



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VÝPOČET KOTLE NA HNĚDÉ UHLÍ PRO APLIKACI SCR

CALCULATION OF BROWN COAL BOILER FOR SCR APPLICATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Karel Mizerovský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Karel Mizerovský
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Akademický rok:	2016/17

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

Výpočet kotle na hnědé uhlí pro aplikaci SCR

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro stávající parní kotel 170 t/h, 9,4 MPa, 540 °C spalující hnědé uhlí navrhnete opatření pro aplikaci SCR katalyzátoru ke snížení emisí NO_x na požadovanou hodnotu. Provedte tepelný přepočít kotle a navrhnete úpravy pro řádnou funkci katalyzátoru ke snížení koncentrace NO_x ze 600 mg/m³ na 150 mg/m³ pro referenční podmínky.

Teplota napájecí vody 190°C, min. výkon kotle 60 t/h.

Palivo: hnědé uhlí o výhřevnosti 11,5 – 13,0 MJ/kg.

Cíle diplomové práce:

- Provést stechiometrický a tepelný výpočet kotle.
- Provést základní rozměrový návrh kotle.

Seznam doporučené literatury:

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 9788001037577.

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 9788021447707.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá kontrolním výpočtem kotle na spalování hnědého uhlí pro aplikaci selektivní katalytické redukce. Práce je rozdělena do několika částí. Nejprve je proveden výpočet spalovací komory zahrnující stechiometrické výpočty a entalpické výpočty vzduchu a spalin. V další části je vypočítána tepelná bilance kotle, ztráty a je stanovena tepelná účinnost kotle. Dále dochází k přepočtu teplosměnných ploch v tazích kotle.

V poslední části práce je nalezeno vhodné teplotní okno pro aplikaci SCR a jsou navrženy úpravy pro dosažení potřebných teplot.

Klíčová slova

Kotel, přehřívák, selektivní katalytická redukce, čpavek, močovina, oxidy dusíku.

Abstract

This Master's thesis deals with the verification calculation of boiler which burns brown coal for the application of the selective catalytic reduction method. The thesis is divided into several parts. In the first of all is performed the calculation of the furnace chamber which involves stoichiometrics calculations and enthalpy calculations of air and flue gas.

In the second part the heat balance of the boiler, the boiler losses and the thermal efficiency are determined. After all the heating surfaces are calculated for the verify the dimensions.

In the conclusion of the thesis we looked for the temperature range which is used for the SCR application. Then the improvements for the appropriate temperature range are designed.

Keywords

Boiler, superheater, selective catalytic reduction, ammonia, urea, carbon monoxide.

Bibliografická citace mé práce:

MIZEROVSKÝ, K. Výpočet kotle na hnědé uhlí pro aplikaci SCR. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 84 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že diplomovou práci na téma: „Výpočet kotle na hnědé uhlí pro aplikaci SCR“ jsem vypracoval samostatně, s pomocí svého vedoucího doc. Ing. Zdeňka Skály, CSc. konzultanta Ing. Ondřeje Nechvátala, odborné literatury, dále s pomocí znalostí nabytých v předchozích letech studia a dalších zdrojů, uvedených v závěru práce.

V Brně dne 16. 5. 2017

.....

Podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. a Ing. Ondřeji Nechvátalovi za cenné rady, praktické připomínky a čas věnovaný při řešení odborné problematiky. Dále děkuji své rodině a manželce za podporu během studia.

V Letovicích dne 25.5. 2017

.....
Podpis autora

OBSAH

1 Úvod	8
2 Mechanismy vzniku NO_x	9
2.1 Palivový NO _x	9
2.2 Termický NO _x	9
2.3 Promptní NO _x	9
3 Způsoby snižování emisí NO_x	9
3.1 Primární opatření	9
3.1.1 První generace	10
3.1.2 Druhá generace	10
3.1.3 Třetí generace	10
3.2 Sekundární opatření	10
4 Selektivní katalytická redukce	11
5 Selektivní nekatalytická redukce	12
6 Vliv reaktantu na snížení emisí NO_x	13
7 Parametry kotle a složení paliva	14
8 Stechiometrické výpočty	15
8.1 Minimální objemy vzduchu a spalín z prvkového rozboru paliva	15
8.2 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalín	17
8.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování	18
9 Tepelná bilance kotle	20
9.1 Teplo přivedené do kotle	20
9.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost	20
9.3 Výrobní teplo páry a množství paliva	22
10 Výpočet spalovací komory	23
10.1 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla	24
10.1.1 Určení adiabatické teploty v ohništi	24
10.1.2 Poměrná teplota spalín	26
10.1.3 Součinitel M	26
10.1.4 Boltzmannovo číslo	27
10.1.5 Stupeň černosti ohniště	28
10.2 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn	29
11 Výpočet teplosměnných ploch	30
11.1 Zadané hodnoty	30
11.2 Tlakové ztráty jednotlivých teplosměnných ploch	31
11.3 Tepelná bilance na straně média	31
11.3.1 Napájecí voda	31
11.3.2 Výstupní přehřívák páry – PP4	31
11.3.3 Deskový přehřívák páry – PP3	32
11.3.4 Konvekční přehřívák páry – PP2	33
11.3.5 Přehřívák páry – BSPP2	34
11.3.6 Přehřívák páry – BSPP1	34
11.3.7 Přehřívák páry – PSPP	34
11.3.8 Přehřívák páry – ZTPP	35
11.3.9 Přehřívák páry – SPP	35

11.3.10	Přehřívák páry – PP1	36
11.3.11	Ohřívák vody (Ekonomizér) – EKO	36
11.3.12	Výparník – VÝP	36
11.3.13	Ohřívák vzduchu – OVZ	37
11.4	Přehled vypočtených parametrů na straně média	38
12	Kontrolní výpočet výhřevných ploch	39
12.1	Geometrie spalínového kanálu	39
12.2	Sektory kotle pro výpočet konvekčních ploch	39
13	Část 1	41
13.1	Deskový přehřívák páry – PP3	41
13.1.1	Střední šoty – PP3/A	42
13.1.2	Krajní šoty – PP3/B	44
13.2	Výparné trubky po stěnách – VÝP	46
13.3	1.část stropního přehříváku – SPP1	47
13.4	Stěnový přehřívák druhého tahu spojený s mříží I – PP1	48
13.5	Celková bilance části 1	50
13.5.1	Celkový skutečný výkon první části	50
14	Část 2	51
14.1	Výstupní přehřívák – PP4	51
14.2	2.část stropního přehříváku – SPP2	53
14.3	Boční stěny přechodového kanálu – BSPP1	54
14.4	Celková bilance části 2	55
14.4.1	Celkový skutečný výkon druhé části	55
15	Část 3	55
15.1	Konvekční přehřívák – PP2	55
15.2	3.část stropního přehříváku páry spojeného se zadní stěnou třetího tahu – SPP3	57
15.2.1	Zadní stěna třetího tahu – SPP3	58
15.3	Stěnový přehřívák třetího tahu spojeného s mříží II – PSPP	59
15.3.1	Mříž II – PSPP	60
15.4	Boční stěny třetího tahu – BSPP2	61
15.5	Závěsné trubky – ZTPP	62
15.6	Celková bilance části 3	63
15.6.1	Celkový skutečný výkon třetí části	64
16	Část 4	64
16.1	Ekonomizér – EKO	64
16.2	Celková bilance části 4	65
16.2.1	Celkový skutečný výkon čtvrté části	66
17	Část 5	66
17.1	Ohřívák vzduchu – OVZ	66
17.2	Celková bilance části 5	67
17.2.1	Celkový skutečný výkon páté části	67
18	Přehled vypočtených parametrů	68
18.1	Výpočet chyby skutečného výkonu	68
19	Návrh zařízení pro snížení emisí NO_x	69
19.1	Parametry zařízení	69
19.2	Konstrukční návrh	70
19.3	Úprava teploty spalin	71
19.3.1	Výpočet Ekonomizéru č. 2	71

19.4 Aplikace reaktoru do proudu spalin	73
19.4.1 Návrh číslo: 1	76
19.4.2 Návrh číslo: 2	77
20 Závěr	78
21 Seznam použité literatury	79

1 Úvod

Cílem diplomové práce je výpočet parního kotle na hnědé uhlí pro aplikaci SCR. Kotel slouží k výrobě vysokotlaké páry (170 t/h , $9,4 \text{ MPa}$, 540 °C). Ke spalování slouží práškové hořáky s uzavřeným mlýnským okruhem a tlukadlovými mlýny. Jedná se o kotel s hořáky umístěnými v horní části spalovací komory a s třemi spalinovými tahy.

V době zpřísnování emisních limitů dochází také i v energetickém sektoru k modernizaci a instalaci zařízení, potřebných především ke snižování oxidů dusíku, prachových částic a oxidů síry. Nevýhodou instalace těchto zařízení bývají často pořizovací i provozní náklady. Z hlediska zpřísnění emisních limitů a taktéž životního prostředí jsou však tato opatření nezbytná.

Tato práce se dále zabývá návrhem opatření pro snížení emisí oxidů dusíku použitím metody selektivní katalytické redukce (SCR). V závěru práce dochází ke zhodnocení výsledků výpočtu a vhodnosti umístění katalytického reaktoru do stávajícího prostoru kotle.

2 Mechanismy vzniku NO_x

Rozlišujeme tři mechanismy vzniku oxidů dusíku podle vzniku a to:

- termické (vysokoteplotní),
- promptní (okamžité),
- palivové.

2.1 Palivový NO_x

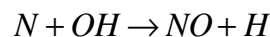
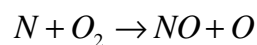
Vzniká z dusíku, který je vázaný na dusíkaté sloučeniny v palivech. Výskyt vzniku bývá převážně v oblastech plamene, a to při teplotách větších než 700 °C.

Tvorba NO je závislá převážně na poměru O : N a koncentraci O₂. [2]



2.2 Termický NO_x

Vznikají ve spalovací komoře oxidací vzdušného kyslíku při teplotách nad 1300 °C. Rychlost tvorby přímo závisí na teplotě a reakční době při této teplotě. [2]



2.3 Promptní NO_x

Vznikají na okraji plamene oxidací molekulárního kyslíku za účasti uhlovodíkových radikálů. Tvorba je závislá na přebytku vzduchu a také na teplotě. [2]

3 Způsoby snižování emisí NO_x

Způsoby snižování koncentrací NO_x se obecně dělí do dvou skupin na primární a sekundární. Primární opatření je zaměřeno na potlačení vzniku NO_x, sekundární se poté soustředí na redukci již vzniklých NO_x.

3.1 Primární opatření

Snaha je snížit emise během spalovacího procesu. V dnešní době je velká pozornost věnovaná nízkoemisním hořákům se stupňovitým přívodem paliva a vzduchu. Pomocí výpočetní techniky jsou tvořeny modely spalovacích procesů a s využitím těchto poznatků dochází k optimalizaci a vývoji nových generací.

Rozlišujeme celkem tři generace primárních opatření. [2]

3.1.1 První generace

U první generace dochází k aplikaci v celém prostoru spalovací komory.

- Spalování paliva s nízkým přebytkem spalovacího vzduchu (LEA).
- Snížení přehřátí spalovacího vzduchu (RAPO).
- Vícestupňové zavádění paliva.
- Zavedení recirkulace vzduchu do spalovacího vzduchu.
- Zavedení části vzduchu nad hořáky. [2]

3.1.2 Druhá generace

Druhá generace primárních opatření využívá kombinace více jednoduchých principů. Vznikají tak hořáky různých konstrukcí.

- Nízko emisní hořáky s postupným přiváděním spalovacího vzduchu.
- Recirkulace spalin do hořáku – vnější, vnitřní.
- Zavádění části vzduchu nad hořáky (OFA). [2]

3.1.3 Třetí generace

Ve třetí generaci opatření dochází ke kombinaci opatření 2. generace a zavádění nových trendů.

- Nízko emisní hořáky druhé generace s postupným přiváděním paliva a vzduchu ve více stupních.
- Redukce oxidů dusíku v kotli – přepalování (Overburning), dodatečné spálení nebo přepálení (Reburning). [2]

3.2 Sekundární opatření

Spočívá v odstranění již vzniklých NO_x ze spalin, a to buď fyzikálními, nebo chemicko-fyzikálními procesy. Používají se tehdy, nestačí-li metody primární, nebo jsou kladeny vysoké nároky na emisní limity. V ČR se ve větší míře spaluje méně kvalitní hnědé uhlí, spalování tohoto uhlí je přívětivější ke tvorbě NO_x. Pro dosažení zákonných emisních limitů u nás slouží zejména primární opatření. Sekundární opatření zatím nejsou tak významná.

V české republice jsou postupně zpřísnovány zákonné emisní limity a plnění legislativy EU. To bude mít za následek instalaci těchto zařízení do stávajících i nově vzniklých provozů.

Sekundární opatření se dělí následovně:

1. Selektivní redukce:
 - katalytická – procentuální využití metody: 94 %,
 - nekatalytická – procentuální využití metody: 4 %.
2. Další v praxi užívané metody – procentuální využití metody: 2 %
 - suché vypírky,
 - mokré vypírky. [2]

4 Selektivní katalytická redukce

Jednou z nejrozšířenějších sekundárních metod v EU je metoda selektivní katalytické redukce. Metoda je založena na průchodu plynu ze spalovacího zařízení skrze vložky katalyzátoru za přítomnosti reaktantu, při němž dojde k řadě reakcím a tím i k redukci oxidů dusíku.

Díky přítomnosti katalyzátorů dosahuje SCR (Selective Catalytic Reduction) vyšších stupňů konverze a to 80 až 95 % i při nižších teplotách v závislosti na použitém katalyzátoru. Katalyzátor je látka, která vstupuje do reakce, a tím ji zrychluje či zpomaluje, aniž by u samotné látky došlo ke změně. Tyto reakce probíhají za nižších teplot (200 až 550 °C dle druhu SCR), oproti selektivní nekatalytické redukci (900 až 1050 °C). Pro uhelné kotle se teploty SCR pohybují v rozmezí 320 °C – 440 °C v závislosti na vlastnostech vstupujících spalin.

Reakčním činidlem je pak nejčastěji čpavek (NH₃) či močovina.

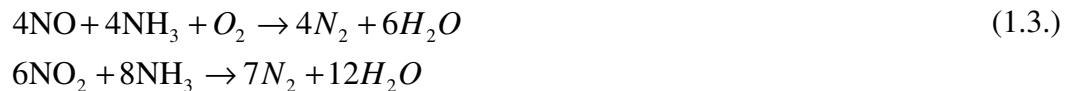
Katalytické vložky mohou být na bázi:

- zeolitu,
- kovových aktivních složek,
- uhlíkových materiálů.

Reakce procesu

Během redukce vzniká řada reakcí, a to jak žádoucích (redukce NO_x), tak i nežádoucích (oxidace NH₃ na NO, NO₂, N₂ či oxidace SO₂ na SO₃).

- Žádoucí reakce:



- Nežádoucí reakce:



Výhody a nevýhody SCR

Výhody technologie SCR:

- vysoká účinnost redukce oxidů dusíku (až 95 %),
- při redukci nevznikají další složky znečišťující ovzduší,
- zařízení s možností regulace redukce – množství reagentu x množství redukovaných oxidů,

- nižší spotřeba reagentu,
- nižší skluz čpavku v porovnání s SNCR.

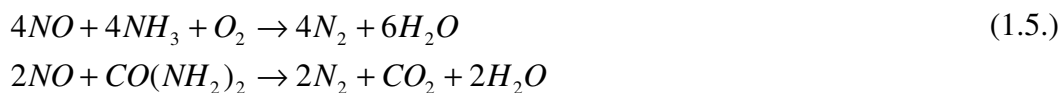
Nevýhody technologie SCR:

- Vyšší investiční náklady a náklady nutné k regeneraci katalytických vložek. [2]

5 Selektivní nekatalytická redukce

Redukce oxidů dusíku probíhá bez přítomnosti katalyzátoru pouze pomocí redukčního činidla. Tím je v tomto případě opět amoniak či čpavková voda. Redukce probíhá v teplotním okně 850 °C – 1100 °C.

Chemické reakce probíhající během SNCR v závislosti na použitém redukčním činidle dle rovnic:



Průběh reakcí je závislý na teplotě. Probíhá-li za teplot nižších než optimálních, reakce probíhá pomalu a vstřikovaný NH_3 nestíhá zreagovat. To má za následek únik čpavku spolu se spalinami do atmosféry. Probíhá-li reakce při příliš vysoké teplotě dochází k rozkladu amoniaku na NO, čímž se opět zvyšují emise oxidů dusíku.

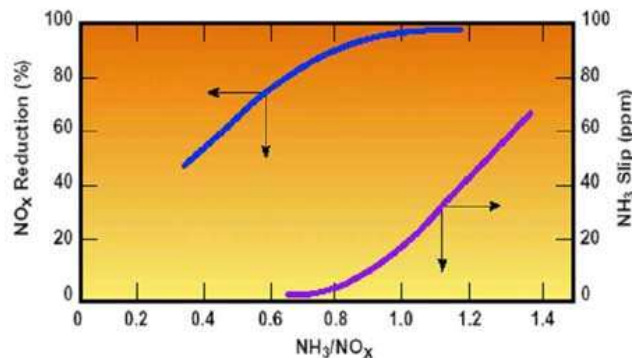
K rozstříku se používá:

- tlaku vzduchu,
- vody,
- páry,
- recirkulovaných spalin.

Účinnost metody SNCR se pohybuje v rozmezí 25 % – 35 %, dle specifických podmínek ve spalovací komoře. Pořizovací náklady na tuto metodu jsou přibližně 20 % nákladů na SCR. Metoda má ovšem omezené použití, a to z důvodu nízké účinnosti. Další zvýšení účinnosti metody je limitní z důvodu zvyšujícího skluzu čpavku (koncentrace převyšující 5mg). V provozech s větší tvorbou oxidů dusíku je tato metoda nedostačující a za cenu vyšších nákladů se přiklání k metodě SCR. [2]

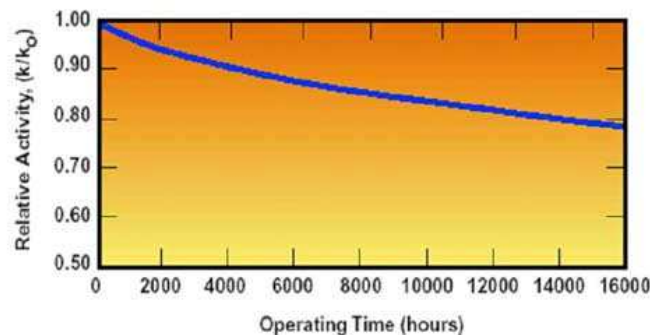
6 Vliv reaktantu na snížení emisí NO_x

Jak bylo zmíněno proces SCR zahrnuje vstřikování amoniaku do proudu spalin, kde reaguje s NO_x za vzniku molekulárního NO₂ a H₂O. Ve většině případů pracuje reaktor ve vysoce prašném prostředí. Zvyšováním množství NH₃ se zvyšuje pravděpodobnost reakce a tím i zvýšení účinnosti metody. Zejména u metody SNCR nadměrným zvyšováním množství činidla může vést k úniku čpavku (slip NH₃), který je znázorněn na obrázku č. 6-1. [6]



Obr. 6-1 – Vliv molekulárního NH₃/NO_x na redukci NO_x a celkového úniku NH₃ (v popílku a ve spalinách) [6]

Katalyzátor má omezenou životnost a během stárnutí dochází ke snižování účinnosti. V prvotní fázi je snaha o snížení úniku čpavku na nulu, během snižování aktivity katalyzátoru však může dojít ke skluzu NH₃. [6]



Obr. 6-2 – Snižování aktivity katalyzátoru vlivem stárnutí [6]

Technologie SNCR zahrnuje také vstřikování čpavku nebo močoviny do spalin za účelem redukce NO_x. V tomto případě však není použit katalyzátor, tudíž nedochází k jeho vlivu na změny vstřikovaného množství reaktantu. [6]

7 Parametry kotle a složení paliva

Pro přepočítání parního kotle a návrh opatření pro snížení emisí oxidů dusíku slouží kotel s označením K3 umístěn v areálu ŠKODA DOOSAN POWER, Plzeň.

Jedná se o třítahový kotel na hnědé uhlí. Ke spalování slouží práškové hořáky umístěny v horní části spalovací komory. Kotel je původně navržen na množství páry 150 t/h. V dnešní době je však provozován až na 170 t/h páry.

Zadané parametry kotle jsou:

- výkon kotle 170 t/h,
- tlak páry 9,4 MPa,
- teplota páry 540 °C,
- teplota napájecí vody 190 °C.

