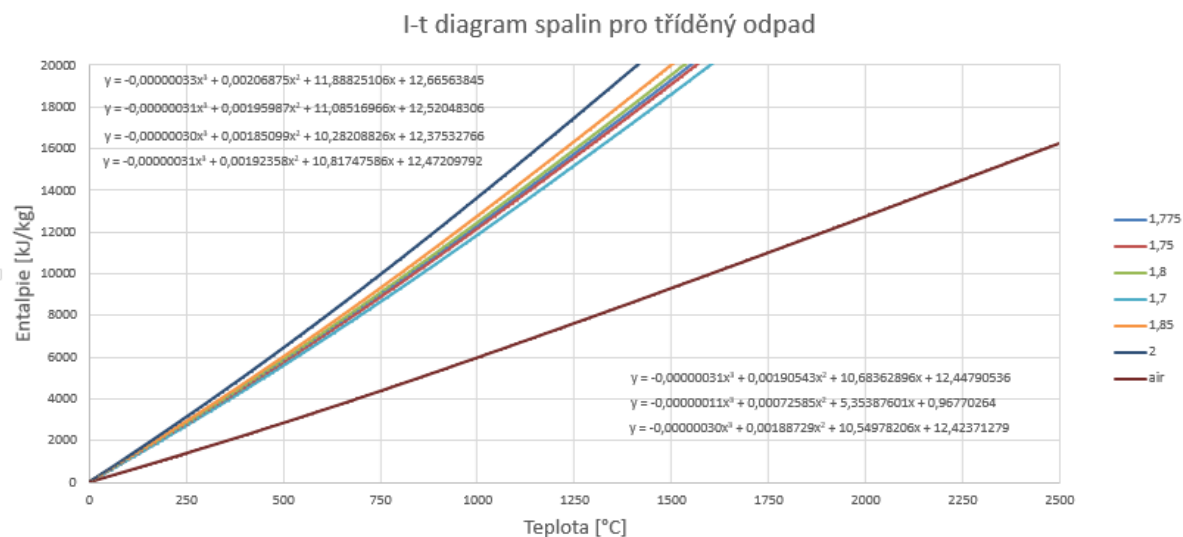
Ztráty		Netříděný odpad [-]	Tříděný odpad [-]
Mechanickým nedopalem	Z_c	0,084	0,0288
Chemickým nedopalem	Z_{co}	0,008	0,008
Sáláním a vedením tepla do okolí	Z_{sv}	0,01	0,01
Fyzickým teplem tuhých zbytků	Z_f	0,011	0,00365
Citelným teplem spalin (komín.)	Z_k	0,1081	0,109
Celková ztráta	Z_{cel}	0,221	0,1593

9.3 GRAF ZÁVISLOSTI ENTALPIE SPALIN A TEPLoty

Při porovnání grafů znázorňujících závislost entalpie spalin na jejich teplotě je zřejmé, že křivky popisující danou závislost jsou příkřejší v případě tříděného odpadu. Z toho vyplývá, že spaliny o stejné teplotě mají u tohoto paliva větší entalpii a tedy i vyšší tepelný tok při teoreticky stejném průtoku. Tato skutečnost vychází ze složení paliva respektive z jeho výhřevnosti a zaručuje potřebu menšího množství paliva a tudíž i menší průtok spalin v případě tříděného odpadu.



Obrázek 39 - I-t diagram spalin pro komunální odpad



Obrázek 40 - I-t diagram spalin pro tříděný odpad

9.4 MNOŽSTVÍ PALIVA

Množství paliva, které je zapotřebí k ohřátí páry na příslušné parametry, je závislé pouze na redukované výhřevnosti a účinnosti kotle. Především redukovaná výhřevnost je výrazně menší v případě netříděného paliva. To, společně s horší účinností kotle má za následek, že je tohoto paliva zapotřebí mnohem více než tříděného odpadu. V následující tabulce je patrný rozdíl v potřebném přísunu paliva a souhrn veličin ovlivňující jeho výpočet.

Tabulka 29 - Redukovaná výhřevnost a množství paliva kotlů

	Netříděný odpad	Tříděný odpad	jednotky
Výhřevnost paliva	9200	16263	$kJ \cdot kg^{-1}$
Fyzické teplo paliva	40,96	37,9	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplo cizího zdroje	753,1	-	$kJ \cdot kg^{-1}$
Redukovaná výhřevnost	9994	16301	$kJ \cdot kg^{-1}$
Celková ztráta kotle	0,221	0,1594	-
Účinnost kotle	77,9	84,05	%
Celkový tepelný výkon kotle	33113	33113	kW
Množství paliva	4,253	2,417	$kg \cdot s^{-1}$

Z těchto hodnot je po přepočítání zřejmé, že je zapotřebí o 75,96 % víc netříděného odpadu než odpadu tříděného.

9.5 PRŮTOK SPALIN

Průtok spalin je důležitý parametr, od kterého se odvíjí průřez tahů a v tomto důsledku i rychlost spalin v kotli. Průtok spalin je závislý na množství, prvkovém složení paliva a na součiniteli přebytku spalovacího vzduchu, který je však volen pro oba typy kotlů stejný. Z toho vyplývá, že rozdíl v průtoku spalin je způsoben pouze spalovaným palivem. Hodnoty pro jednotlivé součinitele přebytku vzduchu pro tříděný a netříděný odpad jsou sepsány v následující tabulce.

Tabulka 30 - Průtok spalin kotlů

Součinitel přebytku vzduchu	Netříděný odpad [$m^3 \cdot s^{-1}$]	Tříděný odpad [$m^3 \cdot s^{-1}$]	procentuální rozdíl [%]
1,7	20,078	18,214	9,28
1,725	20,339	18,457	9,25
1,75	20,6	18,7	9,22
1,775	20,861	18,943	9,19
1,8	21,122	19,186	9,17
1,85	21,644	19,672	9,11

Z tabulky je zřejmé, že je produkováno více spalin v případě netříděného odpadu a to zhruba o 9,2 % v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu.

9.6 VÝKON A ZATÍŽENÍ JEDNOTLIVÝCH TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

Při zhlédnutí tabulky výkonů můžeme jen stěží najít jakoukoliv závislost, která by platila pro všechny teplosměnné plochy těchto kotlů. Některé jsou výkonnější v případě kotle na netříděný odpad, jiné v případě kotle na odpad tříděný. Částečné vysvětlení této skutečnosti můžeme najít v následující tabulce, která je věnována tepelnému zatížení v kotli. Z této tabulky je patrné, že je tepelné zatížení znatelně větší pouze v prostoru ohniště, zatímco v ostatních případech je daný rozdíl o poznání menší. U těchto výměníků je pak především rozhodující velikost jejich plochy. Z tabulky je také patrné, že je tepelné zatížení vždy větší u kotle na tříděný odpad, což je způsobeno vyššími teplotami v oblasti jednotlivých výhřevných ploch.

Tabulka 31 - Srovnání výkonů teplosměnných ploch

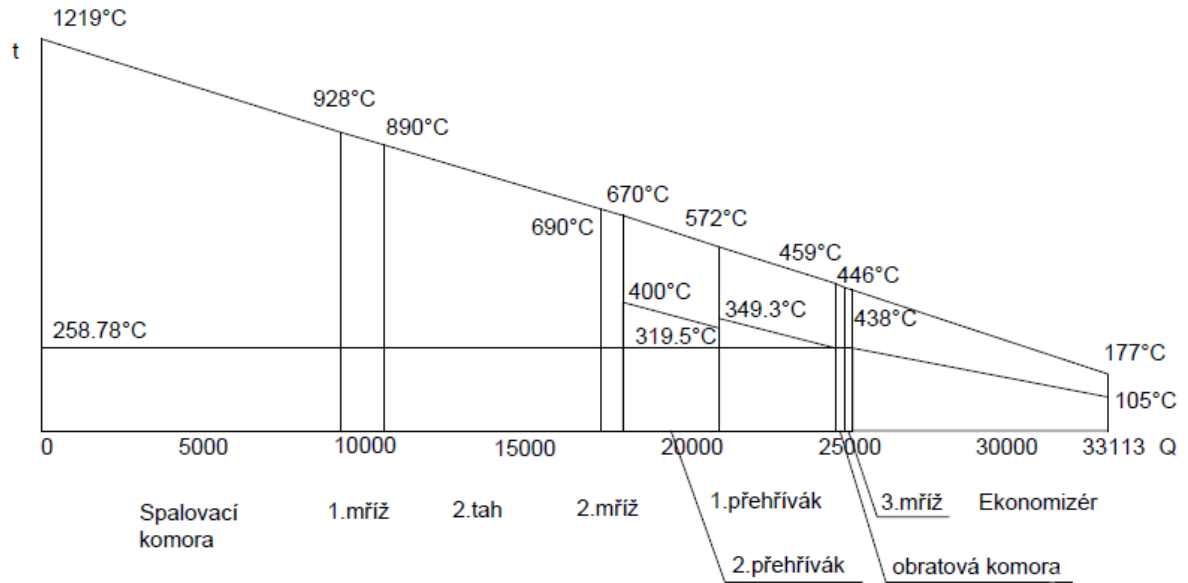
Část kotle	Netříděný odpad	Tříděný odpad	
	Výkon [kW]	Výkon [kW]	procentuální rozdíl [%]
Ohniště	9183	9642	5,00
1. spalínová mříž	1329	1263	-4,97
2. tah	6626	6156	-7,09
2. spalínová mříž	687	754	9,75
Paralelní stěna 2. přehříváku	530	550	3,77
2. přehřívák	2487	2520	1,33
Paralelní stěna 1. přehříváku	257	272	5,84
1. přehřívák	3235	3266	0,96
Obratová komora	462	441	-4,55
3. spalínová mříž	256	258	0,78
Ekonomizér	8015	8009	-0,07