Složení paliva:

W	A ^r	S ^r	N ^r	C ^r	H ^r	O ^r	Q _i ^r
[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[MJ/kg]
24,8	30	1	0,5	30,49	2,7	10,49	11,5

Tab. 7-1 – Složení paliva

Q_i^r - výhřevnost paliva [kJ/kg]

C^r - obsah uhlíku v palivu [%]

N^r - obsah dusíku v palivu [%]

S^r - obsah síry v palivu [%]

A^r - obsah popela v palivu [%]

H^r - obsah vodíku v palivu [%]

O^r - obsah kyslíku v palivu [%]

W - obsah vody v palivu [%]

8 Stechiometrické výpočty

Veškeré výpočty jsou prováděny pomocí literatury [1].

8.1 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru paliva

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (1.6.)$$

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{30,49}{12,01} + \frac{2,7}{4,032} + \frac{1}{32,06} - \frac{10,49}{32} \right) = \underline{0,681 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZmin}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2min} = \frac{100}{21} \cdot 0,681 = \underline{3,243 \text{ m}^3/\text{kg}} \quad (1.7.)$$

Objem vodní páry na 1 m³ suchého vzduchu:

$$V_{H_2O} = \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} = 0,7 \cdot 0,034 = \underline{0,024} \quad (1.8.)$$

- φ - relativní vlhkost vzduchu, $\varphi=0,7$
 p'' - absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu
 p_c - celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

Z [1] určíme velikost výrazu pro 25 °C $\frac{p''}{p_c - p''} = 0,034$

Součinitel f pro výpočet minimálního množství vlhkého vzduchu:

$$f = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - p''} = 1 + 0,7 \cdot 0,034 = \underline{1,0238} \quad (1.9.)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZmin} = f \cdot O_{VZmin}^S = 1,0238 \cdot 3,243 = \underline{3,320 \text{ m}^3/\text{kg}} \quad (1.10.)$$

Objem CO₂ ve spalinách:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZmin}^S \quad (1.11.)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{30,49}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,243 = \underline{0,566 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Objem SO₂ ve spalínách:

$$O_{\text{SO}_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{1}{32,06} = \underline{0,0068 \text{ m}^3/\text{kg}} \quad (1.12.)$$

Objem dusíku ve spalínách:

$$O_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{\text{VZmin}}^S \quad (1.13.)$$

$$O_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,5}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,243 = \underline{2,535 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Objem argonu ve spalínách:

$$O_{\text{Ar}} = 0,0092 \cdot O_{\text{VZmin}}^S = 0,0092 \cdot 3,243 = \underline{0,0298 \text{ m}^3/\text{kg}} \quad (1.14.)$$

Minimální množství suchých spalin:

$$O_{\text{spmin}}^S = O_{\text{CO}_2} + O_{\text{SO}_2} + O_{\text{N}_2} + O_{\text{Ar}_2} \quad (1.15.)$$

$$O_{\text{spmin}}^S = 0,5661 + 0,0068 + 2,5352 + 0,0298 = \underline{3,138 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Maximální množství CO₂ ve spalínách:

$$(\text{CO}_2)_{\text{max}} = \frac{O_{\text{CO}_2}}{O_{\text{spmin}}^S} \cdot 100 = \frac{0,5661}{3,138} \cdot 100 = \underline{18,039 \%} \quad (1.16.)$$

Minimální objem vodní páry:

$$O_{\text{H}_2\text{Omin}} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W_t^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{\text{VZmin}}^S \quad (1.17.)$$

$$O_{\text{H}_2\text{Omin}} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{2,7}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{35,8}{18,016} + (1,0238 - 1) \cdot 3,243$$

$$O_{\text{H}_2\text{Omin}} = \underline{0,6855 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Minimální množství vlhkých spalin:

$$O_{\text{spmin}} = O_{\text{spmin}}^S + O_{\text{H}_2\text{Omin}} = 3,138 + 0,6855 = \underline{3,824 \text{ m}^3/\text{kg}} \quad (1.18.)$$

8.2 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin

Pro zamezení nedokonalého spalování se zavádí spalování s vhodným přebytkem vzduchu. Při nedokonalém spalování vzniká oxid uhelnatý, reakce spotřebovává jen polovinu množství kyslíku a dodává jen třetinu možné energie. Naopak spalování s vyšším přebytkem vzduchu zvyšuje komínovou ztrátu. V našem případě jsou součinitelé přebytku vzduchu voleny v tabulce.

součinitelé přebytku vzduchu		
na výstupu spalovací komory	α_0	1,15
před ohřívákem vzduchu	β'	1,2
za ohřívákem vzduchu	β''	1,1
na výstupu z kotle	α_k	1,35

Tab. 8-1 – Součinitelé přebytku vzduchu

Množství vzduchu a spalin:

$$O_{vz} = \beta \cdot O_{vzmin} = 1,1 \cdot 3,320 = \underline{3,652 \text{ m}^3/\text{kg}} \quad (1.19.)$$

$$O_{sp} = O_{spmin} + (1 - \beta) \cdot O_{vzmin} = 3,983 + (1 - 1,1) \cdot 3,320 = \underline{4,321 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Skutečné množství vodní páry:

$$O_{H_2O} = O_{H_2Omin} + (f - 1) \cdot (\beta - 1) \cdot O_{vzmin}^s \quad (1.20.)$$

$$O_{H_2O} = 0,6855 + (1,0238 - 1) \cdot (1,1 - 1) \cdot 3,243 = \underline{0,6971 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{0,0068 + 0,5660}{4,3216} = \underline{0,1325} \quad (1.21.)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,6971}{4,3216} = \underline{0,1613}$$

Součet objemových částí tříatomových plynů:

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1325 + 0,1613 = 0,2938 \quad (1.22.)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}} \cdot \frac{X_p}{100} = \frac{10 \cdot 30}{4,321} \cdot \frac{80}{100} = \underline{55,535 \text{ g/m}^3} \quad (1.23.)$$

X_p - procento popela v úletu, z tabulky $X_p = 80\%$

Střední hodnoty produktů spalování pro různé součinitele přebytku vzduchu jsou uvedeny v následující tabulce:

Střední hodnoty produktů spalování							
α	[-]	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
O_{vz}	[m ³ /kg]	3,32	3,65	3,98	4,32	4,65	4,98
O_{sp}	[m ³ /kg]	3,82	4,16	4,49	4,82	5,15	5,48
O_{H_2O}	[m ³ /kg]	0,69	0,69	0,70	0,71	0,72	0,72
r_{RO_2}	[-]	0,15	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10
r_{H_2O}	[-]	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13
r_{sp}	[-]	0,33	0,30	0,28	0,27	0,25	0,24
μ	[g/m ³]	62,77	57,75	53,48	49,80	46,59	43,77

Tab. 8-2 – Střední hodnoty produktu spalování

8.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg paliva a entalpie minimálního množství vzduchu jsou vypočteny z hodnot uvedených v tabulce 8-3, výsledné entalpie jsou uvedeny v tabulce 8-4 pro různé teploty a různé přebytky vzduchu. Vzorový výpočet je pro teplotu 100 °C a přebytek vzduchu 1,0.

Entalpie minimálního množství vzduchu:

$$d = (f - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = (1,0238 - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = \underline{14,799 \text{ g/kg}} \quad (1.24.)$$

$$c = c_s + 0,0016 \cdot d \cdot c_{H_2O} = 1,3 + 0,0016 \cdot 14,799 \cdot 1,505 = \underline{1,336 \text{ kJ/kgK}}$$

$$I_{VZmin} = O_{VZmin}^S \cdot (ct)_{vz} = 3,243 \cdot 1,336 \cdot 100 = \underline{433,16 \text{ kJ/kg}}$$

c, c_s, c_{H_2O} - měrná tepelná kapacita [kJ/kgK]

Minimální entalpie spalin při $\alpha=1$ a teplotě 100 °C:

$$I_{spmin} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O_{min}} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad (1.25.)$$

$$I_{spmin} = 0,5660 \cdot 170 + 0,00683 \cdot 189 + 2,5352 \cdot 130 + 0,6855 \cdot 150 + 0,0298 \cdot 93$$

$$I_{spmin} = \underline{532,71 \text{ kJ/kg}}$$

Entalpie spalin při teplotě 100 °C a $\alpha=1$:

$$I_{sp} = I_{spmin} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZmin} + I_p \quad (1.26.)$$

$$I_{sp} = 532,71 + (1,0 - 1) \cdot 433,16 + 19,39 = \underline{552,11 \text{ kJ/kg}}$$

Hodnota I_p se uvažuje, jelikož platí následující podmínka:

$$\frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot X_p} < A^r \quad (20,6339 < 30) \quad (1.27.)$$

a to dle vztahu:

$$I_p = \frac{A^r}{100} \cdot \frac{X_p}{100} \cdot i_p = \frac{30}{100} \cdot \frac{80}{100} \cdot 80,8 = \underline{19,039 \text{ kJ/kg} \cdot K} \quad (1.28.)$$

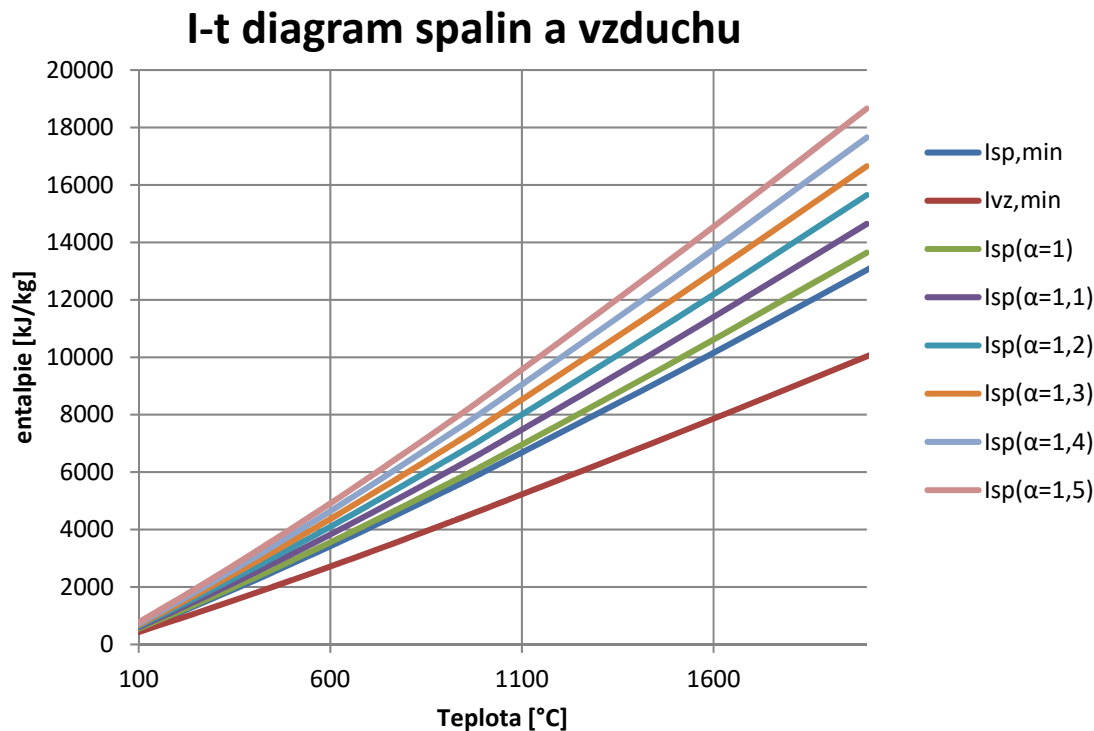
Entalpie popílku i_p [kJ/kg] se odečte z tabulky 8-3.

teplota t °C	entalpie složek spalin						měrné teplo			
	CO ₂ [kJ/m ³]	N ₂ [kJ/m ³]	H ₂ O [kJ/m ³]	SO ₂ [kJ/m ³]	Ar [kJ/m ³]	popílek [kJ/m ³]	C _s [kJ/m ³]	CH ₂ O [kJ/m ³]	vzduch [kJ/m ³]	popílek [kJ/kgK]
100	170	130	150	189	93	80,8	1,3	1,505	1,336	0,808
200	357	260	304	392	186	169	1,307	1,522	1,343	0,846
300	559	392	463	610	278	264	1,317	1,542	1,354	0,879
400	772	527	626	836	372	360	1,329	1,565	1,366	0,9
500	994	666	795	1070	465	458	1,343	1,59	1,381	0,917
600	1225	804	969	1310	557	560	1,356	1,615	1,394	0,934
700	1462	948	1149	1550	650	662	1,371	1,641	1,410	0,946
800	1705	1094	1334	1800	743	767	1,384	1,688	1,424	0,959
900	1952	1242	1526	2050	834	874	1,398	1,696	1,438	0,971
1000	2204	1392	1723	2305	928	984	1,41	1,723	1,451	0,984
1500	3504	2166	2779	3590	1390	1758	1,462	1,853	1,506	1,172
2000	4844	2965	3926	4890	1855	2512	1,5	1,963	1,546	1,256
2500	6203	3779	5132	6200	2320	-	1,53	2,053	1,579	-

Tab. 8-3 – Entalpie složek spalin a měrné teplo

t °C	I _{SPmin} [kJ/kgK]	I _{VZmin} [kJ/kgK]	I _P [kJ/kgK]	I _{SP} (α=1) [kJ/kgK]	I _{SP} (α=1,1) [kJ/kgK]	I _{SP} (α=1,2) [kJ/kgK]	I _{SP} (α=1,3) [kJ/kgK]	I _{SP} (α=1,4) [kJ/kgK]	I _{SP} (α=1,5) [kJ/kgK]
100	532,71	433,16	19,39	552,11	595,42	638,74	682,06	725,37	768,69
200	1077,89	871,13	40,56	1118,45	1205,56	1292,68	1379,79	1466,90	1554,01
300	1640,13	1316,88	63,36	1703,49	1835,18	1966,86	2098,55	2230,24	2361,93
400	2219,05	1772,12	86,40	2305,45	2482,67	2659,88	2837,09	3014,30	3191,51
500	2817,35	2238,81	109,92	2927,27	3151,16	3375,04	3598,92	3822,80	4046,68
600	3421,65	2713,02	134,40	3556,05	3827,36	4098,66	4369,96	4641,26	4912,56
700	4048,70	3200,64	158,88	4207,58	4527,65	4847,71	5167,78	5487,84	5807,90
800	4687,72	3694,49	184,08	4871,80	5241,25	5610,69	5980,14	6349,59	6719,04
900	5338,80	4197,71	209,76	5548,56	5968,34	6388,11	6807,88	7227,65	7647,42
1000	6001,34	4705,12	236,16	6237,50	6708,02	7178,53	7649,04	8119,55	8590,06
1500	9446,03	7325,61	421,92	9867,95	10600,51	11333,08	12065,64	12798,20	13530,76
2000	13039,32	10030,86	602,88	13642,20	14645,29	15648,37	16651,46	17654,55	18657,63
2500	16721,91	12799,08	-	-	-	-	-	-	-

Tab. 8-4 – Entalpie spalin a vzduchu



Obr. 8-1 – I-t diagram vzduchu a spalín

9 Tepelná bilance kotle

9.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle na 1 kg paliva se určí ze vzorce:

$$Q_p^p = O_r^i = 11,5 \cdot 1000 = \underline{11500 \text{ kJ/kg}} \quad (1.29.)$$

9.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

Pro stanovení účinnosti lze použít dvě metody, a to přímou nebo nepřímou. V našem případě stanovíme účinnost pomocí častější nepřímé metody. Ta je založena na odečítání procentuálních ztrát kotle od sta procent. Rozlišujeme několik druhů ztrát kotle a to:

- ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal),
- ztráta citelným teplem tuhých zbytků,
- ztráta hořlavinou ve spalínách (chemický nedopal),
- ztráta citelným teplem spalín (komínová ztráta),
- ztráta sdílením tepla do okolí.

Ztráta hořlavinou ve spalínách (chemický nedopal):

Určí se ze stanovených empirických hodnot. Je způsobena chemickou nedokonalostí spalování, kdy ve spalínách zůstávají podíly spalitelných plynů. Pro náš případ je voleno:

$$\xi_{\text{CN}} = 0,3 \%$$

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal):

Určí se součtem jednotlivých ztrát hořlavinou v tuhých zbytcích, které jsou způsobeny ztrátou obsahem uhlíku v úletu (ú) a ztrátou ve škváře nebo strusce (cs).

$$\xi_{\text{MNú}} = \frac{c_{\text{ú}}}{100 - c_{\text{ú}}} \cdot \frac{X_{\text{ú}}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_c = \frac{0,71}{100 - 0,71} \cdot \frac{80}{100} \cdot \frac{30}{11500} \cdot 32600 \quad (1.30.)$$

$$\xi_{\text{MNú}} = 0,4865 \%$$

$$\xi_{\text{MNcs}} = \frac{c_{\text{cs}}}{100 - c_{\text{cs}}} \cdot \frac{X_{\text{cs}}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_c \quad (1.31.)$$

$$\xi_{\text{MNcs}} = \frac{5,94}{100 - 5,94} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{30}{11500} \cdot 32600$$

$$\xi_{\text{MNcs}} = 0,805 \%$$

$$\xi_{\text{MN}} = \xi_{\text{MNú}} + \xi_{\text{MNcs}} = 0,4865 + 0,805 = 1,292 \% \quad (1.32.)$$

Q_c	-	výhřevnost uhlíku	$Q_c = 32600 \text{ kJ/kg}$
c_i	-	obsah uhlíku v druhu tuhých zbytků	[-]
X_i	-	poměr hmotnosti popela v druhu tuhých zbytků	[-]

Ztráta citelným teplem tuhých zbytků:

Je způsobena nevyužitou tepelnou energií, která odchází s popílkem či struskou z kotle ven.

$$\xi_{\text{fiú}} = \frac{X_{\text{ú}}}{100 - c_{\text{ú}}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot \bar{c}_{\text{ú}} \cdot t_{\text{ú}} = \frac{80}{100 - 0,8156} \cdot \frac{30}{11500} \cdot 0,8156 \cdot 180 \quad (1.33.)$$

$$\xi_{\text{fiú}} = 0,308 \%$$

$$\xi_{\text{fir}} = \frac{X_r}{100 - c_r} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot \bar{c}_r \cdot t_r = \frac{15}{100 - 0,934} \cdot \frac{30}{11744,8} \cdot 0,934 \cdot 600 \quad (1.34.)$$

$$\xi_{\text{fir}} = 0,221 \%$$

$$\xi_{\text{fi}} = \xi_{\text{fiú}} + \xi_{\text{fir}} = 0,308 + 0,221 = 0,530 \% \quad (1.35.)$$

t_i	-	teplota tuhých zbytků	[°C]
\bar{c}_i	-	měrné teplo tuhých zbytků	[kJ/kgK]

Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta):

Komínová ztráta se z největší části podílí na ztrátách kotle. Představuje tepelnou energii, která je obsažena ve spalinách na výstupu z kotle. Tuto energii nelze s výhodou využít, neboť požadavkem na provoz kotle je dosažení vyšší teploty, než je teplota rosného bodu. Podkročením této teploty vzniká nízkoteplotní koroze a zvyšuje nám náklady na opravy kotle.

$$\xi_k = (100 - \xi_{MN}) \cdot \frac{O_{sp} \cdot c_{sp} \cdot (\vartheta_k - t_{vz})}{Q_p^p} \quad (1.36.)$$

$$\xi_k = (100 - 1,292) \cdot \frac{4,321 \cdot 1,595 \cdot (188 - 25)}{11500} = \underline{9,645\%}$$

t_{vz}	-	teplota vztažného vzduchu,	$t_{vz} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
ϑ_k	-	teplota spalin za kotlem,	$\vartheta_k = 188 \text{ }^\circ\text{C}$

Ztráta sdílením tepla do okolí:

Určuje se podle závislosti na parním výkonu kotle a druhu nátěru oplechování. Se zvyšujícím výkonem tato ztráta klesá. Na základě diagramu [1] je voleno:

$$\xi_{sv} = \underline{0,35\%}$$

Tepelná účinnost kotle:

$$\eta_k = 100 - \sum \xi_i = 100 - (\xi_{MN} + \xi_{fi} + \xi_{CN} + \xi_k + \xi_{sv}) \quad (1.37.)$$

$$\eta_k = 100 - (1,292 + 0,530 + 0,3 + 9,645 + 0,35) = \underline{87,88\%}$$

9.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

Výrobní teplo páry:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = 47,22 \cdot (3483 - 812,47) = \underline{126108,39 \text{ kJ/s}} \quad (1.38.)$$

M_{pp}	-	parní výkon kotle	[kg/s]
i_{pp}	-	entalpie přehřáté páry pro 9,41 MPa, 540°C	[kJ/kg]
i_{nv}	-	entalpie napájecí vody pro 190°C	[kJ/kg]

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_{pp} = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{126108,39}{11500 \cdot \frac{87,88}{100}} = \underline{12,478 \text{ kg/s}} \quad (1.39.)$$

Skutečně spálené množství paliva (výpočtové):

$$M_{pv} = M_{pp} \cdot \left(1 - \frac{\xi_{MN}}{100}\right) = 12,478 \cdot \left(1 - \frac{1,292}{100}\right) = \underline{12,317 \text{ kg/s}} \quad (1.40.)$$

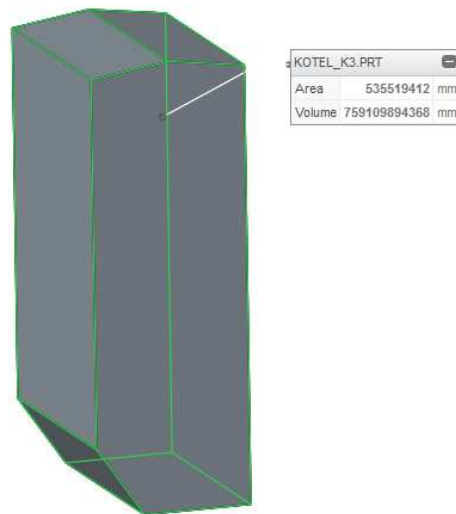
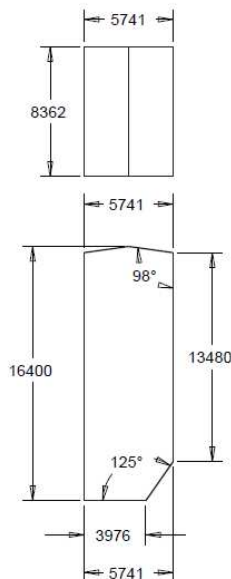
10 Výpočet spalovací komory

Z daných rozměrů kotle byl vytvořen model v programu Creo 3.0. Ohniště je ohraničeno membránovými stěnami kotle do poloviny výsypky. Model slouží k odečtení účinné sálavé plochy a aktivního objemu ohniště. Následující údaje slouží k vypočtení objemového tepelného zatížení ohniště.

$$q_v = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{V} = \frac{12,317 \cdot 11500}{759,1} = \underline{186,59 \text{ kW/m}^3} \quad (1.41.)$$

Rozměry spalovací komory:

Spalovací komora je svařena z membránových stěn výparníkových trubek. Rozměry jsou uvažovány v hranicích průřezů trubek.