Tabulka 32 - Srovnání tepelného zatížení teplosměnných ploch

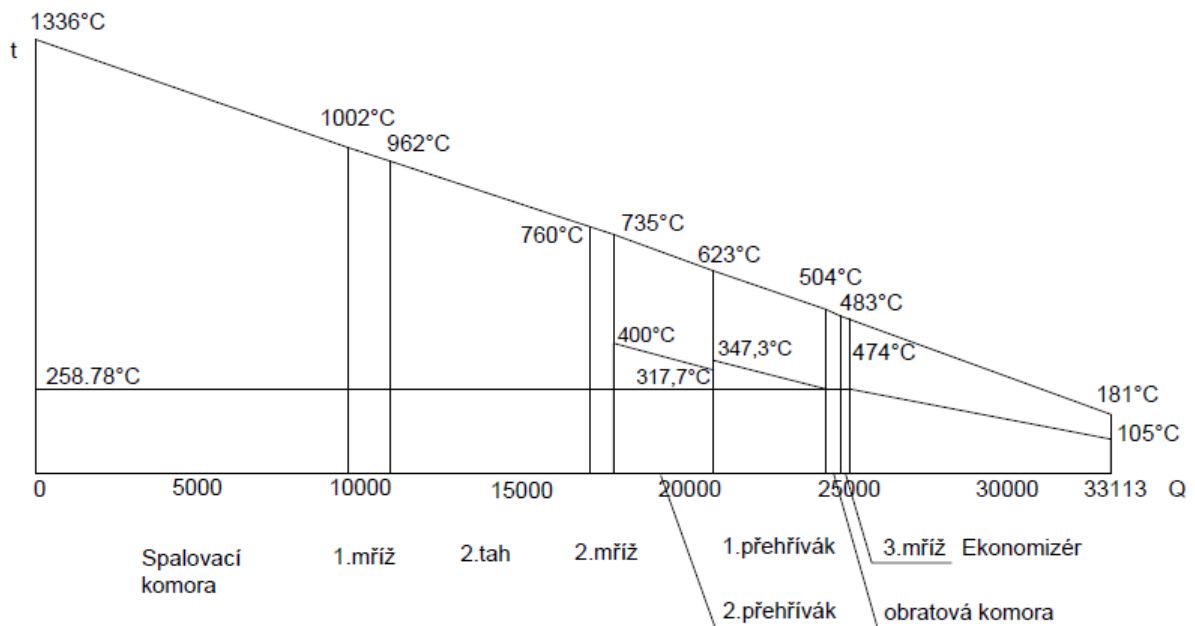
Část kotle	Netříděný odpad	Tříděný odpad
	Tepelné zatížení [kW · m ⁻²]	Tepelné zatížení [kW · m ⁻²]
Ohniště	58,75	81,50
1. spalínová mříž	35,25	38,27
2. tah	29,37	29,62
2. spalínová mříž	15,98	17,53
Paralelní stěna 2. přehříváku	9,53	10,38
2. přehřívák	12,73	14,82
Paralelní stěna 1. přehříváku	6,21	6,57
1. přehřívák	9,51	10,80
Obratová komora	7,15	7,17
3. spalínová mříž	6,79	7,82
Ekonomizér	6,04	6,52

9.7 Q – T DIAGRAM

Při porovnání Q – t diagramů jsou velice nápadné rozdíly teplot spalin, jejichž velikost je závislá na místě v kotli. Například v prostoru ohniště je rozdíl teplot největší a dosahuje hodnoty 117 °C. Čím dál po proudu spalin, tím menší rozdíl teplot naměříme. Tuto skutečnost lze zjistit také porovnáním křivek teplot v diagramu, kde křivka pro tříděný odpad je příkřejší než křivka pro odpad netříděný.



Obrázek 41 - Q - t diagram pro netříděný odpad - porovnání



Obrázek 42 - Q - t diagram pro tříděný odpad - porovnání

9.8 GEOMETRIE A VELIKOST KOTLE

Jak již bylo naznačeno v kapitole 9.5, do značné míry ovlivňuje návrh kotle právě průtok spalin. Menší průtok spalin předjímá možnost menšího průřezu tak, jako je tomu v případě kotle na tříděný odpad. Vliv na návrh velikosti kotle má však také teplota nechlazeného plamene a celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi, které zajišťují větší teplotní logaritmický spád u jednotlivých tepelných výměníků a tudíž i možnost menší teplosměnné plochy. To se může výrazně projevit především na počtu trubek přehříváků či ekonomizéru. Z těchto důvodů je kotel na tříděný odpad menší, jak je patrné z tabulky číslo 33 či z obrázků číslo 6 respektive 25. Dle porovnání celkové plochy kotlů je zřejmé, že kotel na tříděný odpad může být o 10,2 % menší v porovnání s kotlem na netříděný odpad.

Tabulka 33 - Porovnání velikostí teplosměnných ploch vzhledem k výkonu

Část kotle	Netříděný odpad	Tříděný odpad	
	Plocha [m ²]	Plocha [m ²]	Procentuální rozdíl [%]
Ohniště	156,3*	118,3*	-32,12
1. spalinová mříž	37,7	33	-14,24
2. tah	225,6	207,8	-8,57
2. spalinová mříž	43	43	0
Paralelní stěna 2. přehříváku	55,6	53	-4,91
2. přehřívák	195,3	170	-14,88
Paralelní stěna 1. přehříváku	41,4	41,4	0
1. přehřívák	340	302,4	-12,43
Obratová komora	64,6	61,5	-5,04
3. spalinová mříž	37,7	33	-14,24
Ekonomizér	1328	1228	-8,14
Celková plocha	2525,2	2291,4	-10,2

* V případě ohniště se nejedná o plochu, ale o účinnou sálavou plochu stěn ohniště, u které se provádí korekce na plochu pokrytou zadržkou.

9.9 TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY KOTLŮ

Vzhledem ke stejnému konceptu i výkonnosti kotlů se teplosměnné plochy od sebe příliš neliší. Rozdíl je patrný pouze ve velikosti teplosměnných ploch respektive počtu trubek ve svazku přehříváků a ekonomizéru.

9.10 EKOLOGICKÝ ASPEKT

Dle zákona *Zákon č. 185/2001 sb. – Zákon o odpadech a o změně některých dalších zákonů*, je stanovena hierarchie nakládání s odpady a to tak, jak je popsáno v kapitole 3.2.1. Z této kapitoly je zřejmé, že recyklace odpadu má přednost před jiným využitím a tedy i před spalováním a to díky zpětnému využití materiálu. Z tohoto důvodu lze brát spalování tříděného odpadu za ekologičtější než spalování odpadu netříděného.

Více ekologický se však jeví tříděný odpad i při samotném spalování jelikož jsou z něj separovány plasty.

9.11 EKONOMICKÝ ASPEKT

Vzhledem k podstatě této diplomové práce je zcela nereálné provést ekonomické porovnání investic či nákladů na provoz na cenové úrovni. Ekonomické porovnání v této kapitole tedy bude provedeno pouze jako shrnutí výhod a nevýhod kotle na tříděný odpad v porovnání s kotlem na odpad netříděný.

Tříděný odpad – výhody

- menší investice na rozměrově menší kotel
- absence zařízení na ohřev spalovacího vzduchu
- menší provozní náklady spojené s dodávkou menšího množství paliva
- menší provozní náklady spojené se zpracováním popela/strusky
- možnost prodeje separovaného odpadu - Kovy, plasty
- větší účinnost kotle

Tříděný odpad – nevýhody

- investiční a provozní náklady na automatickou třídící linku

10 ZÁVĚR

Evropa, jako jeden z nejvyspělejších regionů světa, vyvíjí značné úsilí na ochranu životního prostředí. Politika odpadového hospodářství je přitom jeden ze základních ukazatelů, jak si v tomto ohledu daný stát stojí. Spalování odpadu je jednou z možných cest, kterou se snaží jít i Česká republika. Při tomto způsobu zpracování se nám dostává nového produktu – tepla a elektřiny. Cestou tepelného zpracování se však Česká republika dala až v 90. letech, což je také příčina viditelného rozdílu mezi zeměmi západní Evropy a Českou republikou.

Z bilancí produkce odpadů v České republice je patrné snížení celkové tvorby odpadů, ale v kontrastu s tím také navýšení produkce komunálního odpadu. Tyto závěry však mohou být zavádějící vzhledem ke sledovanému desetiletému období, ve kterém se naplno projevila celosvětová ekonomická krize, která měla negativní vliv na tuzemský průmysl. Je tedy těžké určit, zda tyto trendy budou pokračovat i v budoucnu.