**Obr. 10-2 – Rozměry spalovací komory****Obr. 10-1 – objem a plocha spalovací komory****Projekční povrch stěn včetně výstupního průřezu**

$$F_{st} = \underline{535,5 \text{ m}^2}$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$F_{ús} = F_{st} - S_h \quad (1.42.)$$

$$F_{ús} = 535,5 - 35,26 = \underline{500,24 \text{ m}^2}$$

Plocha hořáků

$$S_h = 35,26 \text{ m}^2$$

F_{st} - plocha otrubkované stěny včetně výstupního otvoru
 x_{st} - úhlový součinitel trubkové stěny $x_{st}=1$

Aktivní objem ohniště

$$V_0 = \underline{759,1 \text{ m}^3}$$

10.1 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

Cílem výpočtu je získat teplotu spalin na konci ohniště. Vychází se z teoretické adiabatické teploty, tj. teploty, u které neuvažujeme výměnu tepla mezi médiem a prostředím. Přenos tepla je především uskutečňován pomocí sálání, proto přestup tepla z pohledu konvekce zanedbáváme.

10.1.1 Určení adiabatické teploty v ohništi

Teplo dodané vzduchem

$$Q_{vz} = O_{vz} \cdot M_{pv} \cdot I_{vz} = 3,65 \cdot 12,317 \cdot 32,95 = \underline{1482,25 \text{ kW}} \quad (1.43.)$$

$$I_{vz} = c \cdot t = 1,318 \cdot 25 = \underline{32,95 \text{ kJ/m}^3}$$

c - měrné teplo vlhkého vzduchu při teplotě nasávaného vzduchu 25 °C

Teplo vzniklé spálením paliva

$$Q_p = M_{pv} \cdot Q_i^r = 12,317 \cdot 11,5 \cdot 10^3 = \underline{141642,48 \text{ kW}} \quad (1.44.)$$

Entalpie spalin ve spalovací komoře

$$I_{sp} = \frac{Q_{vz} + Q_p}{O_{sp} \cdot M_{pv}} = \frac{1482,25 + 141642,48}{4,321 \cdot 12,317} = \underline{2688,90 \text{ kJ/m}^3} \quad (1.45.)$$

Podíly složek celkových spalin

$$\omega_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{sp}} = \frac{2,535}{4,321} = \underline{0,5866} \quad (1.46.)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,697}{4,321} = \underline{0,1613} \quad (1.47.)$$

$$\omega_{\text{CO}_2} = \frac{O_{\text{CO}_2}}{O_{\text{sp}}} = \frac{0,566}{4,321} = \underline{0,1309} \quad (1.48.)$$

$$\omega_{\text{Ar}} = \frac{O_{\text{Ar}}}{O_{\text{sp}}} = \frac{0,0298}{4,321} = \underline{0,0069} \quad (1.49.)$$

$$\omega_{\text{SO}_2} = \frac{O_{\text{SO}_2}}{O_{\text{sp}}} = \frac{0,0068}{4,321} = \underline{0,0015} \quad (1.50.)$$

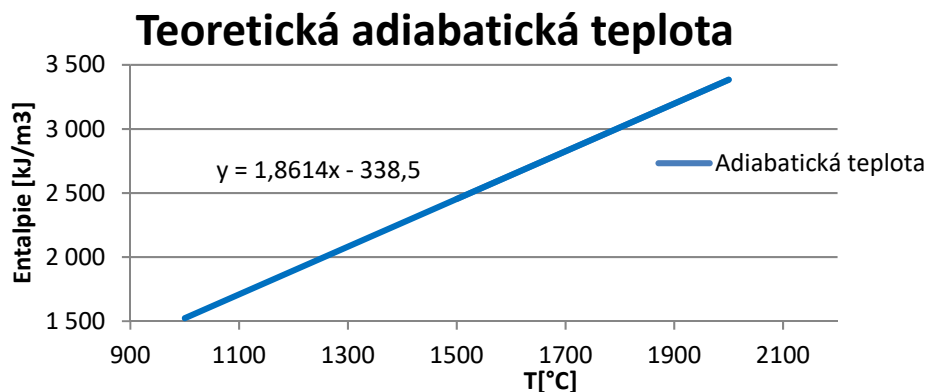
$$\omega_{\text{vz}} = \frac{(\alpha - 1) \cdot O_{\text{vz}_{\text{min}}}}{O_{\text{sp}}} = \frac{(1,15 - 1) \cdot 3,320}{4,321} = \underline{0,1152} \quad (1.51.)$$

Entalpie spalin pro 1500 °C

$$\begin{aligned} I_{\text{sp}}^{1500} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2} + \omega_{\text{H}_2\text{O}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + \omega_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2} + \omega_{\text{Ar}} \cdot i_{\text{Ar}} \\ &+ \omega_{\text{SO}_2} \cdot i_{\text{SO}_2} + \omega_{\text{vz}} \cdot c_p \cdot t \\ I_{\text{sp}}^{1500} &= 0,5866 \cdot 2166 + 0,1613 \cdot 2779 + 0,1309 \cdot 3504 \\ &+ 0,0069 \cdot 1390 + 0,0015 \cdot 3590 + 0,1152 \cdot 1,519 \cdot 1500 \\ I_{\text{sp}}^{1500} &= \underline{2453,54 \text{ kJ/m}^3} \end{aligned} \quad (1.52.)$$

Entalpie spalin pro 2000 °C

$$\begin{aligned} I_{\text{sp}}^{2000} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \omega_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2} + \omega_{\text{H}_2\text{O}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + \omega_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2} \\ &+ \omega_{\text{Ar}} \cdot i_{\text{Ar}} + \omega_{\text{SO}_2} \cdot i_{\text{SO}_2} + \omega_{\text{vz}} \cdot c_p \cdot t \\ I_{\text{sp}}^{2000} &= 0,5866 \cdot 2965 + 0,1613 \cdot 3926 + 0,1309 \cdot 4844 \\ &+ 0,0069 \cdot 1855 + 0,0015 \cdot 4890 + 0,1152 \cdot 1,560 \cdot 2000 \\ I_{\text{sp}}^{2000} &= \underline{3384,221 \text{ kJ/m}^3} \end{aligned} \quad (1.53.)$$



Obr. 10-3 – I-t diagram spalin

Pro zjištění teoretické adiabatické teploty ve spalovací komoře byl vytvořen graf obrázek 10-3. Známe-li entalpii spalin pro teplotu 1500 °C a 2000 °C, můžeme vytvořit spojnicí trendu, na které se nachází daná teplota. Adiabatickou teplotu lze také vypočítat pomocí interpolace daných hodnot.

Pro entalpii spalin $I_{sp}=2688,90 \text{ kJ/kg}$ poté odpovídá daná adiabatická teplota ve spalovací komoře **1626,8 °C**.

10.1.2 Poměrná teplota spalin

$$\Theta_0 = \frac{\vartheta_0}{\vartheta_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} \quad (1.54.)$$

ϑ_0	-	absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště	[K]
ϑ_a	-	teoretická teplota při adiabatickém spalování	[K]

Teplota spalin na výstupu z ohniště

Teoretická teplota ϑ_a [°C] se určí z užitečného tepla uvolněného při spalování I_u [kJ/kg], které se rovná entalpii spalin při teplotě teoretické a součiniteli přebytku vzduchu na konci ohniště α_0 .

Nejprve je nutné zvolit vstupní teplotu ϑ_0 [°C] potřebnou pro předběžný výpočet dále uvedených veličin. Tato teplota byla zvolena **$\vartheta_0 = 1135,6$ °C**. Poté se dopočte skutečná teplota spalin na výstupu z ohniště. Odchylka od těchto teplot by neměla být více než 5 %, v opačném případě je potřeba zvolit jinou vstupní teplotu. Pomocí interpolace jsme získali hodnotu, která se liší o 0,014 %, tím je naše podmínka splněna.

$$\vartheta_0 = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1626,8 + 273,15}{1 + 0,435 \cdot \left(\frac{0,9724}{1,4060}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (1.55.)$$

$$\vartheta_0 = \underline{1135,6^\circ\text{C}}$$

10.1.3 Součinitel M

Závisí na poloze maximální teploty plamene x_{pl} , která se odvozuje od umístění hořáků, a na druhu spalovaného paliva.

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,59 - 0,5 \cdot 0,25 = \underline{0,435} \quad (1.56.)$$

$$x_{pl} = \frac{h_c}{h_h} = \frac{4}{16} = \underline{0,25} \quad (1.57.)$$

h_h	-	celková výška ohniště do dolní hranice, dle zkušeností připočítáváme 1,5 m	[m]
h_c	-	výška hořáků od dolní hranice	[m]

10.1.4 Boltzmannovo číslo

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} = \frac{0,9960 \cdot 12,317 \cdot 10,798}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 535,5 \cdot (1626,8 + 273,15)^3} \quad (1.58.)$$

$$B_0 = \underline{1,4060}$$

φ	-	součinitel uchování tepla
M_{pv}	-	množství paliva skutečně spáleného
$\overline{O_{sp}} \cdot C$	-	střední celkové měrné teplo spalín uchování tepla
$5,7 \cdot 10^{-11}$	-	Boltzmannova konstanta sálání absolutně černého tělesa
$\overline{\psi}$	-	střední hodnota součinitele tepelné vodivosti stěn
F_{st}	-	celkový povrch stěn ohniště
T_a	-	teoretická teplota plamene

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{\xi_{sv}}{\eta_k + \xi_{sv}} = 1 - \frac{0,35}{87,88 + 0,35} = \underline{0,9960} \quad (1.59.)$$

ξ_{sv}	-	ztráta sáláním do okolí
η_k	-	účinnost kotle

Střední celkové měrné teplo spalín

$$\overline{O_{sp}} \cdot C = \frac{I_u - I_0}{\vartheta_a - \vartheta_0} = \frac{13337,81 - 8034,45}{1626,8 - 1135,6} = \underline{10,798 \text{ kJ/kgK}} \quad (1.60.)$$

I_u	-	užitečné teplo uvolněné v ohništi
I_0	-	entalpie spalín na výstupu z ohniště
ϑ_a	-	adiabatická teplota plamene
ϑ_0	-	teplota spalín na výstupu z ohniště

Užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - \xi_{MN} - \xi_{CN} - \xi_{fi}}{100 - \xi_{MN}} + Q_{vz} = 11500 \cdot \frac{100 - 1,292 - 0,3 - 0,530}{100 - 1,292} + 1934,53$$

$$I_u = \underline{13337,81 \text{ kJ/kg}} \quad (1.61.)$$

ξ_{MN}	-	ztráta mechanickým nedopalem
ξ_{CN}	-	ztráta chemickým nedopalem
ξ_{fi}	-	ztráta citelným teplem tuhých zbytků
Q_{vz}	-	teplo přivedené do kotle se vzduchem
Q_p^p	-	teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle se vzduchem

$$Q_{vz} = (\alpha_0 - \Delta\alpha_0) \cdot I''_{vz\ min} + \Delta\alpha_0 \cdot I'_{vz\ min} \quad (1.62.)$$

$$Q_{vz} = (1,15 - 0,05) \cdot 1753,90 + 0,05 \cdot 104,836 = \underline{1934,54 \text{ kJ/kg}}$$

- α_0 - součinitel přebytku vzduchu na konci ohniště
 $\Delta\alpha_0$ - změna přísávání v ohništi
 $I''_{vz\ min}$ - entalpie minimálního horkého vzduchu 396 °C
 $I'_{vz\ min}$ - entalpie minimálního množství nasávaného vzduchu 25 °C

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\bar{\psi} = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,45 = \underline{0,45} \quad (1.63.)$$

- x - úhlový součinitel
 ξ - součinitel zanesení stěn ohniště

10.1.5 Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,9407}{0,9407 + (1 - 0,9407) \cdot 0,45} \quad (1.64.)$$

$$a_0 = \underline{0,9724}$$

- a_{pl} - efektivní stupeň černosti
 $\bar{\psi}$ - střední hodnota součinitele tepelné vodivosti stěn

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-5,4815 \cdot 0,1013 \cdot 5,103} = \underline{0,9407} \quad (1.65.)$$

- k - součinitel zeslabení sálání
 p - tlak v ohništi, u kotlů bez přetlaků se bere $p = 0,1 \text{ MPa}$
 s - účinná tloušťka sálavé vrstvy

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{759,1}{535,5} = \underline{5,103 \text{ m}} \quad (1.66.)$$

- V_0 - aktivní objem ohniště
 F_{st} - celkový povrch stěn ohniště

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (1.67.)$$

$$k = 1,0480 + 3,4370 + 10 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,1 = \underline{5,4850 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}}$$

- k_k - součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi, $k_k = 1$
 χ_1 - hodnota závislá na druhu paliva, $\chi_1 = 1$
 χ_2 - hodnota závislá na způsobu spalování, $\chi_2 = 0,1$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(1135,6 + 273,15)^2 \cdot 13^2}} \cdot 55,53 \quad (1.68.)$$

$$k_p \cdot \mu = \underline{3,4370 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}}$$

- μ - střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách
 d - střední efektivní průměr částiček popílku, $d = 13 \mu\text{m}$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_0}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (1.69.)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1615}{3,16 \cdot \sqrt{0,0297 \cdot 5,103}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1135,6 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2943$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \underline{1,0480 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}}$$

- r_{sp} - objemová část tříatomových plynů
 T_0 - teplota na konci ohniště
 s - účinná tloušťka sálové vrstvy
 p_{sp} - celkový parciální tlak

10.2 Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_o) = 0,9960 (13337,81 - 8034,45) = \underline{5282,32 \text{ kJ/kg}} \quad (1.70.)$$

- φ - součinitel uchování tepla
 I_u - teplo uvolněné ve spalovací komoře
 I_o - entalpie spalín na výstupu z ohniště (pro 1135,6 °C)

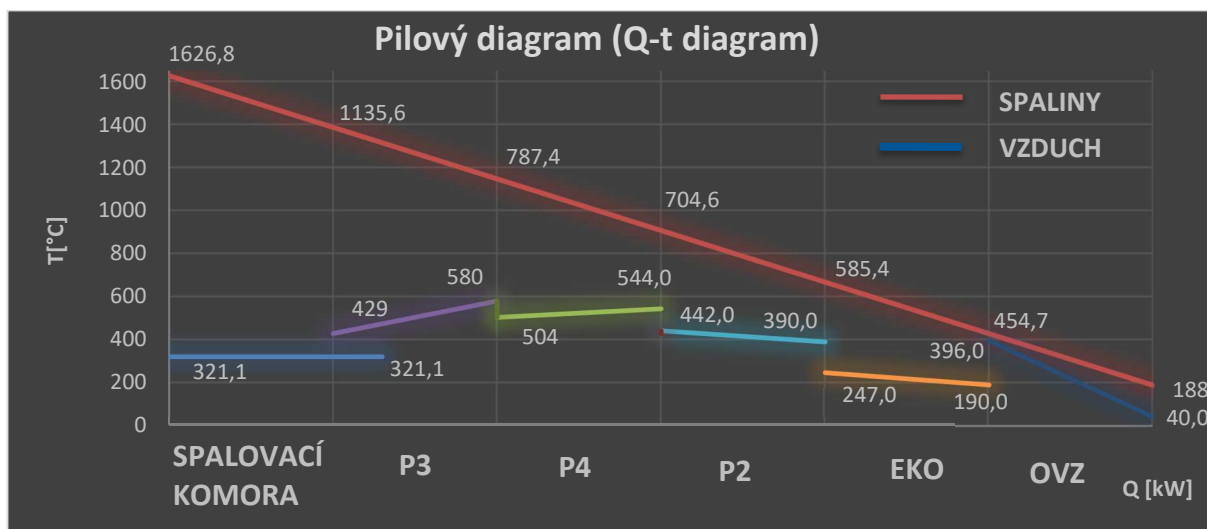
Střední tepelné zatížení stěn ohniště

$$q = \frac{Q_s \cdot M_{pv}}{F_{úis}} = \frac{5282,32 \cdot 12,317}{240,99} = \underline{269,97 \text{ kW/m}^2} \quad (1.71.)$$

M_{pv} - množství paliva skutečně spáleného
 $F_{ús}$ - účinná sálavá plocha stěn ohniště

11 Výpočet teplosměnných ploch

Při kontrolním výpočtu teplosměnných ploch se vychází z výkresové dokumentace a zadaných parametrů vstupního a výstupního média. Na základě výstupních parametrů páry a vstupní parametrů napájecí vody přepočítáme plochy v předepsané odchylce. Výpočtové veličiny, jako jsou teplota, tlak a entalpie, jsou získány pomocí programu X steam [5]. Následně lze sestavit pilový diagram.



Obr. 11-1 – Pilový diagram (Q-t diagram)

11.1 Zadané hodnoty

Kotel je navržen z následujících konvekčních ploch: ekonomizéru (EKO), stěnového přehříváku spojeného s mříží I (PP1), stropního přehříváku (SPP), závěsných trubek (ZTPP), stěnového přehříváku třetího tahu spojeného s mříží II (PSPP), boční stěny přechodového kanálu (BSPP1), boční stěny třetího tahu (BSPP2), konvekčního přehříváku páry (PP2), deskového přehříváku P3/A + P3/B (PP3) a výstupního přehříváku páry (PP4).

Množství přehřáté páry	M_{PP}	47,22	kg/s
Výstupní teplota přehřáté páry	t_{PP}	540	°C
Výstupní tlak přehřáté páry	P_{PP}	9,41	Mpa
Vstupní teplota napájecí vody	t_{NV}	190	°C
Vstupní tlak napájecí vody	P_{NV}	11,66	Mpa

Tab. 11-1 – Zadané hodnoty

11.2 Tlakové ztráty jednotlivých teplosměnných ploch

Tlak napájecí vody na vstupu do kotle je postupně snižován o dílčí tlakové ztráty v částech kotle a jeho aparátech. Výsledný tlak musí být roven požadovanému tlaku přehřáté páry na výstupu z kotle.

Tlakové ztráty			T _{IN} [°C]	T _{OUT} [°C]	
Tlaková ztráta ekonomizéru	ΔEKO	[Mpa]	0,21	190	247
Tlaková ztráta prvního přehříváku páry 1- stěnový + Mříž I	ΔPP1	[Mpa]	0,29	321,1	340,1
Tlaková ztráta stropního přehříváku + zadní stěna	ΔSPP	[Mpa]	0,06	338	365,5
Tlaková ztráta závěsných trubek	ΔZTPP	[Mpa]	0,05	365,5	369,5
Tlaková ztráta přední stěny 3.tahu + mříž II	ΔPSPP	[Mpa]	0,02	377,7	381
Tlaková ztráta boční stěny přechodového kanálu	ΔBSPP1	[Mpa]	0,02	381	385,9
Tlaková ztráta boční stěny 3. tahu	ΔBSPP2	[Mpa]	0,02	385,9	390
Tlaková ztráta konvekčního přehříváku páry	ΔPP2	[Mpa]	0,15	390	442
Tlaková ztráta třetího přehříváku páry – deskový	ΔPP3	[Mpa]	0,44	429	580
Tlaková ztráta čtvrtého přehříváku páry (trubkový – výstupní)	ΔPP4	[Mpa]	0,72	504	544

Tab. 11-2 – Tlakové ztráty

V prvním kroku je třeba navrhnout entalpický spád na jednotlivé konvekční plochy volbou vstupní a výstupní teploty na straně páry. V průběhu následujících výpočtů dojde k interpolaci daných teplot.

11.3 Tepelná bilance na straně média

11.3.1 Napájecí voda

Na základě hodnot tlakových ztrát v jednotlivých plochách a výstupního tlaku páry lze určit potřebný tlak napájecí vody na vstupu do ekonomizéru.

Teplota	t _{nv}	190	[°C]
Tlak	P _{nv}	11,66	[MPa]
Entalpie	I _{nv}	812,466745	[kJ/kg]

Tab. 11-3 – Parametry napájecí vody

11.3.2 Výstupní přehřívák páry – PP4

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t _{pp4} ^{IN}	504,0	[°C]	Teplota	t _{pp4} ^{OUT}	544,0	[°C]
Tlak	p _{pp4} ^{IN}	10,21	[MPa]	Tlak	p _{pp4} ^{OUT}	9,49	[MPa]
Entalpie	i _{pp4} ^{IN}	3382,8	[kJ/kg]	Entalpie	i _{pp4} ^{OUT}	3492,1	[kJ/kg]

Tab. 11-4 – Parametry páry na vstupu a výstupu z PP4

Množství páry

$$M_{pp4} = M_{pp} = \underline{47,22 \text{ kg/s}} \quad (1.72.)$$

Výkon přehříváku

$$Q_{pp4} = M_{pp4} \cdot (i_{pp4}^{OUT} - i_{pp4}^{IN}) = 47,22 \cdot (3492,1 - 3382,8) = \underline{5161,7 \text{ kW}} \quad (1.73.)$$

11.3.3 Deskový přehřívák páry – PP3

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{pp3}^{IN}	429,0	[°C]	Teplota	t_{pp3}^{OUT}	580,0	[°C]
Tlak	p_{pp3}^{IN}	10,69	[MPa]	Tlak	p_{pp3}^{OUT}	10,25	[MPa]
Entalpie	i_{pp3}^{IN}	3179,0	[KJ/kg]	Entalpie	i_{pp3}^{OUT}	3574,3	[KJ/kg]

Tab. 11-5 – Parametry páry na vstupu a výstupu z PP3

Množství páry

$$M_{pp3} = M_{pp} - M_{vs2} = \underline{47,22 - 3,27 = 43,95 \text{ kg/s}} \quad (1.74.)$$

Množství vstřiku napájecí vody

$$M_{vs2} = 0,069 \cdot M_{pp} = 0,069 \cdot 47,22 = \underline{3,27 \text{ kg/s}} \quad (1.75.)$$

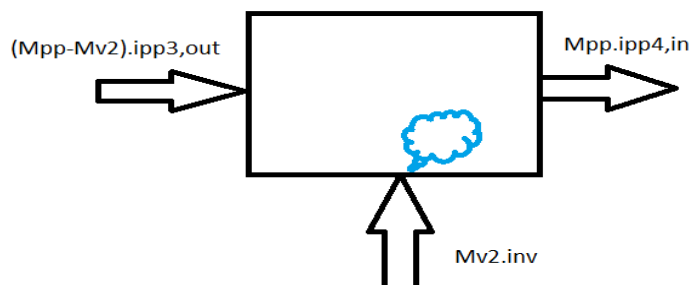
Bilanční rovnice

$$(M_{pp} - M_{vs2}) \cdot i_{pp3}^{OUT} + M_{vs2} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{pp4}^{IN} \quad (1.76.)$$

Množství páry na výstupu

$$i_{pp3}^{OUT} = \frac{M_{pp} \cdot i_{pp4}^{IN} - M_{vs2} \cdot i_{nv}}{(M_{pp} - M_{vs2})} = \frac{47,22 \cdot 3382,8 - 3,27 \cdot 812,46}{(47,22 - 3,27)} \quad (1.77.)$$

$$i_{pp3}^{OUT} = \underline{3574,3 \text{ kJ/kg}}$$



Obr. 11-2 – Vstřik napájecí vody č. 2 mezi deskový přehřívák a výstupní přehřívák páry

Výkon přehříváku

$$Q_{pp3} = M_{pp3} \cdot (i_{pp3}^{OUT} - i_{pp3}^{IN}) = 47,22 \cdot (3574,3 - 3179,0) = \underline{17373,57 \text{ kW}} \quad (1.78.)$$

11.3.4 Konvekční přehřívák páry – PP2

	Vstupní parametry (IN)			Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{pp2}^{IN}	429,0	[°C]	Teplota	t_{pp2}^{OUT}	580,0	[°C]
Tlak	p_{pp2}^{IN}	10,69	[MPa]	Tlak	p_{pp2}^{OUT}	10,25	[MPa]
Entalpie	i_{pp2}^{IN}	3179,0	[KJ/kg]	Entalpie	i_{pp2}^{OUT}	3574,3	[KJ/kg]

Tab. 11-6 – Parametry páry na vstupu a výstupu z PP2

Množství páry

$$M_{pp2} = M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.79.)$$

Množství vstřiku napájecí vody

$$M_{vs2} = 0,011 \cdot M_{pp} = 0,011 \cdot 47,22 = \underline{0,53 \text{ kg/s}} \quad (1.80.)$$

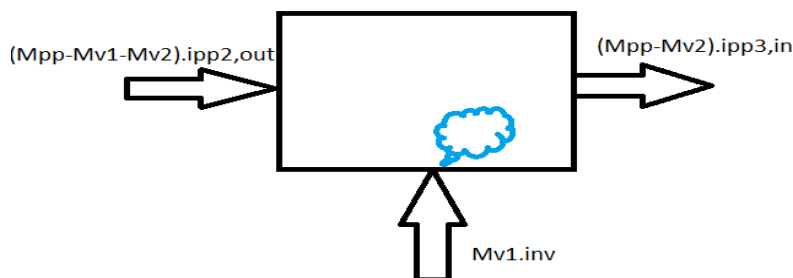
Bilanční rovnice

$$(M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1}) \cdot i_{pp2}^{OUT} + M_{vs1} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{vs2}) \cdot i_{pp3}^{IN} \quad (1.81.)$$

Množství páry na výstupu

$$i_{pp2}^{OUT} = \frac{(M_{pp} - M_{vs2}) \cdot i_{pp3}^{IN} - M_{vs1} \cdot i_{nv}}{(M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1})} = \frac{(47,22 - 3,27) \cdot 3179,0 - 0,53 \cdot 812,46}{(47,22 - 3,27 - 0,53)} \quad (1.82.)$$

$$i_{pp2}^{OUT} = \underline{3574,3 \text{ kJ/kg}}$$



Obr. 11-3 – Vstřik napájecí vody č. 1 mezi konvekční přehřívák a deskový přehřívák páry

Výkon přehříváku

$$Q_{pp2} = M_{pp2} \cdot (i_{pp2}^{OUT} - i_{pp2}^{IN}) = 43,41 \cdot (3574,3 - 3179,0) = \underline{6922,78 \text{ kW}} \quad (1.83.)$$

11.3.5 Přehřívák páry - BSPP2

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{bspp2}^{IN}	385,9	[°C]	Teplota	t_{bspp2}^{OUT}	390,0	[°C]
Tlak	p_{bspp2}^{IN}	10,89	[MPa]	Tlak	p_{bspp2}^{OUT}	10,87	[MPa]
Entalpie	i_{bspp2}^{IN}	3030,5	[kJ/kg]	Entalpie	i_{bspp2}^{OUT}	3045,0	[kJ/kg]

Tab. 11-7 – Parametry páry na vstupu a výstupu z BSPP2

Množství páry

$$M_{bspp2} = M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.84.)$$

Výkon přehříváku

$$Q_{bspp2} = M_{bspp2} \cdot (i_{bspp2}^{OUT} - i_{bspp2}^{IN}) = 43,41 \cdot (3045,0 - 3030,5) = \underline{629,58 \text{ kW}} \quad (1.85.)$$

11.3.6 Přehřívák páry - BSPP1

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{bspp1}^{IN}	381,0	[°C]	Teplota	t_{bspp1}^{OUT}	385,9	[°C]
Tlak	p_{bspp1}^{IN}	10,91	[MPa]	Tlak	p_{bspp1}^{OUT}	10,89	[MPa]
Entalpie	i_{bspp1}^{IN}	3012,8	[kJ/kg]	Entalpie	i_{bspp1}^{OUT}	3030,5	[kJ/kg]

Tab. 11-8 – Parametry páry na vstupu a výstupu z BSPP1

Množství páry

$$M_{bspp1} = M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.86.)$$

Výkon přehříváku

$$Q_{bspp1} = M_{bspp1} \cdot (i_{bspp1}^{OUT} - i_{bspp1}^{IN}) = 43,41 \cdot (3030,5 - 3012,8) = \underline{766,16 \text{ kW}} \quad (1.87.)$$

11.3.7 Přehřívák páry - PSPP

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{pspp}^{IN}	377,8	[°C]	Teplota	t_{pspp}^{OUT}	381,0	[°C]
Tlak	p_{pspp}^{IN}	10,97	[MPa]	Tlak	p_{pspp}^{OUT}	10,95	[MPa]
Entalpie	i_{pspp}^{IN}	2999,6	[kJ/kg]	Entalpie	i_{pspp}^{OUT}	3011,8	[kJ/kg]

Tab. 11-9 – Parametry páry na vstupu a výstupu z PSPP

Množství páry

$$M_{pspp} = M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.88.)$$

Výkon přehříváku

$$Q_{pspp} = M_{pspp} \cdot (i_{pspp}^{OUT} - i_{pspp}^{IN}) = 43,41 \cdot (3011,8 - 2999,6) = \underline{529,47 \text{ kW}} \quad (1.89.)$$

11.3.8 Přehřívák páry - ZTPP

	Vstupní parametry (IN)			Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{ztp}^{IN}	365,5	[°C]	Teplota	t_{ztp}^{OUT}	369,5	[°C]
Tlak	p_{ztp}^{IN}	11,03	[MPa]	Tlak	p_{ztp}^{OUT}	10,98	[MPa]
Entalpie	i_{ztp}^{IN}	2951,6	[kJ/kg]	Entalpie	i_{ztp}^{OUT}	2968,6	[kJ/kg]

*Tab. 11-10 – Parametry páry na vstupu a výstupu z ZTPP***Množství páry**

$$M_{ztp} = M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.90.)$$

Výkon přehříváku

$$Q_{ztp} = M_{ztp} \cdot (i_{ztp}^{OUT} - i_{ztp}^{IN}) = 43,41 \cdot (2968,6 - 2951,6) = \underline{738,77 \text{ kW}} \quad (1.91.)$$

11.3.9 Přehřívák páry - SPP

	Vstupní parametry (IN)			Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{spp}^{IN}	338,0	[°C]	Teplota	t_{spp}^{OUT}	365,5	[°C]
Tlak	p_{spp}^{IN}	11,09	[MPa]	Tlak	p_{spp}^{OUT}	11,03	[MPa]
Entalpie	i_{spp}^{IN}	2826,1	[kJ/kg]	Entalpie	i_{spp}^{OUT}	2951,6	[kJ/kg]

*Tab. 11-11 – Parametry páry na vstupu a výstupu z SPP***Množství páry**

$$M_{spp} = M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.92.)$$

Výkon přehříváku

$$Q_{spp} = M_{spp} \cdot (i_{spp}^{OUT} - i_{spp}^{IN}) = 43,41 \cdot (2951,6 - 2826,1) = \underline{5447,70 \text{ kW}} \quad (1.93.)$$

11.3.10 Přehřívák páry – PP1

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{pp1}^{IN}	321,1	[°C]	Teplota	t_{pp1}^{OUT}	340,1	[°C]
Tlak	p_{pp1}^{IN}	11,45	[MPa]	Tlak	p_{pp1}^{OUT}	11,16	[MPa]
Entalpie	i_{pp1}^{IN}	2697,3	[kJ/kg]	Entalpie	i_{pp1}^{OUT}	2833,8	[kJ/kg]

Tab. 11-12 – Parametry páry na vstupu a výstupu z PP1

Množství páry

$$M_{pp1} = M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.94.)$$

Výkon přehříváku

$$Q_{pp1} = M_{pp1} \cdot (i_{pp1}^{OUT} - i_{pp1}^{IN}) = 43,41 \cdot (2833,8 - 2697,3) = \underline{5930,36 \text{ kW}} \quad (1.95.)$$

11.3.11 Ohřívák vody (Ekonomizér) – EKO

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{eko}^{IN}	190,0	[°C]	Teplota	t_{eko}^{OUT}	247,0	[°C]
Tlak	p_{eko}^{IN}	11,66	[MPa]	Tlak	p_{eko}^{OUT}	11,45	[MPa]
Entalpie	i_{eko}^{IN}	812,5	[kJ/kg]	Entalpie	i_{eko}^{OUT}	1071,5	[kJ/kg]

Tab. 11-13 – Parametry vody na vstupu a výstupu z EKO

Množství vody

$$M_{eko} = M_{pp} - M_{vs2} - M_{vs1} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.96.)$$

Výkon ekonomizéru

$$Q_{eko} = M_{eko} \cdot (i_{eko}^{OUT} - i_{eko}^{IN}) = 43,41 \cdot (1071,5 - 812,5) = \underline{11246,29 \text{ kW}} \quad (1.97.)$$

11.3.12 Výparník – VÝP

Výparník se skládá z výparných trubek umístěných po stěnách spalovací komory a dvou stěnách druhého tahu kotle. Tyto membránové stěny jsou vzájemně svařeny, což nám zajišťuje poměrně kvalitní ochranu proti přísávání falešného vzduchu.

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	t_{eko}^{IN}	321,1	[°C]	Teplota	t_{eko}^{OUT}	321,1	[°C]
Tlak	p_{eko}^{IN}	11,45	[MPa]	Tlak	p_{eko}^{OUT}	11,45	[MPa]
Entalpie	i_{eko}^{IN}	1468,9	[kJ/kg]	Entalpie	i_{eko}^{OUT}	2697,3	[kJ/kg]

Tab. 11-14 – Parametry média na vstupu a výstupu z VÝP

Množství páry

$$M_{\text{výp}} = M_{\text{pp}} - M_{\text{vs2}} - M_{\text{vs1}} = 47,22 - 3,27 - 0,53 = \underline{43,41 \text{ kg/s}} \quad (1.98.)$$

Výkon výparníku

$$Q_{\text{výp}} = M_{\text{výp}} \cdot (i_{\text{výp}}^{\text{OUT}} - i_{\text{výp}}^{\text{IN}}) = 43,41 \cdot (2697,3 - 1468,9) = \underline{53328,23 \text{ kW}} \quad (1.99.)$$

11.3.13 Ohřívák vzduchu - OVZ

Vzduch pro spalovací proces je přehříván v ohříváku vzduchu typu Ljungström. Teplota vzduchu na vstupu je z důvodu ochrany proti nízkoteplotní korozi zvýšena pomocí kaloriferů na teplotu 40 °C.

	Vstupní parametry (IN)			Výstupní parametry (OUT)			
Teplota	$t_{\text{ovz}}^{\text{IN}}$	40,0	[°C]	Teplota	$t_{\text{ovz}}^{\text{OUT}}$	396,0	[°C]
Entalpie	$i_{\text{ovz}}^{\text{IN}}$	213,1	[kJ/kg]	Entalpie	$i_{\text{ovz}}^{\text{OUT}}$	1753,9	[kJ/kg]

Tab. 11-15 – Parametry vzduchu na vstupu a výstupu z OVZ

Výkon ohříváku vzduchu

$$Q_{\text{ovz}} = M_{\text{pv}} \cdot \beta \cdot (i_{\text{ovz}}^{\text{OUT}} - i_{\text{ovz}}^{\text{IN}}) = 12,317 \cdot 1,2 \cdot (1753,9 - 213,1) \quad (1.100.)$$

$$Q_{\text{ovz}} = \underline{22773,47 \text{ kW}}$$

11.4 Přehled vypočtených parametrů na straně média

konvekční plocha		Tlak	Teplota	Entalpie	Tepelný výkon
		[Mpa]	[°C]	[kJ/kg]	[kW]
PP4	výstup	9,49	544,0	3492,1	5161,69
	vstup	10,21	504,0	3382,8	
PP3	výstup	10,25	580,0	3574,3	17373,57
	vstup	10,69	429,0	3179,0	
PP2	výstup	10,72	442,0	3208,1	6922,78
	vstup	10,87	390,0	3048,6	
BSPP2	výstup	10,87	390,0	3045,0	629,58
	vstup	10,89	385,9	3030,5	
BSPP1	výstup	10,89	385,9	3030,5	766,16
	vstup	10,91	381,0	3012,8	
PSPP	výstup	10,95	381,0	3011,8	529,47
	vstup	10,97	377,8	2999,6	
ZTPP	výstup	10,98	369,5	2968,6	738,77
	vstup	11,03	365,5	2951,6	
SPP	výstup	11,03	365,5	2951,6	5447,70
	vstup	11,09	338,0	2826,1	
PP1	výstup	11,16	340,1	2833,8	5930,36
	vstup	11,45	321,1	2697,3	
EKO	výstup	11,45	247,0	1071,5	11246,29
	vstup	11,66	190,0	812,5	
VÝP	výstup	11,45	321,1	2697,3	53328,23
	vstup	11,45	321,1	1468,9	
CELKOVÝ VÝKON					108074,60

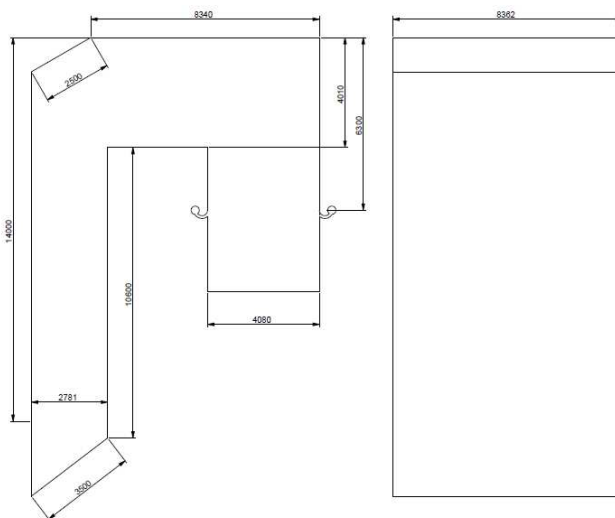
Tab. 11-16 – Přehled vypočtených parametrů média (pára,voda)

12 Kontrolní výpočet výhřevných ploch

Při kontrolním výpočtu známe rozměry kotle a všech výhřevných ploch. Jsou také známy parametry média na vstupu a výstupu z kotle. Postupnou iterací dostáváme potřebné teploty média a spalin viz kapitoly níže.

12.1 Geometrie spalínového kanálu

Pro výpočet jsou zapotřebí rozměry spalínového kanálu. Dané rozměry získané z firemní dokumentace jsou zakresleny v obrázku 12-1.

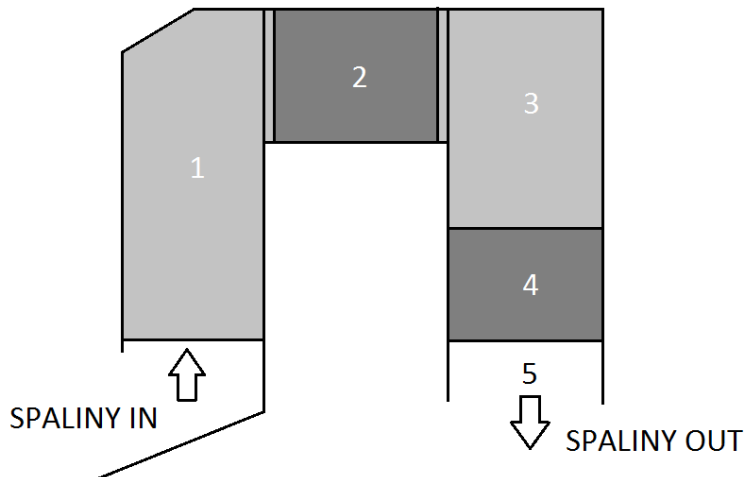


Obr. 12-1 – Rozměry tahů kotle

12.2 Sektory kotle pro výpočet konvekčních ploch

Pro výpočet jednotlivých ploch je třeba kotel rozdělit na dané sektory. V každém sektoru se pak nachází hlavní výhřevná plocha a doplňkové plochy umístěné v místě hlavních přehříváků. Výpočet probíhá směrem od výstupu ze spalovací komory, kde známe teplotu na konci ohniště, postupně k výstupu z kotle. Spaliny průchodem spalínového kanálu předávají svoji tepelnou energii výhřevným plochám a ochlazují se až na teplotu výstupní tj. 188 °C. Ta je podmíněna teplotou rosného bodu, pod kterou by neměly spaliny klesnout.