Je zřejmé, že se stále příliš mnoho odpadu produkovaného v České republice sváží na skládky, což by mohlo být vnímáno jako plýtvání energeticky využitelným materiálem a zbytečným zanášením krajiny. Navzdory tomu lze vysledovat pozitivní trend událostí, protože spaloven přibývá, alespoň těch průmyslových. Je to vývoj, který je značně posílen legislativou České republiky, a tudíž by měl pokračovat i v budoucnu. Překážkou však často bývá vyjádření občanských sdružení, které se obávají znečištění okolí. Proto považuji za velice důležitou také osvětu tepelného zpracování odpadu a jeho propagaci. Myslím si totiž, že průměrný občan České republiky má jen malé povědomí o této problematice.

Spalovna zasazená do Ústeckého kraje na spalování komunálního odpadu by měla teoreticky tepelný výkon $Q_{tt} = 20 MW$ a elektrický výkon $E_t = 3 MW$.

Z této práce vyplývá, že druh a složení paliva jsou zcela zásadní pro návrh kotle. V důsledku rozdílů paliv nemůže být ani koncept kotle úplně totožný v případě tříděného a netříděného odpadu a to především kvůli zcela rozdílné kvalitě a výhřevnosti obou paliv. Z tohoto důvodu je velice důležité znát charakter paliva již při samotném návrhu kotle.

Při rozhodování zdali by bylo výhodnější postavit spalovnu na odpad tříděný nebo na odpad netříděný hrají největší úlohu investiční a provozní náklady spalovny. Přestože tato práce není založená na odpadu ze stejné oblasti, můžeme předpokládat, že vyšší kvalita tříděného odpadu není pouhou shodou náhod. Toto palivo má znatelně menší obsah vlhkosti a popeloviny, což může napomoci k spolehlivějšímu chodu s menšími náklady. Vzhledem k velikosti kotle a

absenci ohříváku spalovacího vzduchu by se také mohlo předpokládat, že investiční náklady na výstavbu kotle budou také nižší. Nevýhodou avšak zůstává ekonomická zátěž při výstavbě třídící linky a náklady na její provoz, které mohou být značné. Je zřejmé, že není zcela snadné najít jednoznačnou odpověď na ekonomickou výhodnost těchto dvou projektů. Pro nalezení uspokojivé odpovědi by však na toto téma musela být vypracována více detailní práce.

Zbylé vlastnosti, které by také mohly hrát roli v rozhodování o výhodnosti projektu přece jenom vyznívají lépe pro kotel na tříděný odpad, který je obecně menší, účinnější, s menším přísunem paliva a pravděpodobně i se snazší údržbou díky lepší kvalitě a menší diversitě materiálu.

11 LITERATURA

- [1] Zákon č. 185/2001 Sb., o odpadech a o změně některých dalších zákonů; 2001
- [2] Předpis č. 197/2003 sb., Nařízení vlády o plánu odpadového hospodářství České republiky; 2003
- [3] Vyhláška č. 383/2001 Sb., o podrobnostech nakládání s odpady; 2001
- [4] Zákon č. 201/2012 Sb., o ochraně ovzduší; 2012
- [5] Vyhláška č. 415/2012 Sb., o přípustné úrovni znečištění a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší; 2012
- [6] Informační systém statistiky a reporting; online; cit. 15. 8. 2014; Dostupné z WWW: <http://issar.cenia.cz/issar/page.php?id=1610>
- [7] Česká informační agentura životního prostředí; online; cit. 15. 8. 2014; Dostupné z WWW: <http://www1.cenia.cz/www/sites/default/files/Produkce%20odpad%C5%AF%20v%20kraj%C3%ADch%20%C4%8CR%202003%20-%202012.pdf>
- [8] Česká informační agentura životního prostředí; online; cit. 16. 8. 2014; Dostupné z WWW: http://www1.cenia.cz/www/sites/default/files/Zpr%C3%A1va%20o%20%C5%BEivotn%C3%ADm%20prost%C5%99ed%C3%AD%20%C4%8Cesk%C3%A9%20republiky%202012_20131023.pdf
- [9] Multimediální ročenka životního prostředí; online; cit. 28. 8. 2014; Dostupné z WWW: http://vitejtenazemi.cz/cenia/index.php?p=smesny_komunalni_odpad&site=odpady
- [10] KIC odpady; online; cit. 28. 8. 2014; Dostupné z WWW: <http://www.kic-odpady.cz/ptejte-se-nas.php>
- [11] Environmentální souvislosti nakládání s odpady; Vybrané statě projektování zařízení na energetické využití odpadů; online; cit. 28. 8. 2014; Dostupné z WWW: http://www.czp.cuni.cz/czp/images/stories/2012/odpady/3-vybrane_state_projektovani_evo-hyzik.pdf
- [12] Safe management of wastes from health-care activities; online; cit. 28. 8. 2014; Dostupné z WWW: http://books.google.cz/books?id=S8a9HQc7xboC&pg=PA17&lpg=PA17&dq=calorific+value+health+waste&source=bl&ots=3eGhpAvnYw&sig=0rsVN6TTcyVbV9Jsf_Y

NHYleIzM&hl=cs&sa=X&ei=-

8v8U_jnErCT0QXVooC4BA&ved=0CCUQ6AEwAA#v=onepage&q=calorific%20value%20health%20waste&f=false

[13] Medical wastes characterisation in healthcare institutions in Mauritius; online; cit. 28. 8. 2014; Dostupné z WWW:

http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0956053X0400176X

[14] Sludge drying; online; cit. 28. 8. 2014; Dostupné z WWW:

http://www2.lwr.kth.se/forskningsprojekt/Polishproject/rep13/Flagasludgedrying73.pdf

[15] Technoprojekt, a.s.; online; cit. 28. 8. 2014; Dostupné z WWW:

http://www.technoprojekt.cz/nisak.php

[16] Environmental iMPact of incineration of calorific industrial waste in a rotary kiln and in a cement kiln. A coMParison; online; cit. 28.8.2014; Dostupné z WWW:

http://www.incineration.info/files/publications/IMPact_of_incineration_of_calorific_industrial_waste_in_a_rotary_kiln_and_in_a_cement_kiln.pdf

[17] Globalcemfuels; Tyres as an alternative fuel; online; cit. 28.8.2014; Dostupné z WWW:

http://www.cemfuels.com/articles/318-tyres-as-an-alternative-fuel

[18] Integrovaná prevence a omezování znečištění; Referenční dokument o nejlepších dostupných technologiích spalování odpadů; online; cit. 17. 8. 2014; EVROPSKÁ

KOMISE GENERÁLNÍ ŘEDITELSTVÍ JRC; SPOLEČNÉ VÝZKUMNÉ CENTRUM; Institut perspektivních technologických studií (Seville); 2005; Dostupné z WWW:

http://www.cenia.cz/web/www/web-

pub2.nsf/\$pid/CENMSFLZ7EX4/\$FILE/20080407_BREF_WI_CZ_final.pdf

[19] Ministerstvo životního prostředí; statistická ročenka životního prostředí 2005; online; cit.

17. 8. 2014; Dostupné z WWW: *http://www.cenia.cz/rocenka05/img/a3_02.gif*

[20] Česká informační agentura životního prostředí online; cit. 15. 8. 2014; Dostupné z WWW:

http://www1.cenia.cz/www/sites/default/files/Rocenka%20ŽP%20ČR%202013_0.pdf

[21] Český hydrometeorologický ústav; seznam spaloven odpadu ČR; online; cit. 18. 8. 2014; stav dat k 18. 7. 2014; Dostupné z WWW:

http://www.chmu.cz/files/portal/docs/uoco/oez/emise/spalovny/index.html

[22] Český hydrometeorologický ústav; Evidence povolení ke spalování a spoluspalování odpadu; online; cit. 18. 8. 2014; stav dat k 18. 7. 2014; Dostupné z WWW: <http://www.chmi.cz/files/portal/docs/uoco/oez/emise/spalovny/evidence/index.html>

[23] Český hydrometeorologický ústav; seznam zařízení spoluspalujících odpad; online; cit. 18. 8. 2014; stav dat k 18. 7. 2014; Dostupné z WWW: <http://www.chmu.cz/files/portal/docs/uoco/oez/emise/spalovny/index.html>

[24] FEJFUŠA, M. *Parní kotel na spalování tříděného odpadu 40t/h*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 88s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

[25] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: vydavatelství ČVUT, 1999

12 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Produkce odpadu v ČR za rok 2003 až 2012 [6] [7].....	24
Tabulka 2 - Struktura nakládání s komunálním odpadem [8]	25
Tabulka 3 - Poměrové zastoupení prvků u netříděného odpadu	30
Tabulka 4 - Poměrové zastoupení prvků u tříděného odpadu [25].....	30
Tabulka 5 - Energetický potenciál v ústeckém kraji	31
Tabulka 6 - Energetický potenciál pro 90 milionů tun paliva	31
Tabulka 7 - Parametry navrhovaného kotle.....	33
Tabulka 8 - Hustoty produktů dokonalého spalování.....	38
Tabulka 9 - Přísávání vzduchu do kotle	41
Tabulka 10 - Ztráta mechanickým nedopalem	43
Tabulka 11 - Ztráta mechanickým nedopalem – škvára, propad, úlet.....	43
Tabulka 12 - Hodnoty entalpií pro výpočet tepelného výkonu kotle	45
Tabulka 13 - Tlakové ztráty na straně vody respektive páry.....	47
Tabulka 14 - Dílčí výsledky součinitele přestupu tepla sáláním u 2. tahu	70
Tabulka 15 - Závěrečné výpočty 2. tahu	71
Tabulka 16 - Parametry 2. přehříváku	75
Tabulka 17 - Parametry 1. přehříváku	80
Tabulka 18 - Parametry Ekonomizéru.....	83
Tabulka 19 - Výkony jednotlivých výhřevných ploch	86
Tabulka 20 - Celková bilance	86
Tabulka 21 - Parametry kotle na tříděný odpad	88
Tabulka 22 - Ztráty kotle na tříděný odpad	92
Tabulka 23 - Parametry 2. přehříváku	99
Tabulka 24 - parametry 1. přehříváku	101
Tabulka 25 - Parametry Ekonomizéru.....	103
Tabulka 26 - Výkony jednotlivých výhřevných ploch	104
Tabulka 27 - Celková bilance	104
Tabulka 28 - Porovnání ztrát v kotlích	105
Tabulka 29 - Redukovaná výhřevnost a množství paliva kotlů.....	107
Tabulka 30 - Průtok spalin kotlů	108
Tabulka 31 - Srovnání výkonů teplosměnných ploch	109
Tabulka 32 - Srovnání tepelného zatížení teplosměnných ploch	109

Tabulka 33 - Porovnání velikostí teplosměnných ploch vzhledem k výkonu	111
Tabulka 34 - Entalpie produktů dokonalého spalování za daných teplot.....	123
Tabulka 35 - Výchozí parametry a počáteční výpočty ke 2. spalinové mříži	124
Tabulka 36 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 2. spalinové mříže.....	124
Tabulka 37 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 2. spalinové mříže	124
Tabulka 38 - Závěrečné výpočty 2. spalinové mříže.....	125
Tabulka 39 - Teploty na vstupu a výstupu z 2. přehříváku	125
Tabulka 40 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u membránové stěny 2. přehříváku.....	125
Tabulka 41 - Součinitel přestupu tepla sáláním u membránové stěny 2. přehříváku	126
Tabulka 42 - Závěrečné výpočty u membránové stěny 2. přehříváku.....	126
Tabulka 43 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u svazků 2. přehříváku.....	126
Tabulka 44 - Součinitel přestupu tepla sáláním u svazků 2. přehříváku	127
Tabulka 45 - Teploty na vstupu a výstupu z 1. přehříváku	127
Tabulka 46 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u membránové stěny 1. přehříváku.....	127
Tabulka 47 - Součinitel přestupu tepla sáláním u membránové stěny 1. přehříváku.....	128
Tabulka 48 - Závěrečné výpočty u membránové stěny 1. přehříváku.....	128
Tabulka 49 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u svazků 1. přehříváku.....	128
Tabulka 50 - Součinitel přestupu tepla sáláním u svazků 1. přehříváku	129
Tabulka 51 - Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry u svazků 1. přehříváku	129
Tabulka 52 - Závěrečné výpočty u svazků 1. přehříváku.....	130
Tabulka 53 - Závěrečné výpočty 1. přehříváku	130
Tabulka 54 - Teploty na vstupu a výstupu z obrátové komory	131
Tabulka 55 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u obrátové komory	131
Tabulka 56 - Součinitel přestupu tepla sáláním u obrátové komory	131
Tabulka 57 - Závěrečné výpočty obrátové komory	132
Tabulka 58 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k 3. spalinové mříži	132
Tabulka 59 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 3. spalinové mříže.....	132
Tabulka 60 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 3. spalinové mříže	133
Tabulka 61 - Závěrečné výpočty 3. spalinové mříže.....	133
Tabulka 62 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k ekonomizéru	134
Tabulka 63 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u ekonomizéru	134
Tabulka 64 - Výpočet spalovací komory kotle na tříděný odpad.....	134
Tabulka 65 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k 1. spalinové mříži	135
Tabulka 66 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 1. spalinové mříže.....	135

Tabulka 67 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 1. spalinové mříže	136
Tabulka 68 - Závěrečné výpočty 1. spalinové mříže.....	136
Tabulka 69 - Výchozí parametry a počáteční výpočty 2. tahu	137
Tabulka 70 - Součinitel přestupu tepla konvekcí 2. tahu	137
Tabulka 71 - Součinitel přestupu tepla sáláním ve 2. tahu.....	137
Tabulka 72 - Závěrečné výpočty 2. tahu	138
Tabulka 73 - Výchozí parametry a počáteční výpočty ke 2. spalinové mříži	138
Tabulka 74 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 2. spalinové mříže.....	138
Tabulka 75 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 2. spalinové mříže	139
Tabulka 76 - Závěrečné výpočty 2. spalinové mříže.....	139
Tabulka 77 - Teploty na vstupu a výstupu z 2. přehříváku	140
Tabulka 78 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u membránové stěny 2. přehříváku.....	140
Tabulka 79 - Součinitel přestupu tepla sáláním u membránové stěny 2. přehříváku.....	140
Tabulka 80 - Závěrečné výpočty u membránové stěny 2. přehříváku.....	141
Tabulka 81 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u svazků 2. přehříváku.....	141
Tabulka 82 - Součinitel přestupu tepla sáláním u svazků 2. přehříváku	141
Tabulka 83 - Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry u svazků 2. přehříváku	142
Tabulka 84 - Závěrečné výpočty u svazků 2. přehříváku.....	142
Tabulka 85 - Závěrečné výpočty 2. přehříváku	142
Tabulka 86 - Teploty na vstupu a výstupu z 1. přehříváku	143
Tabulka 87 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u membránové stěny 1. přehříváku.....	143
Tabulka 88 - Součinitel přestupu tepla sáláním u membránové stěny 1. přehříváku.....	143
Tabulka 89 - Závěrečné výpočty u membránové stěny 1. přehříváku.....	144
Tabulka 90 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u svazků 1. přehříváku.....	144
Tabulka 91 - Součinitel přestupu tepla sáláním u svazků 1. přehříváku	144
Tabulka 92 - Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry u svazků 1. přehříváku	145
Tabulka 93 - Závěrečné výpočty u svazků 1. přehříváku.....	145
Tabulka 94 - Závěrečné výpočty 1. přehříváku	146
Tabulka 95 - Teploty na vstupu a výstupu z obrátové komory	146
Tabulka 96 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u obrátové komory.....	146
Tabulka 97 - Součinitel přestupu tepla sáláním u obrátové komory	146
Tabulka 98 - Závěrečné výpočty obrátové komory	147
Tabulka 99 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k 3. spalinové mříži	147
Tabulka 100 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 3. spalinové mříže.....	148

Tabulka 101 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 3. spalinové mříže	148
Tabulka 102 - Závěrečné výpočty 3. spalinové mříže.....	148
Tabulka 103 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k ekonomizéru	149
Tabulka 104 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u ekonomizéru	149
Tabulka 105 - Závěrečné výpočty u Ekonomizéru.....	149

13 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - Celková produkce odpadu [6] [7].....	24
Obrázek 2 - Produkce komunálního odpadu [6] [7].....	25
Obrázek 3 - Struktura nakládání s komunálním odpadem [8].....	26
Obrázek 4 - Rozmístění spaloven v roce 2004 [19]	29
Obrázek 5 - Rozmístění spaloven v roce 2012 [20]	29
Obrázek 6 - Geometrie kotle na netříděný odpad.....	35
Obrázek 7 - I-t digram spalin pro komunální odpad	40
Obrázek 8 - Ztráta sdílením tepla do okolí	44
Obrázek 9 - Schéma vstříku.....	49
Obrázek 10 – Q - t diagram	52
Obrázek 11 - Geometrie trubek výparníku	54
Obrázek 12 - Znázornění průřezu stěn spalovací komory.....	55
Obrázek 13 - Spalovací komora	56
Obrázek 14 - Náčrt vytvoření spalinové mříže.....	62
Obrázek 15 - Náčrt druhého tahu	68
Obrázek 16 - Znázornění průřezu stěn 2. tahu.....	69
Obrázek 17 - Geometrie 3. tahu.....	72
Obrázek 18 – Náčrt třetího tahu	73
Obrázek 19 - Znázornění hadů v tahu – pohled z boku.....	74
Obrázek 20 - Uspořádání trubek ve 2. přehříváku.....	74
Obrázek 21 - 1. přehřívák - pohled z boku	79
Obrázek 22 - 1. přehřívák - pohled ze předu	80
Obrázek 23 - Náčrt obratové komory 3. tahu	81
Obrázek 24 - Náčrt ekonomizéru - pohled z boku	83
Obrázek 25 - Náčrt ekonomizéru - pohled ze předu.....	83