Celý výpočet musí splňovat tepelnou bilanci, která nám zajišťuje, že veškeré plochy v jednotlivých sektorech odeberou spalinám skutečný podíl tepla. Výsledkem je poté skutečná teplota na výstupu z jednotlivých sektorů. Teploty média jsou získány z tepelné bilance na straně spalin zvětšené o podíl sálavého tepla podle literatury [1].



Obr. 12-2 – Schéma rozdělení tahů kotle pro výpočet

➤ Část 1:

- Deskové přehříváky – PP3 (P3/A, P3/B)
- Výparné trubky po stěnách – VÝP
- 1.část stropního přehříváku – SPP1
- Stěnový přehřívák druhého tahu spojený s mříží I – PP1

➤ Část 2:

- Výstupní přehřívák – PP4
- 2.část stropního přehříváku – SPP2
- Boční stěny přechodového kanálu – BSPP1

➤ Část 3:

- Konvekční přehřívák páry – PP2
- 3.část stropního přehříváku páry spojeného se zadní stěnou třetího tahu – SPP3
- Stěnový přehřívák třetího tahu spojeného s mříží II – PSPP
- Boční stěny třetího tahu – BSPP2
- Závěsné trubky – ZTPP

➤ Část 4:

- Ekonomizér – EKO

➤ Část 5:

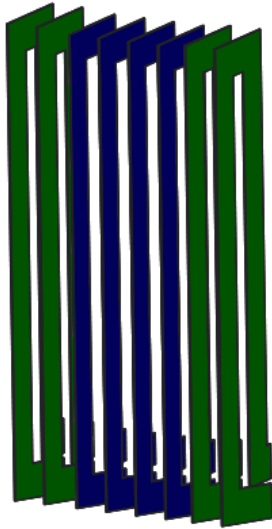
- Ohřívák vzduchu – OVZ

13 Část 1

13.1 Deskový přehřívák páry – PP3

Šotové, neboli deskové přehříváky páry se skládají ze středních šotů PP3/A a krajních šotů PP3/B. Jednotlivé desky jsou tvořeny svinutými trubkami do tvaru „U“ a umístěny v druhém tahu spalínového kanálu.

Geometrie deskového přehříváku



Obr. 13-1 – Deskový přehřívák páry (krajní a střední šoty)

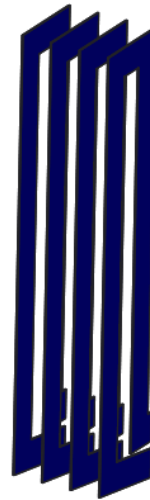
13.1.1 Střední šoty – PP3/A

Střední šoty jsou tvořeny svinutými trubkami o průměru 38 mm a střední délce 27,307 m. Pára je napřed přivedena do středních šotů, poté do šotů krajních.

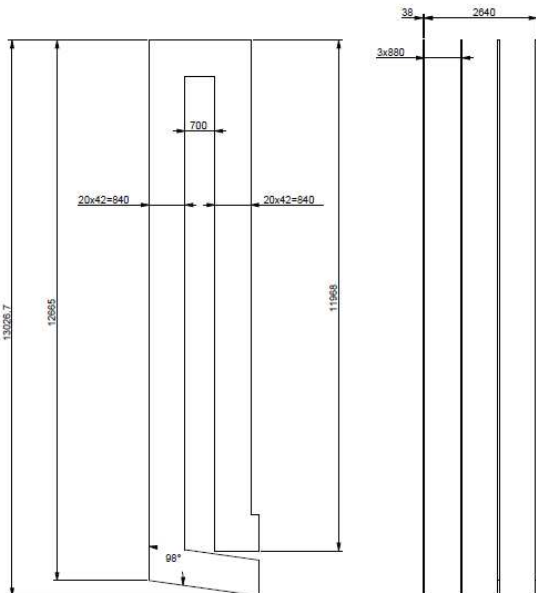
Geometrie

Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,03	[m]
Rozteč trubek	s _t	0,042	[m]
Délka hadu trubek	l	27,307	[m]
Rozteč desek	s _d	0,88	[m]
Počet desek	n _d	4	[-]
Počet trubek v desce	n _t	20	[m]

Tab. 13-1 – Geometrie trubek a desek



Obr. 13-3 – Střední šoty

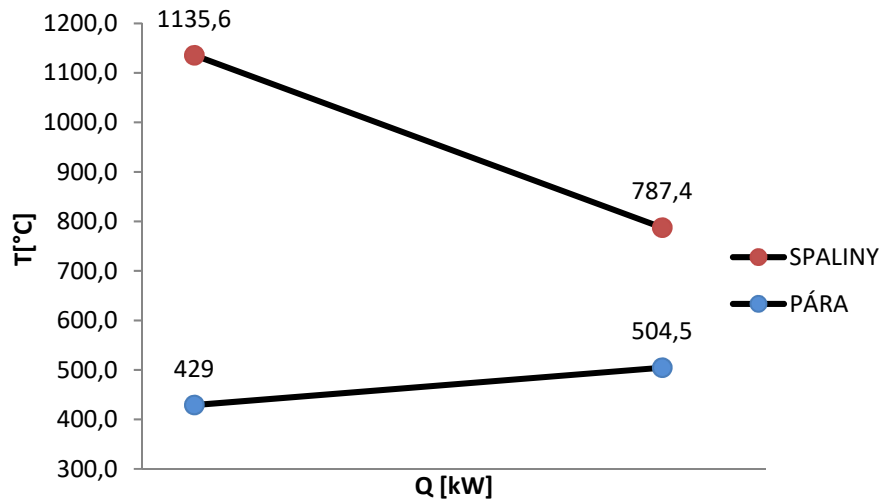


Obr. 13-2 – Rozměry středních šotů

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	429	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	504,5	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,02630	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,03122	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	1135,6	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	787,4	[°C]

Tab. 13-2 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 13-4 – Schéma teplotního spádu PP3/A

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	191,80	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	6,9	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	22,36	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{\log}	494,743	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	91,738	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	8705,33	[kW]

Tab. 13-3 – Přehled vypočtených parametrů

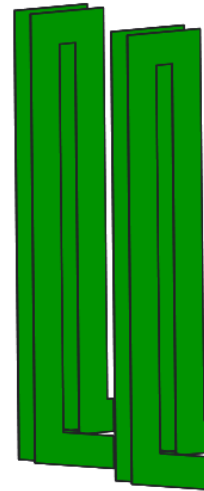
13.1.2 Krajiní šoty – PP3/B

Krajiní šoty jsou tvořeny svinutými trubkami o průměru 38 mm a střední délce 26,8 mm. Pára je napřed přivedena do středních šotů, poté do šotů krajiních.

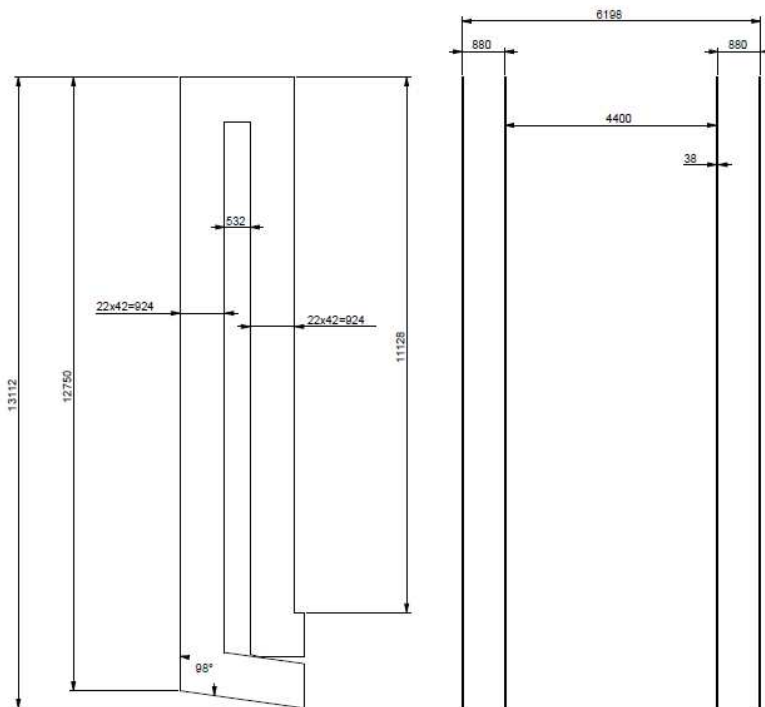
Geometrie

Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,0056	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,0268	[m]
Rozteč trubek	s_t	0,042	[m]
Délka hadu trubek	l	26,8	[m]
Rozteč desek	s_d	0,88	[m]
Počet desek	n_d	4	[-]
Počet trubek v desce	n_t	22	[m]

Tab. 13-4 – Geometrie trubek a desek



Obr. 13-5 – Krajiní šoty

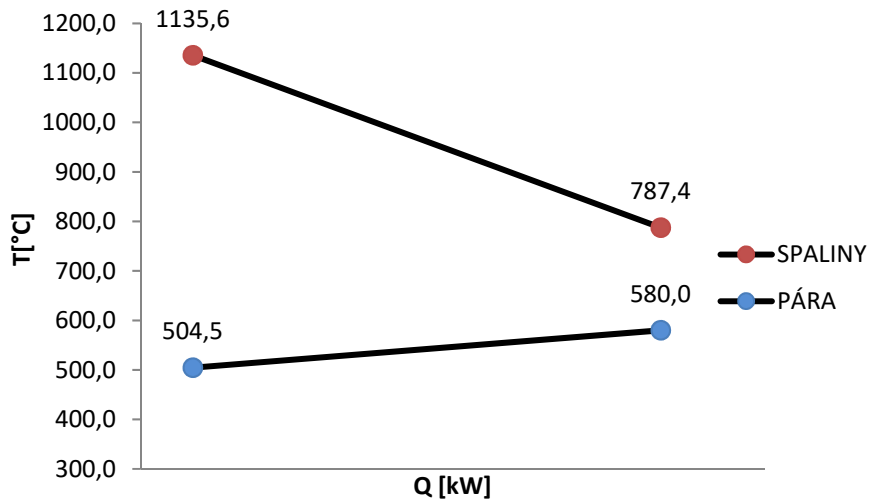


Obr. 13-6 – Rozměry krajiních šotů

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t_p^{IN}	504,5	[°C]	Teplota páry	t_p^{OUT}	580,0	[°C]
Měrný objem páry	v_p^{IN}	0,03132	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v_p^{OUT}	0,03634	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	1135,6	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	787,4	[°C]

Tab. 13-5 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 13-7 – Schéma teplotního spádu PP3/B

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	206,25	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	6,9	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	29,95	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{\log}	419,243	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	103,133	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	8917,88	[kW]

Tab. 13-6 – Přehled vypočtených parametrů

13.2 Výparné trubky po stěnách – VÝP

Výparník je tvořen výparnými trubkami po stěnách spalovací komory. Musíme také počítat s výparnými trubkami v druhém tahu kotle. Trubky jsou umístěny na dvou vertikálních stěnách a mezistěně, která je mezi spalovací komorou a druhým tahem kotle.

Geometrie

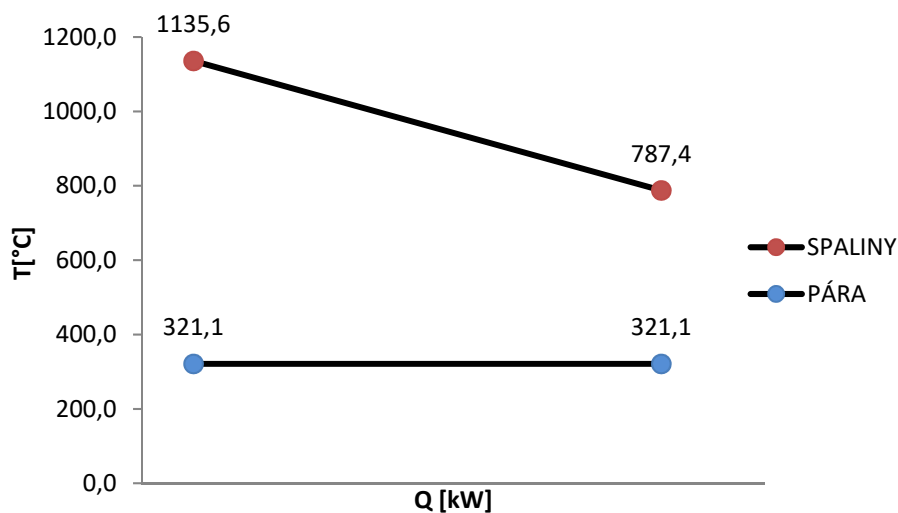
Vnější průměr trubky:	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky:	t	0,0045	[m]
Vnitřní průměr trubky:	d	0,029	[m]
Rozteč trubek:	st	0,08	[m]

Tab. 13-7 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t_p^{IN}	321,1	[°C]	Teplota páry	t_p^{OUT}	321,1	[°C]
Měrný objem páry	v_p^{IN}	0,01519	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v_p^{OUT}	0,01518	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	1135,6	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	787,4	[°C]

Tab. 13-8 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 13-8 – Schéma teplotního spádu VÝP

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	196,52	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w_s	-	[m/s]
Rychlost proudění páry	w_p	-	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{log}	624,28	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	59,78	[W/m ² K]
Teplotný výkon	Q	7334,01	[kW]

Tab. 13-9 – Přehled vypočtených parametrů

13.3 1. část stropního přehříváku – SPP1

Stropní přehřívák je tvořen soustavou trubek vedených přes druhý tah, mezitah až do třetího tahu kotle. Trubky v druhém tahu dosahují délky 3 m.

Geometrie

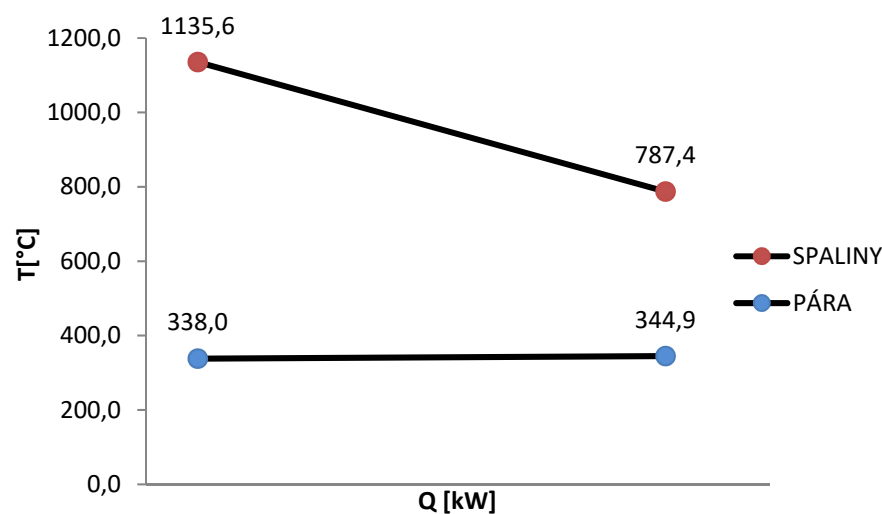
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,005	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,028	[m]
Rozteč trubek	s_t	0,08	[m]
Počet trubek	n_t	103	[-]
Délka trubek	l	3	[m]

Tab. 13-10 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t_p^{IN}	338,0	[°C]	Teplota páry	t_p^{OUT}	344,9	[°C]
Měrný objem páry	v_p^{IN}	0,01822	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v_p^{OUT}	0,01895	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	1135,6	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	787,4	[°C]

Tab. 13-11 – Přehled výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 13-9 – Schéma teplotního spádu SPP1

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	36,89	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w_s	6,4	[m/s]
Rychlost proudění páry	w_p	12,72	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{log}	602,72	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	100,63	[W/m ² K]
Teplotní výkon	Q	2237,45	[kW]

Tab. 13-12 – Přehled vypočtených parametrů

13.4 Stěnový přehřívák druhého tahu spojený s mříží I – PP1

Stěnový přehřívák je tvořen soustavou trubek vedených po jedné stěně druhého tahu. Pomocí mříže v mezitahu přechází pára skrze tah spalin.

Geometrie

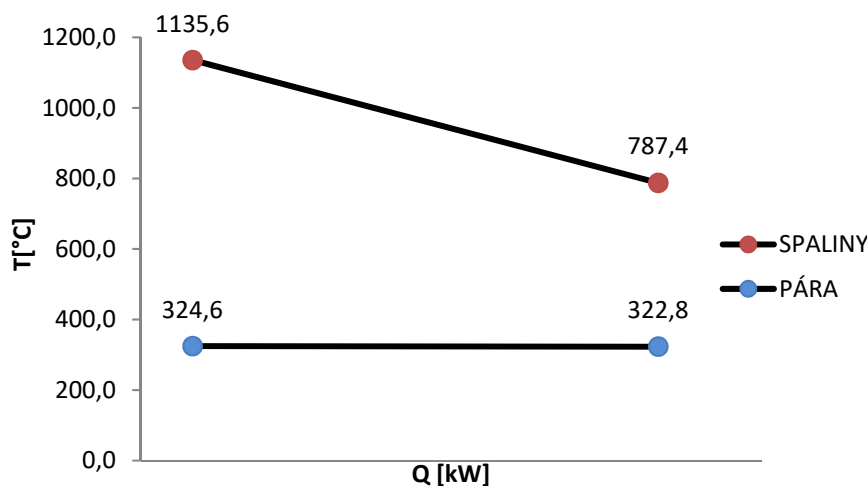
Vnější průměr trubky	D	0,0603	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,0063	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,0477	[m]
Rozteč trubek	s _t	0,08	[m]
Počet trubek	n _t	104	[-]

Tab. 13-13 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	322,8	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	324,6	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,01563	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,01607	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	1135,6	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	787,4	[°C]

Tab. 13-14 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 13-10 – Schéma teplotního spádu PP1

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	117,90	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	6,9	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	7,41	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	621,80	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	64,90	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	4758,36	[kW]

Tab. 13-15 – Přehled vypočtených parametrů

13.4.1 Mříž I – PP1

Mříž slouží k převedení trubek stěnového přehříváku přes spalínový kanál. Jedna z jejích funkcí je také větší vychlazení spalin a ochrana výstupního přehříváku před sáláním z ohniště a nánosy. Je složena z třech řad trubek.