Obrázek 26 - Náčrt kotle na tříděný odpad.....	90
Obrázek 27 - I-t diagram spalin pro tříděný odpad	91
Obrázek 28 - Q-t diagram.....	93
Obrázek 29 - Spalovací komora	94
Obrázek 30 - Znázornění průřezu stěn spalovací komory	95
Obrázek 31 - 2. tah	96
Obrázek 32 - 3. tah	97
Obrázek 33 - Znázornění svazku 2. přehříváku - pohled z boku.....	98
Obrázek 34 - Uspořádání trubek ve 2. přehříváku.....	98
Obrázek 35 - 1. přehřívák - pohled z boku	100
Obrázek 36 - 1. přehřívák - pohled ze předu	100
Obrázek 37 - Náčrt ekonomizéru - pohled z boku	102
Obrázek 38 - Náčrt ekonomizéru - pohled ze předu.....	103
Obrázek 39 - I-t digram spalin pro komunální odpad	106
Obrázek 40 - I-t diagram spalin pro tříděný odpad	106
Obrázek 41 - Q - t diagram pro netříděný odpad - porovnání	110
Obrázek 42 - Q - t diagram pro tříděný odpad - porovnání.....	110

14 PŘÍLOHY

14.1 PŘÍLOHA 1 - TABULKY

Tabulka 34 - Entalpie produktů dokonalého spalování za daných teplot

T [°C]	CO ₂ [kJ/Nm ³]]	SO ₂ [kJ/Nm ³]	N ₂ [kJ/Nm ³]	Ar [kJ/Nm ³]	H ₂ O [kJ/Nm ³]	Suchý vz. [kJ/Nm ³]	CO [kJ/Nm ³]	O ₂ [kJ/Nm ³]	popílek [kJ/Nm ³]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	41,62	46,81	32,53	23,32	39,1	32,57	32,49	32,78	20,2
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	3008	3138	2500
2500	6204	6205	3778	2321	5132	3909	3830	4006	

14.1.1 Kotel na netříděný odpad - 2. spalínová mříž

Tabulka 35 - Výchozí parametry a počáteční výpočty ke 2. spalínové mříži

Počet trubek	n	50	-
Šířka 3. tahu	a	4	m
Délka trubek mříže	v	4,57	m
Průtočný průřez	F_{sm}	13,88	m ²
Střední teplota	$t_{stř}$	686,5	°C
Koncová teplota	$t_{2m\ out}$	676	°C
Rychlost spalín mříží	w_{sp}	5,2	m · s ⁻¹
Součinitel přebytku vzduchu	α	1,75	-

Tabulka 36 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 2. spalínové mříže

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	45,25	W · m ⁻² · K ⁻¹
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,08	W · m ⁻¹ · K ⁻¹
Kinematická viskozita	ν	0,0001	m ² · s ⁻¹
Prandtlovo číslo	Pr	0,617	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	0,9225	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,15	-
Počet řad	z	3	-
Příčná rozteč trubek	s ₁	0,22	m
Podélná rozteč trubek	s ₂	0,15	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	3,7	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,5	-

Tabulka 37 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 2. spalínové mříže

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	29,62	W · m ⁻² · K ⁻¹
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalín	a	0,298	-
Optická hustota spalín	$k \cdot p \cdot s$	0,3531	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	0,5829	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0231	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalínách	r_{H_2O}	0,1375	-
Objemová koncentrace CO ₂ a SO ₂	r_{R_2O}	0,0934	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,231	-
Tlak spalín	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	3,9106	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	2,1469	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalín	T _z	581,78	K

Přebytek vzduchu	α_{2M}	1,75	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,027	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 38 - Závěrečné výpočty 2. spalinové mříže

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	74,87	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	37,3	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,01344	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplo odebrané z 2. mříže	Q_{2M}	687	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	428	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	438	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	417	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu z 2. tahu	$Q_{2T out}$	21382	kW
Tepelný tok na výstupu z 2. mříže	$Q_{2M out}$	20695	kW
Entalpie na výstupu z 2. mříže	$I_{2M out}$	5313	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z 2. mříže	$t_{2M out}$	676	$^{\circ}C$

14.1.2 Kotel na netříděný odpad - 2. přehřívák

Tabulka 39 - Teploty na vstupu a výstupu z 2. přehříváku

Teplota na vstupu – spaliny	$t_{2P in}^{sp}$	676	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu – spaliny	$t_{2P out}^{sp}$	577	$^{\circ}C$
Teplota na vstupu – pára	$t_{2P in}^p$	317,4	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu - pára	$t_{2P out}^p$	400	$^{\circ}C$

Tabulka 40 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u membránové stěny 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	16,14	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0757	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,0000903	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,6222	-
Ekvivalentní průměr	d_e	0,18	-
Opravný koeficient	C_t	1	-
Oprava na poměrnou délku Cl	C_l	1	-
Opravný koeficient	C_m	1	-
Rychlost spalin	w_{sp}	6,79	$m \cdot s^{-1}$
Volný průřez	F_s	10,1	m^2

Tabulka 41 - Součinitel přestupu tepla sáláním u membránové stěny 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	16,8	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,19	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,2141	-
Efektivní tloušťka sálové vrstvy	s	0,255	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0228	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,136	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0922	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,228	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	6,14	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	2,242	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	581,78	K
Přebytek vzduchu	α_{2P}	1,775	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,027	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 42 - Závěrečné výpočty u membránové stěny 2. přehříváku

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	33	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	26	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,008	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplota odebrané z membránové stěny	Q_{2PM}	530	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	365	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	417	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	318	$^{\circ}C$

Tabulka 43 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u svazků 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	60	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0757	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,00009	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	P_r	0,6222	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	1	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,0009	-
Počet řad	z	16	-

Příčná rozteč trubek	s_1	0,12	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,08	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	3,15	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,1	-

Tabulka 44 - Součinitel přestupu tepla sáláním u svazků 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	19,9	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,19	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,21	-
Efektivní tloušťka sálové vrstvy	s	0,26	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0228	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,136	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0922	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,228	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	6,14	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	2,24	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	681,8	K
Přebytek vzduchu	α_{2M}	1,775	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,027	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

14.1.3 Kotel na netříděný odpad - 1. přehřívák

Tabulka 45 - Teploty na vstupu a výstupu z 1. přehříváku

Teplota na vstupu – spaliny	$t_{1P}^{sp} in$	577	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu – spaliny	$t_{1P}^{sp} out$	469	$^{\circ}C$
Teplota na vstupu – pára	$t_{1P}^p in$	258,9	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu - pára	$t_{1P}^p out$	347,4	$^{\circ}C$

Tabulka 46 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u membránové stěny 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	16,79	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0669	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,000074	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,6324	-
Ekvivalentní průměr	d_e	0,1477	-
Opravný koeficient	C_t	1	-

Oprava na poměrnou délku Cl	C_l	1	-
Opravný koeficient	C_m	1	-
Rychlost spalin	w_{sp}	6,4	$m \cdot s^{-1}$
Volný průřez	F_s	9,49	m^2

Tabulka 47 - Součinitel přestupu tepla sáláním u membránové stěny 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	12,62	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,187	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,2074	-
Efektivní tloušťka sálové vrstvy	s	0,2192	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0228	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,136	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0922	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,228	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	7,022	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	2,43	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	571,78	K
Přebytek vzduchu	α_{1P}	1,775	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,027	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 48 - Závěrečné výpočty u membránové stěny 1. přehříváku

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	29,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	23,78	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,008	$m^2 \cdot K^1 / W$
Teplo odebrané z membránové stěny	Q_{1PM}	257	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	260	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	318	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	210	$^{\circ}C$

Tabulka 49 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u svazků 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	58,67	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0669	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,000073	$m^2 \cdot s^{-1}$

Prandtlovo číslo	P_r	0,6324	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	1	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,0007	-
Počet řad	z	12	-
Příčná rozteč trubek	s_1	0,105	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,08	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	2,76	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,1	-

Tabulka 50 - Součinitel přestupu tepla sáláním u svazků 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	13,7	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,187	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,207	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	0,219	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0228	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,136	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0922	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,228	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	7,02	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	2,43	-
Teplota povrchu nánosu na straně spalin	T_z	616,1	K
Přebytek vzduchu	α_{1P}	1,775	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,027	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 51 - Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry u svazků 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k^p	1109	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,05158	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,00000136	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	1,1412	-
Vnitřní průměr	d	30	mm
Teplota páry na vstupu	$t_{1P in}^p$	258,9	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu	$t_{1P out}^p$	347,4	$^{\circ}C$
Tlak páry na vstupu	$p_{1P in}$	4,6	MPa
Tlak páry na výstupu	$p_{1P out}$	4,4	MPa

Měrný objem páry na vstupu	$v_{1P\ in}$	0,0431	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Měrný objem páry na výstupu	$v_{1P\ out}$	0,0599	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Střední měrný průměr	$v_{stř}$	0,0515	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Průtok páry	M_{1P}	11,5861	$kg \cdot s^{-1}$
Střední teplota páry	$t_{stř}$	303,15	$^{\circ}C$
Rychlost páry	w_p	11,7281	$m \cdot s^{-1}$
Průtočný průřez	F_s^p	0,0509	m^2

Tabulka 52 - Závěrečné výpočty u svazků 1. přehříváku

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	72,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	43,26	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,0084	$m^2 \cdot K^1 / W$
Teplo odebrané ze svazků 1. přehříváku	Q_{1P}	3235	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	219	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	228,7	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	210	$^{\circ}C$
Povrch přehříváku	S	340	m^2
Počet dvojhadů	n	12	-

Tabulka 53 - Závěrečné výpočty 1. přehříváku

Tepelný tok na výstupu z 2. přehříváku	$Q_{2P\ out}$	17638	kW
Tepelný tok na výstupu z 1. přehříváku	$Q_{1P\ out}$	14107	kW
Uvažovaná ztráta sáláním	Z_{P1}	0,001	-
Celkové teplo odebrané v prostoru 1. přehříváku	$Q_{1P\ cel}$	3492	kW
Entalpie na výstupu z 1. přehříváku	$I_{1P\ out}$	3621	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z 1. přehříváku	$t_{1P\ out}$	469	$^{\circ}C$

14.1.4 Kotel na netříděný odpad - Obratová komora

Tabulka 54 - Teploty na vstupu a výstupu z obratové komory

Teplota spalin na vstupu	$t_{Ob\ in}$	469	$^{\circ}C$
Teplota spalin na výstupu	$t_{Ob\ out}$	450	$^{\circ}C$

Tabulka 55 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u obratové komory

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	6,27	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,06245	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,000066	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,6426	-
Ekvivalentní průměr	d_e	3,73	-
Opravný koeficient	C_t	1	-
Oprava na poměrnou délku	C_l	1	-
Opravný koeficient	C_m	1	-
Rychlost spalin	w_{sp}	4	$m \cdot s^{-1}$
Volný průřez	F_s	14	m^2

Tabulka 56 - Součinitel přestupu tepla sáláním u obratové komory

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	43,62	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,77	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	1,47	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	3,46	m
Objem obratové komory	V	62,16	m^3
Povrch stěn obratové komory	F_{st}	64,6	m^2
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0226	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,135	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0911	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,2256	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	1,686	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	2,57	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	561,78	K
Přebytek vzduchu	α_{2P}	1,8	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,027	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 57 - Závěrečné výpočty obratové komory

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	49,9	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	35,66	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,008	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplo odebrané z obratové komory	Q_{Ob}	462	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	200	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	210	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	191	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu z 1. přehříváku	$Q_{1P out}$	14107	kW
Tepelný tok na výstupu z obratové komory	$Q_{Ob out}$	13646	kW
Entalpie na výstupu z obratové komory	$I_{Ob out}$	3503	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z obratové komory	$t_{Ob out}$	450	$^{\circ}C$

14.1.5 Kotel na netříděný odpad - 3. spalínová mříž

Tabulka 58 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k 3. spalínové mříži

Počet trubek	n	50	-
Šířka 3. tahu	a	4	m
Délka trubek mříže	v	4	m
Průtočný průřez	F_{sm}	12,16	m^2
Střední teplota	$t_{stř}$	445,5	$^{\circ}C$
Koncová teplota	$t_{3M out}$	441	$^{\circ}C$
Rychlost spalin mříží	w_{sp}	4,57	$m \cdot s^{-1}$
Součinitel přebytku vzduchu	α	1,8	-

Tabulka 59 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 3. spalínové mříže

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	43,2	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,06245	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,0000657	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	P_r	0,6426	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	0,9225	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,15	-
Počet řad	z	3	-
Příčná rozteč trubek	s_1	0,22	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,15	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	3,7	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,5	-

Tabulka 60 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 3. spalinové mříže

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	18,27	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,3344	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,407	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	0,5829	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0226	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1345	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0911	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,226	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	4,38	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	2,6	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	561,78	K
Přebytek vzduchu	α_{2M}	1,8	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,027	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 61 - Závěrečné výpočty 3. spalinové mříže

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	61,46	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	36,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,0112	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplo odebrané z 3. mříže	Q_{3M}	256	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	187	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	191	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	182	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu z obrátové komory	$Q_{Ob out}$	13645	kW
Tepelný tok na výstupu z 3. mříže	$Q_{3M out}$	13389	kW
Entalpie na výstupu z 3. mříže	$I_{3M out}$	3437	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z 3. mříže	$t_{3M out}$	441	$^{\circ}C$

14.1.6 Kotel na netříděný odpad - Ekonomizér

Tabulka 62 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k ekonomizéru

Průtočný průřez	F_{sm}	6,7	m^2
Střední teplota	$t_{stř}$	309,25	$^{\circ}C$
Koncová teplota	$t_{EKO\ out}$	177,5	$^{\circ}C$
Rychlost spalin mříží	w_{sp}	6,38	$m \cdot s^{-1}$
Součinitel přebytku vzduchu	α	1,85	-
Hustota vody při 196 $^{\circ}C$	$\rho_w\ stř$	871	$kg \cdot m^{-3}$
Rychlost vody v Ekonomizéru	w_w	0,5	$m \cdot s^{-1}$

Tabulka 63 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u ekonomizéru

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	66,6	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0489	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,0000439	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,663	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	1	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,03	-
Počet řad	z	13	-
Příčná rozteč trubek	s_1	0,064	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,08	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	2	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,5	-

14.1.7 Kotel na tříděný odpad - Spalovací komora

Tabulka 64 - Výpočet spalovací komory kotle na tříděný odpad

Celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi	Q_u	16341,7	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplo přivedené ze vzduchu	Q_v	236,25	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie řízeného vzduchu do kotle při 25 $^{\circ}C$	$I_V^{25^{\circ}C}$	135	$kJ \cdot kg^{-1}$
Entalpie přísávaného vzduchu do kotle při 25 $^{\circ}C$	$I_V^{25^{\circ}C}$	135	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota nechlazeného plamene	$t_{np}^{1,7}$	1336	$^{\circ}C$
Střední tepelná jímavost spalin	$(O_s c_s)_o$	12,4711	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}$
Boltzmannovo číslo	Bo	3,5929	-
Poměrná ztráta sáláním připadající na ohniště	Z_{sv}^o	0,0035	-
Součinitel M	M	0,52	-
Poloha maximální teploty plamene	x_{pl}	0,14	-
Stupeň černosti ohniště	a_o	1,1447	-
Stupeň černosti plamene	a_{pl}	0,877	-
Plocha hořící vrstvy paliva roštu	R	29,982	m^2

Střední efektivní průměr částic popílku	d_{pk}	20	μm
Koncentrace popela ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$kg \cdot kg^{-1}$
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,6576	-
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	1,2878	-
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1271	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{RO_2}	0,0848	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,2118	-
Účinná tloušťka stěny	s	2,9635	m
Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách	p_s	0,0212	Mpa
Optická hustota plamene	$k \cdot p \cdot s$	2,0953	-
Bezrozměrná charakteristika pro paliva s velký prchavým podílem	κ_1	0,5	-
Bezrozměrná charakteristika pro roštová ohniště	κ_2	0,03	-
Gůrvičův poloempirický vztah	θ_{ok}	0,7925	-
Teplota odchozích spalin	t_{ok}	1002,15	$^{\circ}C$
Tepelný výkon zachycený v prostoru ohniště	Q_o	9642,3	kw
Střední tepelný tok do stěn	q_{st}	81,5	$kW \cdot m^{-2}$

14.1.8 Kotel na tříděný odpad – 1. spalinová mříž

Tabulka 65 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k 1. spalinové mříži

Počet trubek	n	50	-
Šířka 3. tahu	a	4	m
Délka trubek mříže	v	4	m
Průtočný průřez	F_{sm}	10,64	m^2
Střední teplota	$t_{1M\ stř}$	982	$^{\circ}C$
Koncová teplota	$t_{1M\ out}$	962	$^{\circ}C$
Rychlost spalin mříží	w_{sp}	8,08	$m \cdot s^{-1}$
Součinitel přebytku vzduchu	α	1,75	-

Tabulka 66 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 1. spalinové mříže

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	58,9	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,11227	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,00017	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,5916	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	0,9225	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,15	-
Počet řad	z	3	-
Příčná rozteč trubek	s_1	0,22	m

Podélná rozteč trubek	s_2	0,15	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	3,7	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,5	-

Tabulka 67 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 1. spalinové mříže

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	36,44	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,1952	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,2172	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	0,5829	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0212	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1271	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,085	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,2118	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	3,06	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,6645	-
Teplota povrchu nánosu na straně spalin	T_z	611,78	K
Přebytek vzduchu	α_{2M}	1,75	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 68 - Závěrečné výpočty 1. spalinové mříže

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	95	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	52,9	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,0084	$m^2 \cdot K^1 / W$
Teplo odebrané z 1. mříže	Q_{1M}	1263	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	723	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	743	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	703	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu ze spalovací komory	$Q_{sk out}$	28578	kW
Tepelný tok na výstupu z 1. mříže	$Q_{1M out}$	27315	kW
Entalpie na výstupu z 1. mříže	$I_{1M out}$	11638	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z 1. mříže	$t_{1M out}$	962	$^{\circ}C$

14.1.9 Kotel na tříděný odpad – 2. tah

Tabulka 69 - Výchozí parametry a počáteční výpočty 2. tahu

Teplota spalin na vstupu do 2. tahu	$t_{2T in}$	962	$^{\circ}C$
Teplota spalin na výstupu z 2. tahu	$t_{2T out}$	760	$^{\circ}C$
Střední teplota v 2. tahu	$t_{2T stř}$	861	$^{\circ}C$
Šířka	a_{2T}	4	m
Hloubka	b_{2T}	3,5	m
Výška společné stěny s ohništěm	h_0	11,1	m
Zkosená plocha	h_2	4,79	m
Délka výsypky	k	0,5	m
Rychlost proudění	w_{sp}	5,548	$m \cdot s^{-1}$