Geometrie

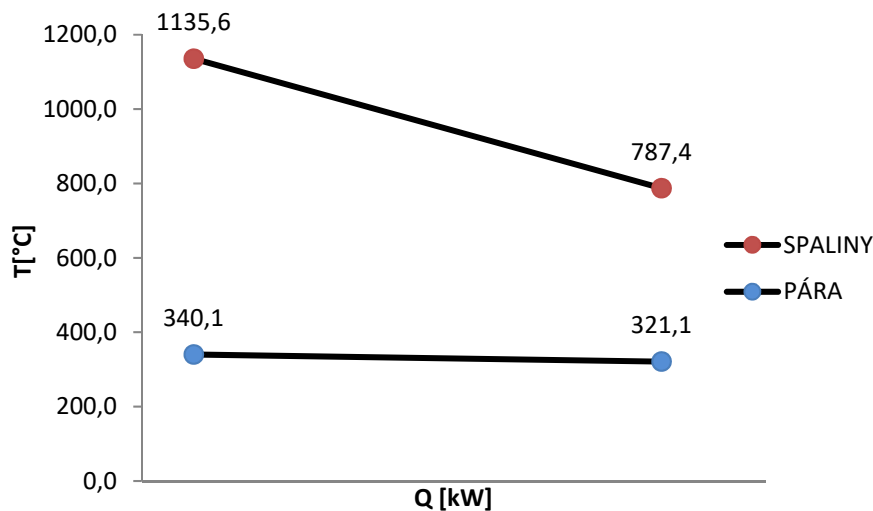
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,0056	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,0268	[m]
Délka trubek	l	4	[m]
Rozteč trubek příčná	S ₁	0,24	[m]
Rozteč trubek podélná	S ₂	0,15	[m]
Počet řad	n _r	3	[-]
Počet trubek v řadě	n _{tr}	35	[-]
Celkový počet trubek	n _{tr}	105	[-]

Tab. 13-16 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	321,1	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	340,1	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,00151	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,01825	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	1135,6	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	787,4	[°C]

Tab. 13-17 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 13-11 – Schéma teplotního spádu PP1

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	50,14	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	6,4	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	14,48	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	616,31	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	38,16	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	1179,07	[kW]

Tab. 13-18 – Přehled vypočtených parametrů

13.5 Celková bilance části 1

$$\frac{Q_C}{M_{pv}} = \varphi \cdot (i_{SP}^{OUT} - i_{SP}^{IN}) \quad (1.101.)$$

$$\frac{33132,09}{12,317} = 0,996 \cdot (8034,33 - 5332,94)$$

$$2690,01 = 2690,7 \Rightarrow \text{odchylka} = \underline{0,0248 \%}$$

13.5.1 Celkový skutečný výkon první části

$$Q_C = Q_{pp3/A} + Q_{pp3/B} + Q_{výp} + Q_{spp1} + Q_{pp1} + Q_{MI} \quad (1.102.)$$

$$Q_C = 8705,33 + 8917,88 + 7334,01 + 2237,45 + 4758,36 + 1179,07$$

$$Q_C = \underline{33132,09 \text{ kW}}$$

14 Část 2

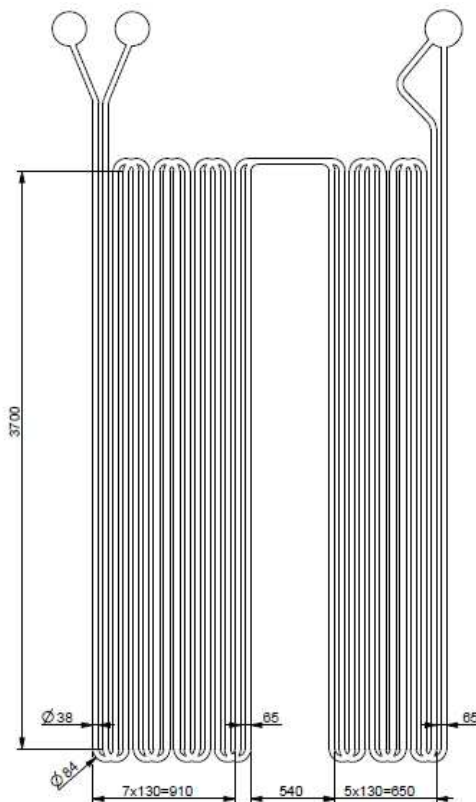
14.1 Výstupní přehřívák – PP4

Výstupní přehřívák je složen z hadů trubek umístěných v mezitahu kotle. Zapojení je souproudé kvůli snadnější regulaci kotle. Před přehřívákem je umístěn vstřík napájecí vody.

Geometrie

Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,0063	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,0254	[m]
Délka trubek	l	55,2	[m]
Rozteč trubek příčná	S ₁	0,08	[m]
Rozteč trubek podélná	S ₂	0,13	[m]
Počet trubek	n _r	103	[-]

Tab. 14-1 – Geometrie trubek

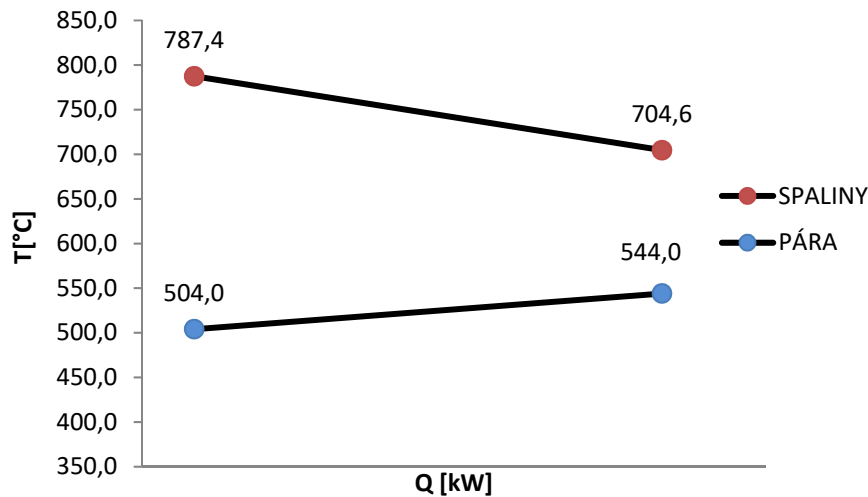


Obr. 14-1 – Schéma výstupního přehříváku

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t_p^{IN}	504,0	[°C]	Teplota páry	t_p^{OUT}	544,0	[°C]
Měrný objem páry	v_p^{IN}	0,03230	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v_p^{OUT}	0,03735	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	787,4	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	704,6	[°C]

Tab. 14-2 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 14-2 – Schéma teplotního spádu PP4

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	678,75	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w_s	6,6	[m/s]
Rychlost proudění páry	w_p	31,51	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{log}	216,22	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	34,87	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	5117,64	[kW]

Tab. 14-3 – Přehled vypočtených parametrů

14.2 2. část stropního přehříváku – SPP2

Stropní přehřívák je tvořen soustavou trubek vedených přes druhý tah, mezitah až do třetího tahu kotle. Trubky v mezitahu dosahují délky 3,76 m.

Geometrie

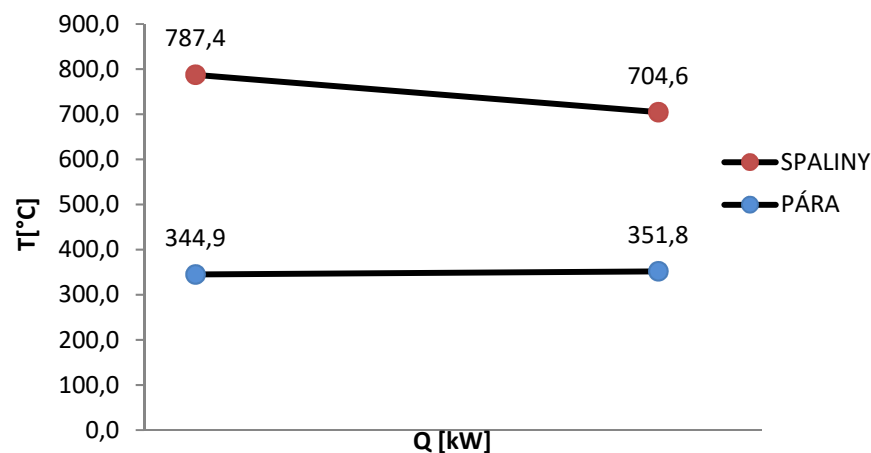
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,005	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,028	[m]
Rozteč trubek	s _t	0,08	[m]
Počet trubek	n _t	104	[m]
Délka trubek	l	3,76	[m]

Tab. 14-4 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	344,9	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	351,8	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,01895	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,01963	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	787,4	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	704,6	[°C]

Tab. 14-5 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 14-3 – Schéma teplotního spádu SPP2

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	46,68	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	6,6	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	13,08	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	396,00	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	88,08	[W/m ² K]
Teplotní výkon	Q	1628,28	[kW]

Tab. 14-6 – Přehled vypočtených parametrů

14.3 Boční stěny přechodového kanálu – BSPP1

Boční stěny jsou tvořeny soustavou trubek svařených se stropním přehřívákem a spojeny s výsypkou tak, aby přísávání falešného vzduchu bylo zminimalizováno.

Geometrie

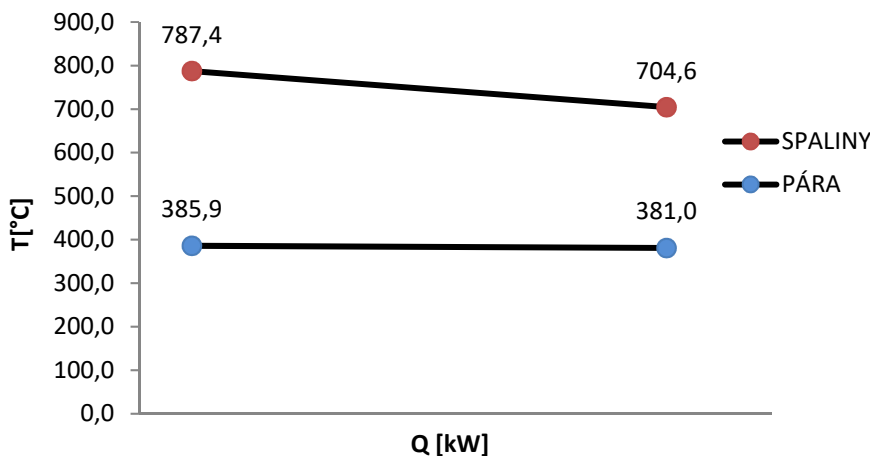
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,005	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,028	[m]
Rozteč trubek	s _t	0,08	[m]
Počet trubek	n _t	48	[-]
Délka trubek	l	4,01	[m]

Tab. 14-7 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	381,0	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	385,9	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,02242	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,02283	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	787,4	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	704,6	[°C]

Tab. 14-8 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 14-4 – Schéma teplotního spádu BSPP1

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	46,68	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	6,6	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	13,08	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	396,00	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	88,08	[W/m ² K]
Teplotní výkon	Q	1628,28	[kW]

Tab. 14-9 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin

14.4 Celková bilance části 2

$$\frac{Q_C}{M_{pv}} = \varphi \cdot (i_{SP}^{OUT} - i_{SP}^{IN}) \quad (1.103.)$$

$$\frac{7502,71}{12,317} = 0,996 \cdot (5332,94 - 4721,64)$$

$$609,15 = 608,9 \Rightarrow \text{odchylka} = \underline{0,0440 \%}$$

14.4.1 Celkový skutečný výkon druhé části

$$Q_C = Q_{pp4} + Q_{spp2} + Q_{BSPP1} \quad (1.104.)$$

$$Q_C = 5117,64 + 1628,28 + 1628,28 = \underline{7502,71 \text{ kW}}$$

15 Část 3

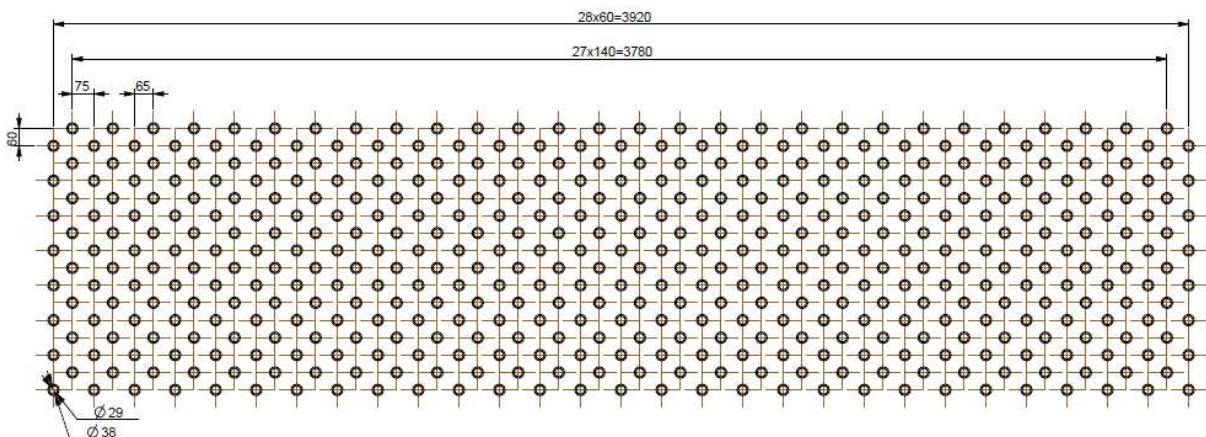
15.1 Konvekční přehřívák – PP2

Konvekční přehřívák je složen z hadů trubek umístěných v třetím tahu kotle. Zapojení je protiproudé.

Geometrie

Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,0045	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,029	[m]
Délka trubek	l	33,8	[m]
Rozteč trubek příčná	S ₁	0,14	[m]
Rozteč trubek podélná	S ₂	0,06	[m]
Počet řad	n _r	2	[-]
Počet trubek v řadě	n _{tr}	114	[-]

Tab. 15-1 – Geometrie trubek

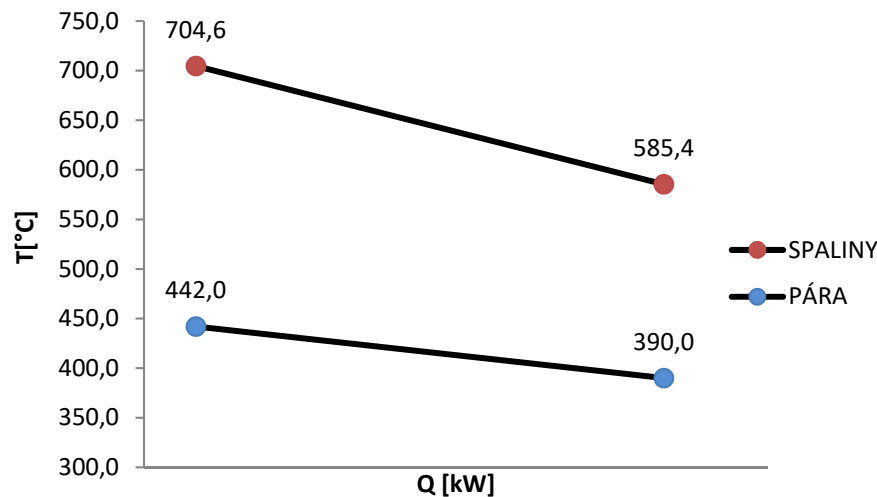


Obr. 15-1 – Schéma konvekčního přehříváku

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t_p^{IN}	390,0	[°C]	Teplota páry	t_p^{OUT}	442,0	[°C]
Měrný objem páry	v_p^{IN}	0,02318	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v_p^{OUT}	0,02703	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	704,6	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	585,4	[°C]

Tab. 15-2 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 15-2 – Schéma teplotního spádu PP2

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	460,00	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w_s	5,4	[m/s]
Rychlost proudění páry	w_p	28,95	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{log}	227,35	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	66,75	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	6981,09	[kW]

Tab. 15-3 – Přehled vypočtených parametrů

15.2 3. část stropního přehříváku páry spojeného se zadní stěnou třetího tahu – SPP3

Stropní přehřívák je tvořen soustavou trubek vedených přes druhý tahu, mezitah až do třetího tahu kotle. Trubky ve třetím tahu dosahují délky 4,08 m. Stropní přehřívák se poté napojuje na svislé trubky tvořící zadní stěnu třetího tahu.

Geometrie

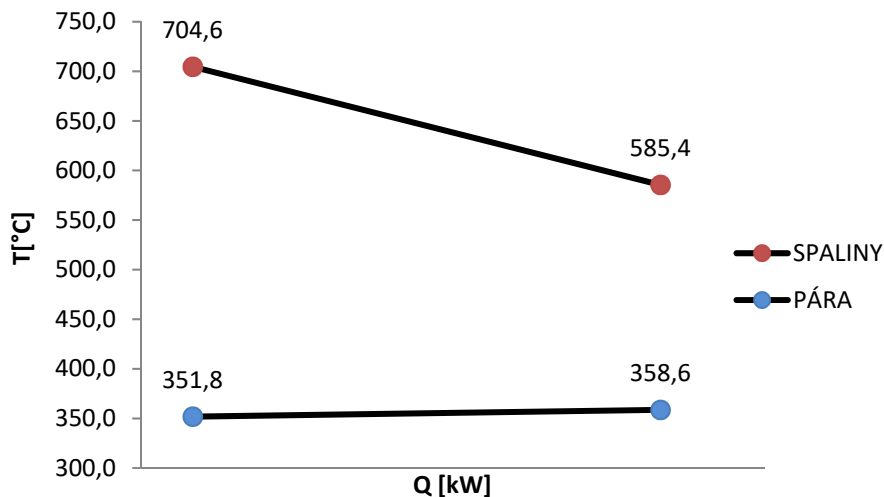
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,005	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,028	[m]
Rozteč trubek	s_t	0,08	[m]
Počet trubek	n_t	104	[-]
Délka trubek	l	4,08	[m]

Tab. 15-4 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t_p^{IN}	351,8	[°C]	Teplota páry	t_p^{OUT}	358,6	[°C]
Měrný objem páry	v_p^{IN}	0,01959	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v_p^{OUT}	0,02024	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	704,6	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	585,4	[°C]

Tab. 15-5 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 15-3 – Schéma teplotního spádu SPP3

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	50,66	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	5,2	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	13,50	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	285,18	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	52,93	[W/m ² K]
Teplotní výkon	Q	764,64	[kW]

Tab. 15-6 – Přehled vypočtených parametrů

15.2.1 Zadní stěna třetího tahu – SPP3

Zadní stěnu tvoří soustava trubek o délce 6,3 m.

Geometrie

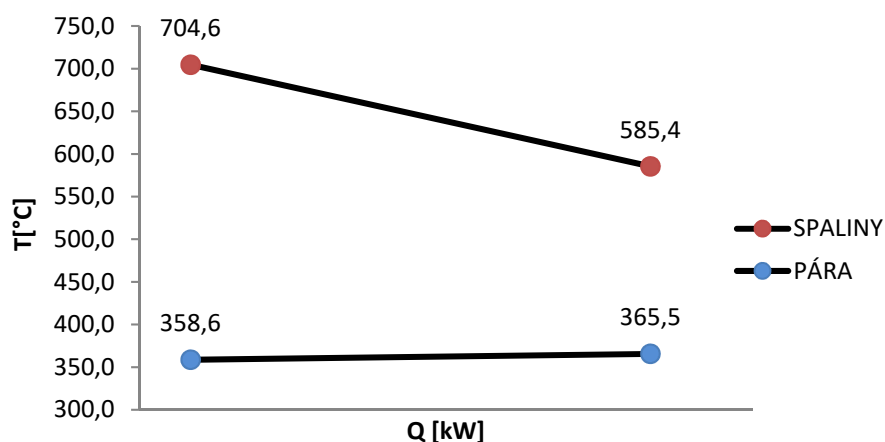
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,005	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,028	[m]
Rozteč trubek	s _t	0,08	[m]
Počet trubek	n _t	104	[-]
Délka trubek	l	6,3	[m]

Tab. 15-7 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	358,6	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	365,5	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,02024	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,02089	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	704,6	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	585,4	[°C]

Tab. 15-8 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 15-4 – Schéma teplotního spádu SPP3

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	52,68	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	4,9	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	13,94	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	278,19	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	60,45	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	885,90	[kW]

Tab. 15-9 – Přehled vypočtených parametrů

15.3 Stěnový přehřívák třetího tahu spojeného s mříží II – PSPP

Stěnový přehřívák je tvořen soustavou trubek vedených po jedné stěně třetího tahu. Pomocí mříže v mezitahu přechází pára skrze tah spalin.

Geometrie

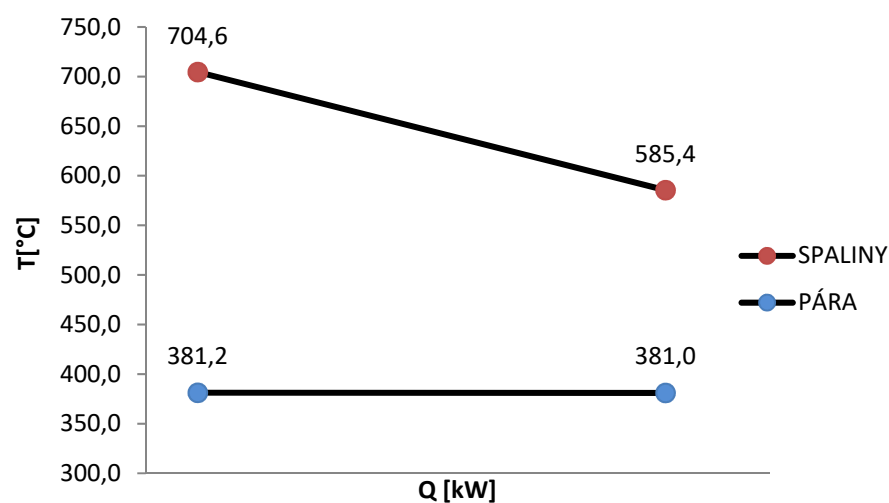
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,03	[m]
Rozteč trubek	s _t	0,08	[m]
Počet trubek	n _t	104	[-]

Tab. 15-10 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	381,2	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	381,0	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,02230	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,02231	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	704,6	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	585,4	[°C]

Tab. 15-11 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 15-5 – Schéma teplotního spádu PSPP

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	19,23	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	5,4	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	13,17	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	259,37	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	44,11	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	220,04	[kW]

Tab. 15-12 – Přehled vypočtených parametrů

15.3.1 Mříž II – PSPP

Mříž slouží k převedení trubek stěnového tahu přes spalinový kanál. Je složena z třech přesazených řad trubek.

Geometrie

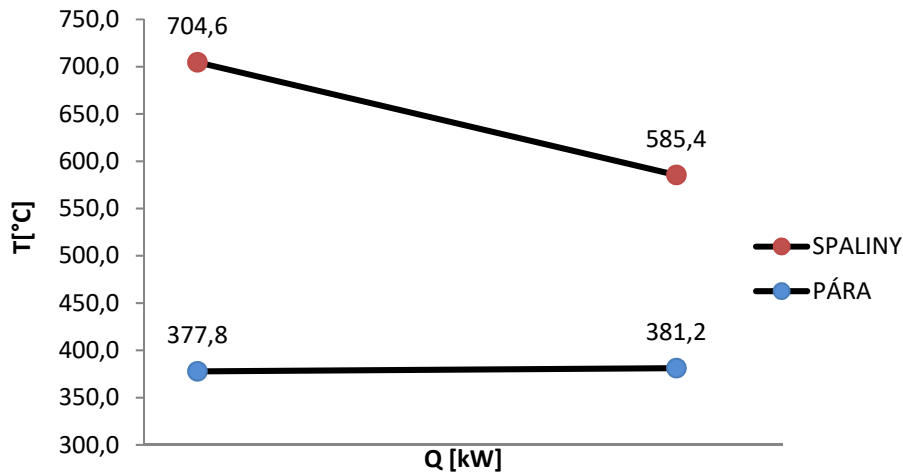
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,03	[m]
Délka trubek	l	4,01	[m]
Rozteč trubek příčná	S ₁	0,24	[m]
Rozteč trubek podélná	S ₂	0,15	[m]
Počet řad	n _r	3	[-]
Počet trubek v řadě	n _ř	35	[-]
Celkový počet trubek	n _{tr}	104	[-]

Tab. 15-13 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	377,8	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	381,2	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,02201	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,02230	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	704,6	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	585,4	[°C]

Tab. 15-14 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 15-6 – Schéma teplotního spádu PSPP

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	49,79	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	5,2	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	26,17	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	260,73	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	23,28	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	302,14	[kW]

Tab. 15-15 – Přehled vypočtených parametrů

15.4 Boční stěny třetího tahu – BSPP2

Boční stěny jsou tvořeny soustavou trubek o délce 6,3 m.

Geometrie

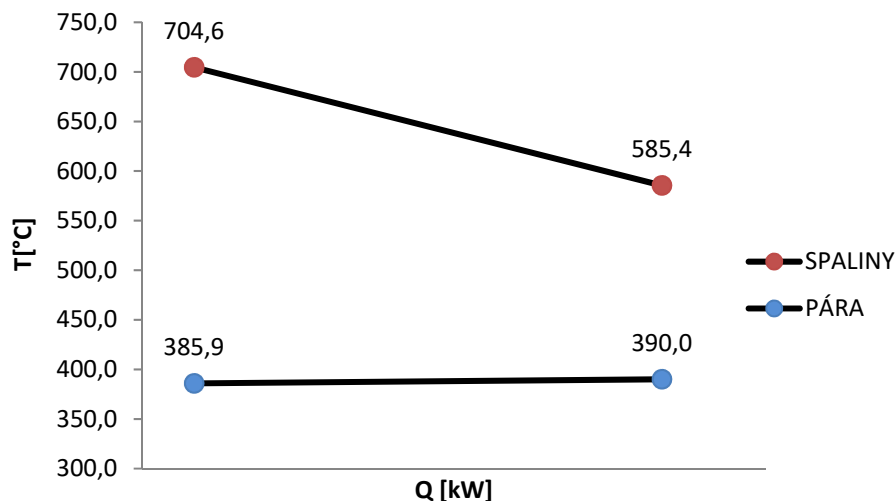
Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,0045	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,029	[m]
Rozteč trubek	s _t	0,075	[m]
Počet trubek	n _t	52	[-]
Délka trubek	l	6,3	[m]

Tab. 15-16 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t _p ^{IN}	385,9	[°C]	Teplota páry	t _p ^{OUT}	390,0	[°C]
Měrný objem páry	v _p ^{IN}	0,02283	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v _p ^{OUT}	0,02318	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	704,6	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	585,4	[°C]

Tab. 15-17 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 15-7 – Schéma teplotního spádu BSPP2

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	51,41	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	5,4	[m/s]
Rychlost proudění páry	w _p	29,08	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{\log}	0,00	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	0,00	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	148,10	[kW]

Tab. 15-18 – Přehled vypočtených parametrů

15.5 Závěsné trubky – ZTPP

Závěsné trubky slouží k uchycení konvekčního přehříváku a ekonomizéru. V trubkách proudí voda, čím dochází k efektivnímu chlazení.

Geometrie

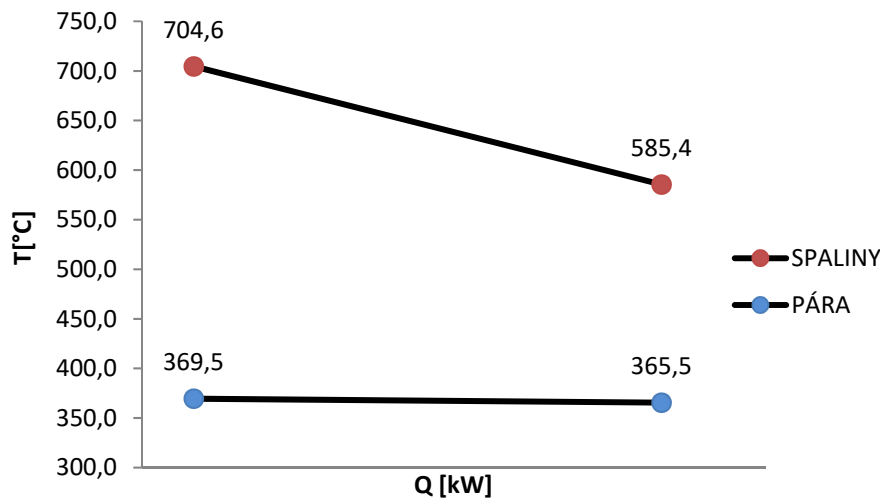
Vnější průměr trubky	D	0,032	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,024	[m]
Rozteč trubek	st	0,13	[m]
Počet trubek	n _t	116	[-]
Délka trubek	l	12,7	[m]

Tab. 15-19 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota páry	t_p^{IN}	365,5	[°C]	Teplota páry	t_p^{OUT}	369,5	[°C]
Měrný objem páry	v_p^{IN}	0,02089	[m ³ /kg]	Měrný objem páry	v_p^{OUT}	0,02134	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	704,6	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	585,4	[°C]

Tab. 15-20 – Přehled vstupních a výstupních parametrů páry a spalin



Obr. 15-8 – Schéma teplotního spádu ZTPP

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	148,10	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w_s	5,4	[m/s]
Rychlost proudění páry	w_p	34,94	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{log}	273,47	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	18,20	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	736,99	[kW]

Tab. 15-21 – Přehled vypočtených parametrů

15.6 Celková bilance části 3

$$\frac{Q_C}{M_{pv}} = \varphi \cdot (i_{SP}^{OUT} - i_{SP}^{IN}) \quad (1.105.)$$

$$\frac{10522,33}{12,317} = 0,996 \cdot (4721,64 - 3857,20)$$

$$854,31 = 861,0 \Rightarrow \text{odchylka} = \underline{0,7838\%}$$

15.6.1 Celkový skutečný výkon třetí části

$$Q_C = Q_{pp2} + Q_{spp3} + Q_{zs} + Q_{PSPP} + Q_{MII} + Q_{BSPP2} + Q_{ZTPP} \quad (1.106.)$$

$$Q_C = 6981,09 + 764,64 + 885,90 + 302,14 + 148,10 + 736,99$$

$$Q_C = \underline{10522,33 \text{ kW}}$$

16 Část 4

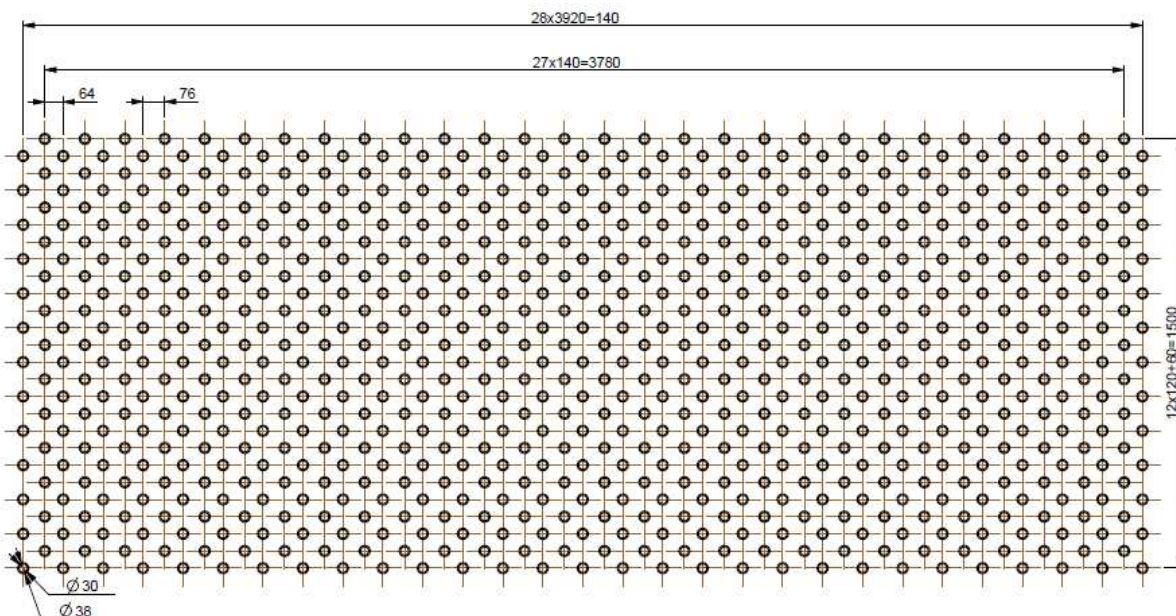
16.1 Ekonomizér – EKO

Ekonomizér se skládá ze svazků trubek. Je umístěn ve třetím tahu kotle a je zavěšen na ZTPP. V ekonomizéru dochází k ohřevu vstupující do bubnu kotle.

Geometrie

Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,03	[m]
Délka trubek	l	107,9	[m]
Rozteč trubek příčná	S ₁	0,14	[m]
Rozteč trubek podélná	S ₂	0,12	[m]
Počet řad	n _r	13	[-]
Počet trubek v řadě	n _ř	57	[-]

Tab. 16-1 – Geometrie trubek

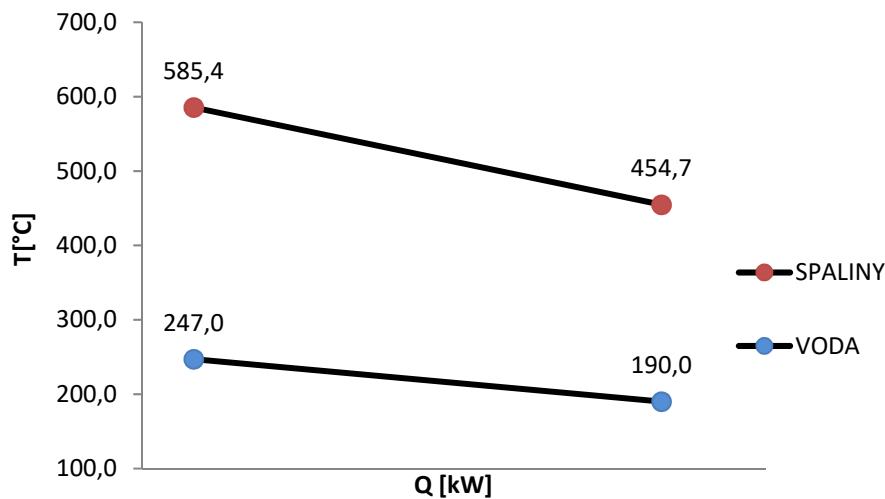


Obr. 16-1 – Schéma ekonomizéru

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota vody	t_v^{IN}	190,0	[°C]	Teplota vody	t_v^{OUT}	247,0	[°C]
Měrný objem vody	v_v^{IN}	0,00113	[m ³ /kg]	Měrný objem vody	v_v^{OUT}	0,00123	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	585,4	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	454,7	[°C]

Tab. 16-2 – Přehled vstupních a výstupních parametrů vody a spalin



Obr. 16-2 – Schéma teplotního spádu EKO

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	734,23	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w_s	5,0	[m/s]
Rychlost proudění vody	w_v	1,27	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt_{log}	300,04	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	50,55	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	11135,23	[kW]

Tab. 16-3 – Přehled vypočtených parametrů

16.2 Celková bilance části 4

$$\frac{Q_C}{M_{pv}} = \varphi \cdot (i_{SP}^{OUT} - i_{SP}^{IN}) \quad (1.107.)$$

$$\frac{11135,23}{12,317} = 0,996 \cdot (3857,20 - 2949,69)$$

$$904,07 = 903,9 \Rightarrow \text{odchylka} = 0,0186 \%$$

16.2.1 Celkový skutečný výkon čtvrté části

$$Q_C = Q_{eko} \quad (1.108.)$$

$$Q_C = \underline{11135,23 \text{ kW}}$$

17 Část 5

17.1 Ohřívák vzduchu – OVZ

Ohřívák vzduchu typu Ljungström je umístěn za všemi výhřevnými plochami v posledním tahu kotle. Slouží k vychlazení spalin a tím ke zvýšení účinnosti. Skládá se z rotoru osazeného akumulacími deskami. Otáčením rotoru dochází vlivem regenerace tepla k předávání tepelné energie chladnějšímu vzduchu.

Geometrie

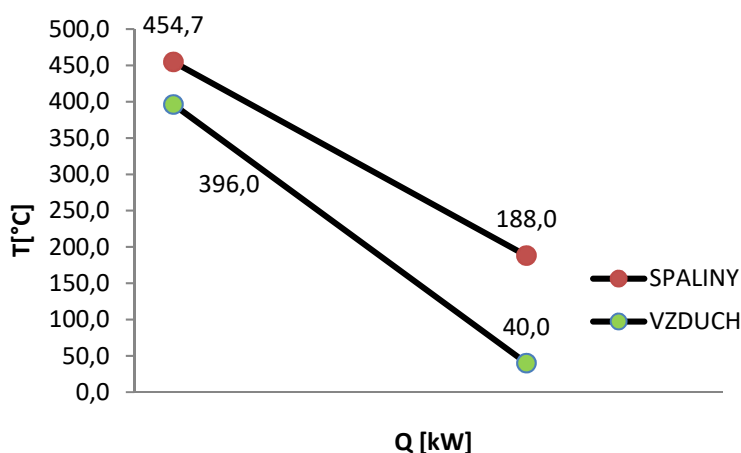
Průměr rotoru	D	7,12	[m]
Otáčky rotoru	n	1,24	[ot/min]
Výška rotoru	H	2,45	[m]
Úhel sektoru spalin	ω	172,5	[°]
Úhel sektoru vzduchu	ε	172,5	[°]
Výhřevná plocha dané výšky	S	33000,0	[m ²]
Ekvivalentní průměr kanálu	d _e	0,0095	[m]

Tab. 17-1 – Geometrie trubek

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota vzduchu	t _{vz} ^{IN}	40,0	[°C]	Teplota vzduchu	t _{vz} ^{OUT}	396,0	[°C]
Teplota spalin	t _s ^{IN}	454,7	[°C]	Teplota spalin	t _s ^{OUT}	188,0	[°C]

Tab. 17-2 – Přehled vstupních a výstupních parametrů vzduchu a spalin



Obr. 17-1 – Schéma teplotního spádu OVZ

Přehled vypočtených parametrů

Plocha	S	33000,00	[m ²]
Rychlost proudění spalin	w _s	5,7	[m/s]
Rychlost proudění vzduchu	w _{vz}	4,01	[m/s]
Střední teplotní logaritmický spád	Δt _{log}	96,78	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	8,99	[W/m ² K]
Tepelný výkon	Q	28714,55	[kW]

Tab. 17-3 – Přehled vypočtených parametrů

17.2 Celková bilance části 5

$$\frac{Q_C}{M_{pv}} = \varphi \cdot (i_{SP}^{OUT} - i_{SP}^{IN}) \quad (1.109.)$$

$$\frac{28714,55}{12,317} = 0,996 \cdot (2949,69 - 1012,46)$$

$$2331,34 = 2329,22 \Rightarrow \text{odchylka} = \underline{0,0910 \%}$$

17.2.1 Celkový skutečný výkon páté části

$$Q_C = Q_{ovz} \quad (1.110.)$$

$$Q_C = \underline{28714,55 \text{ kW}}$$

18 Přehled vypočtených parametrů

konvekční plocha		Teplota spalin	Entalpie spalin
		[°C]	[kJ/kg]
P3	výstup	787,4	5332,9
	vstup	1135,6	8034,33
P4	výstup	704,6	4721,6
	vstup	787,4	5332,9
P2	výstup	585,4	3857,2
	vstup	704,6	4721,6
EKO	výstup	454,7	2949,7
	vstup	585,4	3857,2
OVZ	výstup	188,0	2949,7
	vstup	454,7	2949,7

Tab. 18-1 – Přehled vypočtených parametrů na straně spalin

konvekční plocha	Tepelný výkon [kW]
P4	5117,64
P3	17623,21
P2	6981,09
BSPP2	631,53
BSPP1	756,79
PSPP	522,18
ZTPP	736,99
SPP	5516,26
P1	5937,43
EKO	11135,23
VÝP	53082,30
CELKOVÝ VÝKON	108040,65

Tab. 18-2 – Přehled vypočtených skutečných výkonů jednotlivých konvekčních ploch

18.1 Výpočet chyby skutečného výkonu

$$\frac{(Q_c^{skut} - Q_c^{médium})}{Q_c^{skut}} = \frac{(108040,65 - 108074,60)}{108040,65} = 0,0314 \% \quad (1.111.)$$

Rozdíl skutečného výkonu a výkonu vypočítaného na základně entalpického spádu na straně média je 0,0314 %. Výkon jednotlivých výhřevných ploch je poté v odchylce od teoretického do 2 %, čímž splňujeme potřebné podmínky rovnosti bilance na straně média a spalin.

19 Návrh zařízení pro snížení emisí NO_x

Pro snížení emisí NO_x z hodnoty **600 mg/m³** na **150 mg/m³** je třeba použít metodu SCR (Selektivní katalytická redukce), která dosahuje vyšší účinnosti. Katalytické vložky a vstřikovací mříž byly navrženy na všechny provozní stavy kotle.

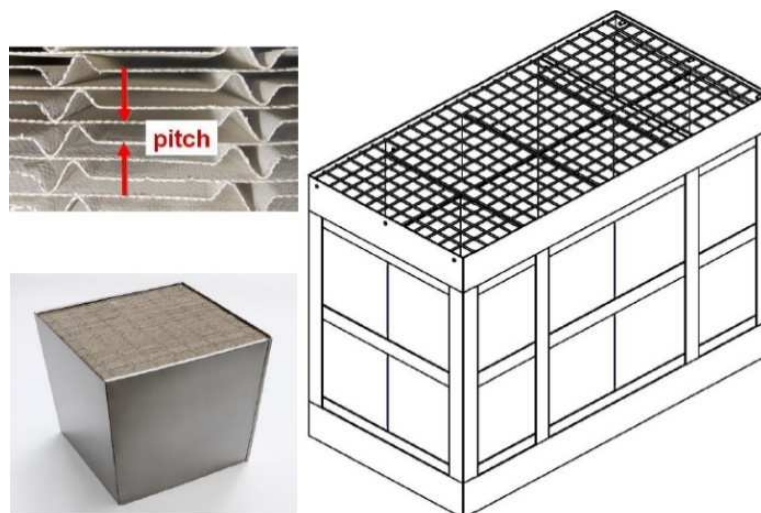
Katalytické vložky jsou modulového typu a skládají se z nosiče aktivních složek. Nosičem je v tomto případě oxid titaničitý (TiO₂). Katalyticky aktivní složkou je oxid vanadičitý (V₂O₅) a oxid wolframový (WO₃). Tento typ katalyzátoru se vyznačuje velkým specifickým povrchem. Katalytický blok je znázorněn na obrázku č. 19-1.

19.1 Parametry zařízení

Reaktor je složen z jednotlivých katalytických modulů umístěných ve dvou vrstvách.