Tabulka 70 - Součinitel přestupu tepla konvekcí 2. tahu

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	6,79	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,098	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,000138	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,596	-
Ekvivalentní průměr	d_e	3,73	-
Opravný koeficient	C_t	1	-
Oprava na poměrnou délku	C_l	1	-
Opravný koeficient	C_m	1	-

Tabulka 71 - Součinitel přestupu tepla sáláním ve 2. tahu

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	75,6	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,52	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,74	-
Efektivní tloušťka sálové vrstvy	s	3,85	m
Objem 2. tahu	V	220,6	m^3
Povrch stěn 2. tahu	F_{st}	207,8	m^2
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,021	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,127	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,085	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,2118	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	1,22	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,71	-
Teplota povrchu nánosu na straně spalin	T_z	591,78	K

Přebytek vzduchu	α_{2P}	1,75	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 72 - Závěrečné výpočty 2. tahu

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	82,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	49,66	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,008	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplo odebrané v 2. tahu	Q_{2T}	6156	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	597	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	703	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	501	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu z 1. spalinové mříže	$Q_{1M out}$	27315	kW
Tepelný tok na výstupu z 2. tahu	$Q_{2T out}$	21083	kW
Entalpie na výstupu z 2. tahu	$I_{2T out}$	8983	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z 2. tahu	$t_{2T out}$	760	$^{\circ}C$

14.1.10 Kotel na tříděný odpad - 2. spalinová mříž

Tabulka 73 - Výchozí parametry a počáteční výpočty ke 2. spalinové mříži

Počet trubek	n	50	-
Šířka 3. tahu	a	4	m
Délka trubek mříže	v	4,57	m
Průtočný průřez	F_{sm}	13,88	m^2
Střední teplota	$t_{2M stř}$	747,7	$^{\circ}C$
Koncová teplota	$t_{2M out}$	735	$^{\circ}C$
Rychlost spalin mříží	w_{sp}	5,03	$m \cdot s^{-1}$
Součinitel přebytku vzduchu	α	1,75	-

Tabulka 74 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 2. spalinové mříže

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	43,85	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,089	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,000118	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	P_r	0,6069	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	0,9225	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,15	-
Počet řad	z	3	-

Příčná rozteč trubek	s_1	0,22	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,15	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	3,7	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,5	-

Tabulka 75 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 2. spalínové mříže

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	25,25	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,2226	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,2518	-
Efektivní tloušťka sálové vrstvy	s	0,5829	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,021	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1270	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0848	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,2118	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	3,557	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,763	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	581,78	K
Přebytek vzduchu	α_{2M}	1,75	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 76 - Závěrečné výpočty 2. spalínové mříže

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	69,1	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	35,83	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,01344	$m^2 \cdot K^1 / W$
Teplo odebrané z 2. mříže	Q_{2M}	754	kW
Střední teplotní logaritmičkový spád	Δt	489	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	501	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	476	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu z 2. tahu	$Q_{2T out}$	21083	kW
Tepelný tok na výstupu z 2. mříže	$Q_{2M out}$	20329	kW
Entalpie na výstupu z 2. mříže	$I_{2M out}$	8662	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z 2. mříže	$t_{2M out}$	735	$^{\circ}C$

14.1.11 Kotel na tříděný odpad – 2. přehřívák

Tabulka 77 - Teploty na vstupu a výstupu z 2. přehříváku

Teplota na vstupu – spaliny	$t_{2P\ in}^{sp}$	735	°C
Teplota na výstupu – spaliny	$t_{2P\ out}^{sp}$	623	°C
Teplota na vstupu – pára	$t_{2P\ in}^p$	317,7	°C
Teplota na výstupu - pára	$t_{2P\ out}^p$	400	°C

Tabulka 78 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u membránové stěny 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	17,15	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0757	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,0000903	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,6222	-
Ekvivalentní průměr	d_e	0,1477	-
Opravný koeficient	C_t	1	-
Oprava na poměrnou délku C_l	C_l	1	-
Opravný koeficient	C_m	1	-
Rychlost spalin	w_{sp}	6,96	$m \cdot s^{-1}$
Volný průřez	F_s	9,49	m^2

Tabulka 79 - Součinitel přestupu tepla sáláním u membránové stěny 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	13,7	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,1399	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,15	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	0,22	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0209	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1256	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0837	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,209	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	6,075	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,7989	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	581,78	K
Přebytek vzduchu	α_{2P}	1,775	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 80 - Závěrečné výpočty u membránové stěny 2. přehříváku

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	30,85	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	24,75	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,008	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplo odebrané z membránové stěny	Q_{2PM}	550	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	418	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	476	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	364	$^{\circ}C$

Tabulka 81 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u svazků 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	61	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0757	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,00009	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	P_r	0,6222	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	1	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,0007	-
Počet řad	z	12	-
Příčná rozteč trubek	s_1	0,105	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,08	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	2,76	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,1	-

Tabulka 82 - Součinitel přestupu tepla sáláním u svazků 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	16,08	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,14	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,15	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	0,219	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0209	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,126	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0836	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,209	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	6,07	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,8	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	681,8	K

Přebytek vzduchu	α_{2M}	1,775	-
Koncentrace popílku ve spalínách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 83 - Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry u svazků 2. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k^p	1059,7	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,05483	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,00000139	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	1,0334	-
Vnitřní průměr	d	30	mm
Teplota páry na vstupu	$t_{2P in}^p$	317,7	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu	$t_{2P out}^p$	400	$^{\circ}C$
Tlak páry na vstupu	p_{in}	4,4	MPa
Tlak páry na výstupu	p_{out}	4,3	MPa
Měrný objem páry na vstupu	$v_{2P in}$	0,05567	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Měrný objem páry na výstupu	$v_{2P out}$	0,06798	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Střední měrný průměr	$v_{2P stř}$	0,06183	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Průtok páry	M_{2P}	11,94	$kg \cdot s^{-1}$
Střední teplota páry	$t_{stř}$	358,85	$^{\circ}C$
Rychlost páry	w_p	14,5	$m \cdot s^{-1}$
Průtočný průřez	F_s^p	0,0509	m^2

Tabulka 84 - Závěrečné výpočty u svazků 2. přehříváku

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	77,2	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	46,3	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,0077	$m^2 \cdot K^1 / W$
Teplo odebrané ze svazků 2. přehříváku	Q_{2P}	2520	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	320	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	335	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	305	$^{\circ}C$
Povrch přehříváku	S	170	m^2
Počet dvojhadů	n	6	-

Tabulka 85 - Závěrečné výpočty 2. přehříváku

Tepelný tok na výstupu z 2. mříže	$Q_{2M out}$	20330	kW
-----------------------------------	--------------	-------	----

Teplný tok na výstupu z 2. přehříváku	$Q_{2P\ out}$	17221	kW
Uvažovaná ztráta sáláním	Z_{P1}	0,001	-
Celkové teplo odebrané v prostoru 2. přehříváku	$Q_{2P\ cel}$	3070	kW
Entalpie na výstupu z 2. přehříváku	$I_{2P\ out}$	7337	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z 2. přehříváku	$t_{2P\ out}$	623	$^{\circ}C$

14.1.12 Kotel na tříděný odpad - 1. přehřívák

Tabulka 86 - Teploty na vstupu a výstupu z 1. přehříváku

Teplota na vstupu – spaliny	$t_{1P\ in}^{sp}$	623	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu – spaliny	$t_{1P\ out}^{sp}$	502	$^{\circ}C$
Teplota na vstupu – pára	$t_{1P\ in}^p$	258,5	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu - pára	$t_{1P\ out}^p$	347,3	$^{\circ}C$

Tabulka 87 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u membránové stěny 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	15	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0669	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,000074	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,6324	-
Ekvivalentní průměr	d_e	0,1737	-
Opravný koeficient	C_t	1	-
Oprava na poměrnou délku C_l	C_l	1	-
Opravný koeficient	C_m	1	-
Rychlost spalin	w_{sp}	5,8	$m \cdot s^{-1}$
Volný průřez	F_s	10	m^2

Tabulka 88 - Součinitel přestupu tepla sáláním u membránové stěny 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	11,6	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,1569	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,17	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	0,24	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0209	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1256	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0837	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,209	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa

Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	6,14	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,87	-
Teplota povrchu nánosu na straně spalin	T_z	571,78	K
Přebytek vzduchu	α_{1P}	1,775	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 89 - Závěrečné výpočty u membránové stěny 1. přehříváku

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	26,6	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	21,9	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,008	$m^2 \cdot K^1 / W$
Teplo odebrané z membránové stěny	Q_{1PM}	272	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	300	°C
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	364	°C
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	243	°C

Tabulka 90 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u svazků 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	55	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0669	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,000074	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,6324	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	1	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,0008	-
Počet řad	z	12	-
Příčná rozteč trubek	s_1	0,115	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,08	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	3,02	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,1	-

Tabulka 91 - Součinitel přestupu tepla sáláním u svazků 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	12,58	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,157	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,17	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	0,2433	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0209	MPa

Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1256	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0837	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,209	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	6,14	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,87	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	616,1	K
Přebytek vzduchu	α_{1P}	1,775	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 92 - Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně páry u svazků 1. přehříváku

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k^p	1218	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,05158	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,00000136	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	1,1412	-
Vnitřní průměr	d	30	mm
Teplota páry na vstupu	$t_{1P in}^p$	258,5	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu	$t_{1P out}^p$	347,3	$^{\circ}C$
Tlak páry na vstupu	$p_{1P in}$	4,6	MPa
Tlak páry na výstupu	$p_{1P out}$	4,4	MPa
Měrný objem páry na vstupu	$v_{1P in}$	0,04307	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Měrný objem páry na výstupu	$v_{1P out}$	0,0599	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Střední měrný průměr	$v_{stř}$	0,0515	$m^3 \cdot kg^{-1}$
Průtok páry	M_{1P}	11,5861	$kg \cdot s^{-1}$
Střední teplota páry	$t_{stř}$	303	$^{\circ}C$
Rychlost páry	w_p	13,2	$m \cdot s^{-1}$
Průtočný průřez	F_s^p	0,045	m^2

Tabulka 93 - Závěrečné výpočty u svazků 1. přehříváku

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	67,63	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	42	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,0084	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplo odebrané ze svazků 1. přehříváku	Q_{1P}	3265	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	259	$^{\circ}C$

Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	276	$^{\circ}\text{C}$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	243	$^{\circ}\text{C}$
Povrch přehříváku	S	302	m^2
Počet dvojhadů	n	12	-

Tabulka 94 - Závěrečné výpočty 1. přehříváku

Tepelný tok na výstupu z 2. přehříváku	$Q_{2P\ out}$	17221	kW
Tepelný tok na výstupu z 1. přehříváku	$Q_{1P\ out}$	13644	kW
Uvažovaná ztráta sáláním	Z_{P1}	0,001	-
Celkové teplo odebrané v prostoru 1. přehříváku	$Q_{1P\ cel}$	3538	kW
Entalpie na výstupu z 1. přehříváku	$I_{1P\ out}$	5813	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Teplota na výstupu z 1. přehříváku	$t_{1P\ out}$	502	$^{\circ}\text{C}$

14.1.13 Kotel na tříděný odpad - Obratová komora

Tabulka 95 - Teploty na vstupu a výstupu z obratové komory

Teplota spalin na vstupu	$t_{Ob\ in}$	502	$^{\circ}\text{C}$
Teplota spalin na výstupu	$t_{Ob\ out}$	481	$^{\circ}\text{C}$

Tabulka 96 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u obratové komory

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	6,01	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,06245	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Součinitel kinematické viskozity	ν	0,000066	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,6426	-
Ekvivalentní průměr	d_e	3,73	-
Opravný koeficient	C_t	1	-
Oprava na poměrnou délku	C_l	1	-
Opravný koeficient	C_m	1	-
Rychlost spalin	w_{sp}	3,84	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Tabulka 97 - Součinitel přestupu tepla sáláním u obratové komory

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	34,9	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,57	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,84	-
Efektivní tloušťka sálavé vrstvy	s	3,36	m
Objem obratové komory	V	57,4	m^3

Povrch stěn obratové komory	F_{st}	61,5	m^2
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0207	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1242	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0826	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,207	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	1,6	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,92	-
Teplota povrchu nánosu na straně spalin	T_z	561,78	K
Přebytek vzduchu	α_{OB}	1,8	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 98 - Závěrečné výpočty obratové komory

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	41	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	31	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,008	$m^2 \cdot K^1/W$
Teplo odebrané z obratové komory	Q_{Ob}	441	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	233	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	243	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	222	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu z 1. přehříváku	$Q_{1P out}$	13644	kW
Tepelný tok na výstupu z obratové komory	$Q_{Ob out}$	13203	kW
Entalpie na výstupu z obratové komory	$I_{Ob out}$	5625	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z obratové komory	$t_{Ob out}$	481	$^{\circ}C$

14.1.14 Kotel na tříděný odpad - 3. spalinová mříž

Tabulka 99 - Výchozí parametry a počáteční výpočty k 3. spalinové mříži

Počet trubek	n	50	-
Šířka 3. tahu	a	4	m
Délka trubek mříže	v	3,5	m
Průtočný průřez	F_{sm}	10,64	m^2
Střední teplota	$t_{stř}$	476,5	$^{\circ}C$
Koncová teplota	$t_{3M out}$	472	$^{\circ}C$
Rychlost spalin mříží	w_{sp}	4,95	$m \cdot s^{-1}$
Součinitel přebytku vzduchu	α	1,8	-

Tabulka 100 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u 3. spalínové mříže

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	45,5	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,06245	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,0000657	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlovo číslo	Pr	0,6426	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	0,9225	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,15	-
Počet řad	z	3	-
Příčná rozteč trubek	s_1	0,22	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,15	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	3,7	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,5	-

Tabulka 101 - Součinitel přestupu tepla sáláním u 3. spalínové mříže

Součinitel přestupu tepla sáláním	α_{sal}	15	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Stupeň černosti povrchu stěny	a_{st}	0,8	-
Stupeň černosti proudu spalin	a	0,253	-
Optická hustota spalin	$k \cdot p \cdot s$	0,2912	-
Efektivní tloušťka sálové vrstvy	s	0,5829	m
Parciální tlak tříatomových plynů	p_s	0,0207	MPa
Objemová koncentrace vodní páry ve spalinách	r_{H_2O}	0,1242	-
Objemová koncentrace CO_2 a SO_2	r_{R_2O}	0,0826	-
Objemová koncentrace tříatomových plynů	r_s	0,207	-
Tlak spalin	p	0,1	MPa
Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů	$k_s \cdot r_s$	4,06	-
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	0,9	-
Teplota povrchu nánosů na straně spalin	T_z	561,78	K
Přebytek vzduchu	α_{2M}	1,8	-
Koncentrace popílku ve spalinách	μ_{pk}	0,01	$g \cdot m^{-3}$
Střední průměr popílkových částic	d_{pk}	20	μm

Tabulka 102 - Závěrečné výpočty 3. spalínové mříže

Celkový součinitel přestupu tepla	α_s	60,4	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel omývání plochy	ω	1	-
Součinitel prostupu tepla	k	36,03	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,0112	$m^2 \cdot K^1 / W$

Teplo odebrané z 3. mříže	Q_{3M}	259	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	217	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	222	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	213	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu z obrátové komory	$Q_{Ob\ out}$	13203	kW
Tepelný tok na výstupu z 3. mříže	$Q_{3M\ out}$	12944	kW
Entalpie na výstupu z 3. mříže	$I_{3M\ out}$	5515	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z 3. mříže	$t_{3M\ out}$	472	$^{\circ}C$

14.1.15 Kotel na tříděný odpad - Ekonomizér

Tabulka 103 - Východí parametry a počáteční výpočty k ekonomizéru

Průtočný průřez	F_{Sm}	6,7	m^2
Střední teplota	$t_{stř}$	326,5	$^{\circ}C$
Koncová teplota	$t_{EKO\ out}$	181	$^{\circ}C$
Rychlost spalin mříží	w_{sp}	5,97	$m \cdot s^{-1}$
Součinitel přebytku vzduchu	α	1,85	-
Hustota vody při 196 $^{\circ}C$	$\rho_w\ stř$	871	$kg \cdot m^{-3}$
Rychlost vody v Ekonomizéru	w_w	0,5	$m \cdot s^{-1}$

Tabulka 104 - Součinitel přestupu tepla konvekcí u ekonomizéru

Součinitel přestupu tepla konvekcí	α_k	63,7	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,0489	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν	0,0000439	$m^2 \cdot s^{-1}$
Prandtlůvo číslo	Pr	0,663	-
Korekční součinitel na počet řad	C_z	1	-
Korekční součinitel na uspořádání svazku	C_s	1,03	-
Počet řad	z	13	-
Příčná rozteč trubek	s_1	0,064	m
Podélná rozteč trubek	s_2	0,08	m
Poměrná příčná rozteč trubek	σ_1	2	-
Poměrná podélná rozteč t.	σ_2	2,5	-

Tabulka 105 - Závěrečné výpočty u Ekonomizéru

Součinitel prostupu tepla	k	49	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel zanesení	ε	0,004725	$m^2 \cdot K^1 / W$
Teplo odebrané ekonomizéru	Q_{EKO}	8009	kW
Střední teplotní logaritmický spád	Δt	133	$^{\circ}C$

Rozdíl teplot na vstupu	Δt_1	213	$^{\circ}C$
Rozdíl teplot na výstupu	Δt_2	76	$^{\circ}C$
Tepelný tok na výstupu z 3. spalinové mříže	$Q_{3M out}$	12944	kW
Tepelný tok na výstupu z ekonomizéru	$Q_{EKO out}$	4897	kW
Entalpie na výstupu z ekonomizéru	$I_{EKO out}$	2087	$kJ \cdot kg^{-1}$
Teplota na výstupu z ekonomizéru	$t_{EKO out}$	181	$^{\circ}C$

14.2 PŘÍLOHA 2 - VÝKRESY

Výkres kotle na netříděný odpad

Výkres kotle na tříděný odpad