Parametry		
Průtok spalin	[Nm ³ /h]	200 000
Teplota spalin	[°C]	411
NO _x INLET	[mg/Nm ³ , d, ref.O ₂]	600
NO _x OUTLET	[mg/Nm ³ , d, ref.O ₂]	150
Rozměry		
Počet vrstev v reaktoru		2
Počet vložek v jedné vrstvě	n x n	9 x 2
Rozměry reaktoru (délka, šířka)	[mm x mm]	8864 x 4946

Tab. 19-1 – Parametry katalytických modulů



Obr. 19-1 – Katalytické moduly

19.2 Konstrukční návrh

Z hlediska konstrukce se jedná o poměrně náročnou úpravu. Je třeba nalézt vhodné teplotní okno ve spalínovém kanálu, kam se toto zařízení umístí. Neboť rozmezí správné funkce je podmíněno maximální a minimální provozní teplotou. Při podkročení či překročení provozní teploty může dojít k zasolování katalytických vložek a tím k nesprávné funkci katalyzátoru. Z tohoto důvodu je systém vybaven celou řadou ochran. V případě podkročení teplot dojde k přerušování vstřiku močoviny do té doby, než dojde k návratu teplot do pracovních mezí. Tyto nestandardní stavy mohou nastat při najíždění kotle do provozu, či odstavení kotle. Při překročení teplot dochází k exponenciálnímu růstu vedlejších reakcí redukce SO_2 na SO_3 . Ty zvyšují teplotu rosného bodu, což negativně působí na tvorbu nízkoteplotní koroze. Nesprávnou funkcí katalyzátoru je podmíněna tvorba charakteristické hmoty, která zanáší plochy ohříváku vzduchu a tím negativně ovlivňuje funkci toho zařízení.

Vhodná pozice pro instalaci reaktoru je tedy mezi ekonomizérem a ohřívákem vzduchu, kde teplota spalin dosahuje vyšších hodnot $454,7\text{ }^\circ\text{C}$. Nutností bude tedy návrh dalších teplosměnné plochy potřebné pro vychlazení spalin na hodnoty pohybující se v okolí teploty $410\text{ }^\circ\text{C}$.

Poté je třeba vybrat vhodný způsob implementace reaktoru. A to přímo vložením do spalínového kanálu, nebo vyvedením mimo kotel přídatným kanálem a vrácením zpět.

Je třeba brát ohled na dispoziční uspořádání kotle, které nám určuje hranice pro instalaci reaktoru.

Pro návrh jsem si zvolil instalaci do stávajícího kanálu a úpravy potřebné pro zapojení zařízení. Tento návrh je omezen použitím maximálního počtu dvou řad katalyzátorů. Výhodnější by tedy bylo umístění reaktoru mimo kotel. Zde by bylo vhodné vytvořit prostor pro instalaci třetí vrstvy katalyzátorů. Tato vrstva by zůstala v první fázi provozu neobsazená. Díky dodatečné vrstvě dochází k úspoře nákladů na regeneraci katalyzátorů, neboť přidáním této vrstvy ve správném okamžiku dochází ke zvýšení účinnosti na původní hodnotu a tím i větší vytěžitelnosti jednotlivých původních modulů. Pro tento návrh je zapotřebí nalézt vhodné umístění v blízkém okolí kotle.

Při návrhu je nutno počítat s mezerou mezi jednotlivými katalytickými řadami 1500 mm , ta slouží ke vstupu do prostoru mezi těmito řadami. Jelikož dochází k výměně těchto vložek, musí být umožněna snadná manipulace a přístupnost. Dalším požadavkem je minimální vzdálenost mříže se soustavou trysek a to 2500 mm .

Vzhledem k váze tohoto zařízení je nutné vytvořit speciální konstrukci nesoucí jak katalytické vložky a mříž, tak i nově navržený ekonomizér. Je potřebné tuto konstrukci spočítat z pevnostního hlediska a navrhnout vhodný materiál pro použití ve vyšších teplotách.

19.3 Úprava teploty spalin

Teplotu spalin je třeba snížit na požadovanou hodnotu (410 °C). Jako nejvhodnější řešení se zdá být zvětšení plochy ekonomizéru. Ekonomizér č. 2 bude umístěn pod stávající ekonomizér. Nový ohřívák vody je třeba zavěsit či podepřít. Vzhledem k nosnosti stávajících závěsných trubek je vhodnější připevnit ekonomizér na nově vzniklou konstrukci, potřebnou pro podporu reaktoru. V následujících kapitolách budou nastíněny 2 návrhy konstrukce.

19.3.1 Výpočet Ekonomizéru č. 2

Z hlediska jednoduchosti a funkčnosti bude ekonomizér stejné konstrukce jako ekonomizér původní. Napájecí voda bude přivedena na ekonomizér č. 2 a dále na ekonomizér č. 1. Pro regulaci výkonu je vhodné vytvořit „bypass“ média, kterým bychom mohli snáze regulovat výkon a tím i výstupní teplotu spalin.

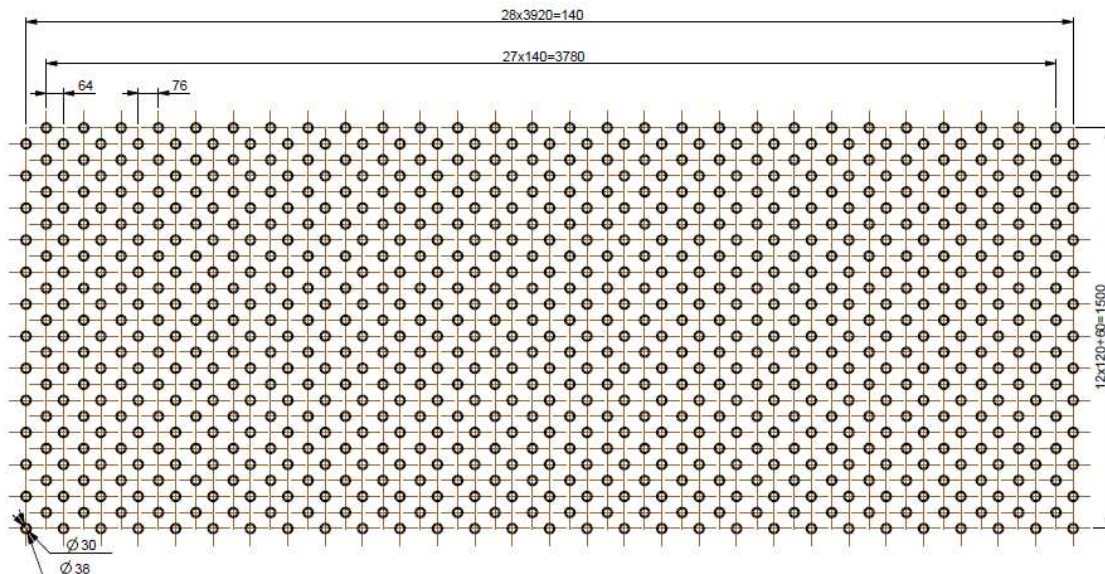
Výpočet bude proveden s aplikací obou ekonomizérů v sériovém zapojení.

Geometrie

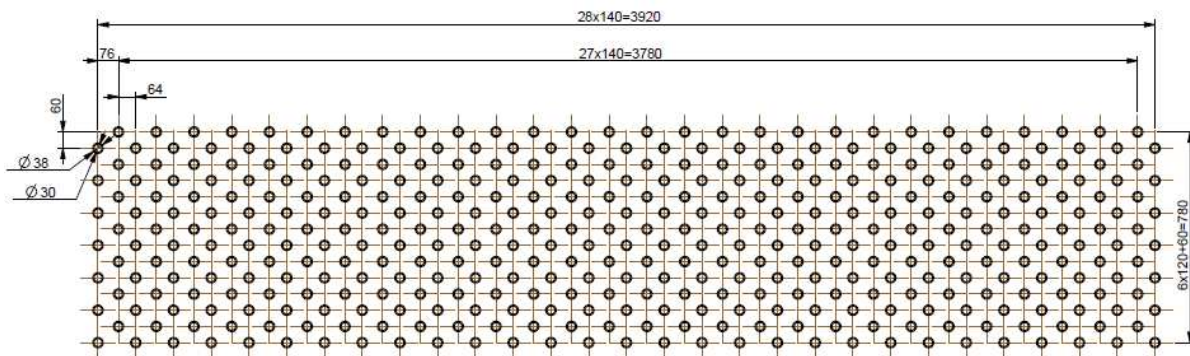
Ekonomizér se skládá ze svazků trubek. Je umístěn ve třetím tahu kotle pod ekonomizérem původním a je podepřen nosnou konstrukcí reaktoru.

Vnější průměr trubky	D	0,038	[m]
Tloušťka stěny trubky	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,03	[m]
Délka trubek	l	157,7	[m]
Rozteč trubek příčná	S ₁	0,14	[m]
Rozteč trubek podélná	S ₂	0,12	[m]
Počet trubek v řadě	n _ř	57	[-]
EKO1	n _ř	13	[-]
EKO2	n _ř	6	[-]

Tab. 19-2 – Geometrie trubek



Obr. 19-2 – Schéma původního ekonomizéru č. 1



Obr. 19-3 – Schéma doplňkového ekonomizéru č. 2

Přehled vstupních a výstupních parametrů

Vstupní parametry (IN)				Výstupní parametry (OUT)			
Teplota vody	t_v^{IN}	190,0	[°C]	Teplota vody	t_v^{OUT}	247,0	[°C]
Měrný objem vody	v_v^{IN}	0,00113	[m ³ /kg]	Měrný objem vody	v_v^{OUT}	0,00123	[m ³ /kg]
Teplota spalin	t_s^{IN}	585,4	[°C]	Teplota spalin	t_s^{OUT}	411,4	[°C]

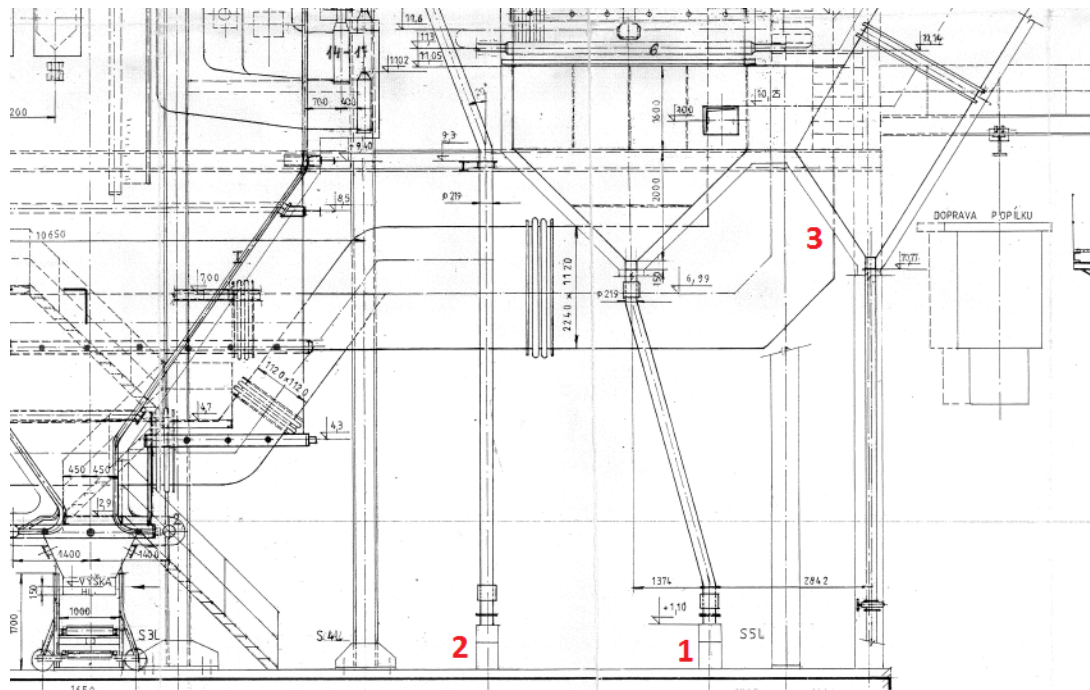
Tab. 19-3 – Přehled vstupních a výstupních parametrů vody a spalin

Zapojením druhého ekonomizéru se nám podařilo vychladit spaliny na hodnotu 411,4 °C potřebnou k aplikaci zařízení SCR. Ekonomizér č. 2 bude přibližně poloviční než ekonomizér původní. Z důvodu vychlazení spalin potřebných k ohřevu vzduchu je třeba kotel znovu přepočítat na stávající podmínky. Výpočet ohříváku vzduchu je více komplikovanější a k takovým přepočtům lze využít externí firmy. Z důvodu zjednodušení budeme uvažovat výsledek za konečný.

19.4 Aplikace reaktoru do proudu spalín

Pro návrh jsem využil stávající výstupní kanál vedoucí k ohříváku vzduchu {3} a třetí tah kotle na který napojíme toto zařízení.

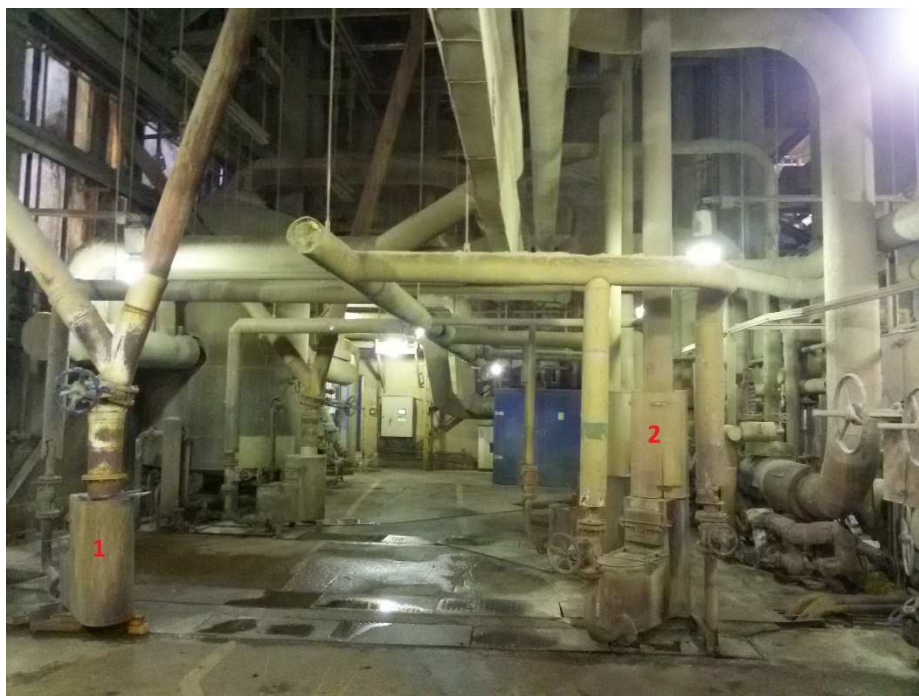
Nevýhodou toho řešení je omezený prostor pod třetím tahem. V tomto místě se nachází kanál a potrubí pro odvod popílku {1, 2} a taktéž některá zařízení, která by bylo třeba přemístit na vhodnější místo. V následujícím obrázku 19-4 lze vidět prostory pod třetím tahem.



Obr. 19-4 – Pohled do místa vkládaného reaktoru (pod třetím tahem)

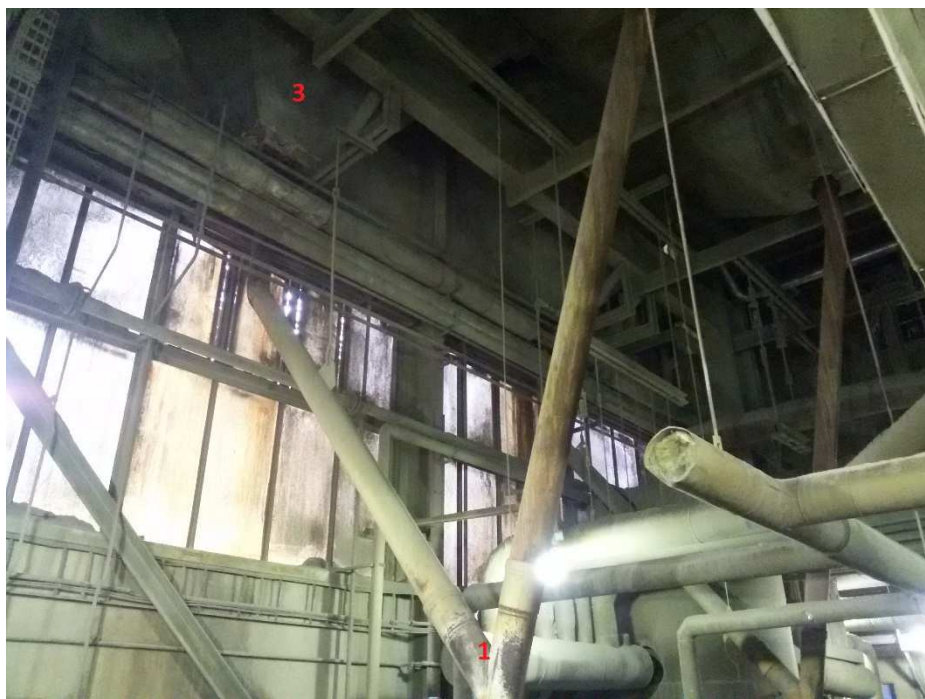
Na pravé straně se nachází zeď a za ní je zařízení pro dopravu popílku. Na levé straně se nachází nosná konstrukce a další komponenty kotle.

Na obrázku č. 19-5 lze pozorovat kanál a potrubí pro odvod popílku. V prostoru mezi komponenty číslo {1} a číslo {2} by zasahoval náš reaktor. Potrubí {1} by bylo nově vytvořené jako součást našeho reaktoru a potrubí {2} by bylo posunuto směrem k druhému tahu kotle.



Obr. 19-5 – Prostor pod třetím tahem kotle (viz Obr. 19-4)

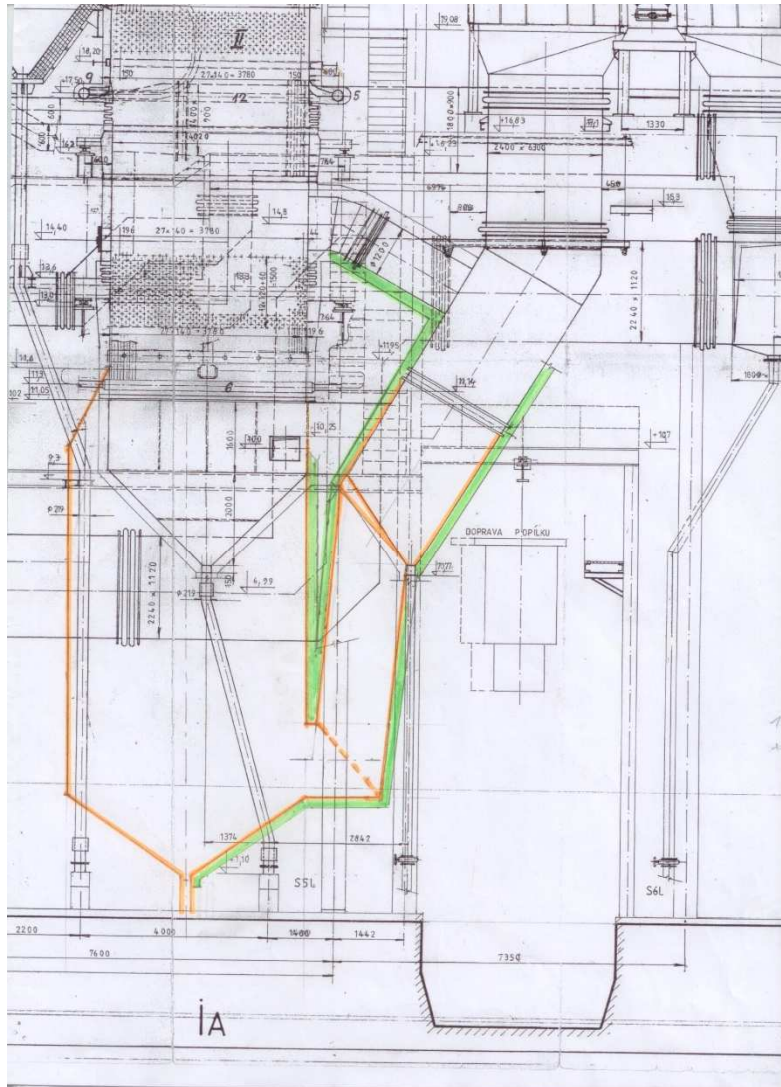
Na obrázku 19-6 můžeme vidět výsypku výstupního kanálu {3}, vedeného k ohříváku vzduchu. Na tento kanál by se připojil nově instalovaný reaktor.



Obr. 19-6 – Výsypka výstupního kanálu označená č. 3

Pro lepší názornost lze na obrázku č. 19-7 pozorovat jeden z návrhů, u kterého vidíme přibližné hranice reaktoru (oranžová barva) a náčrt izolace (zelená barva).

Aplikace reaktoru je tedy z hlediska prostorové dispozice velmi náročná. Nicméně není neřešitelná a lze takto reaktor realizovat.

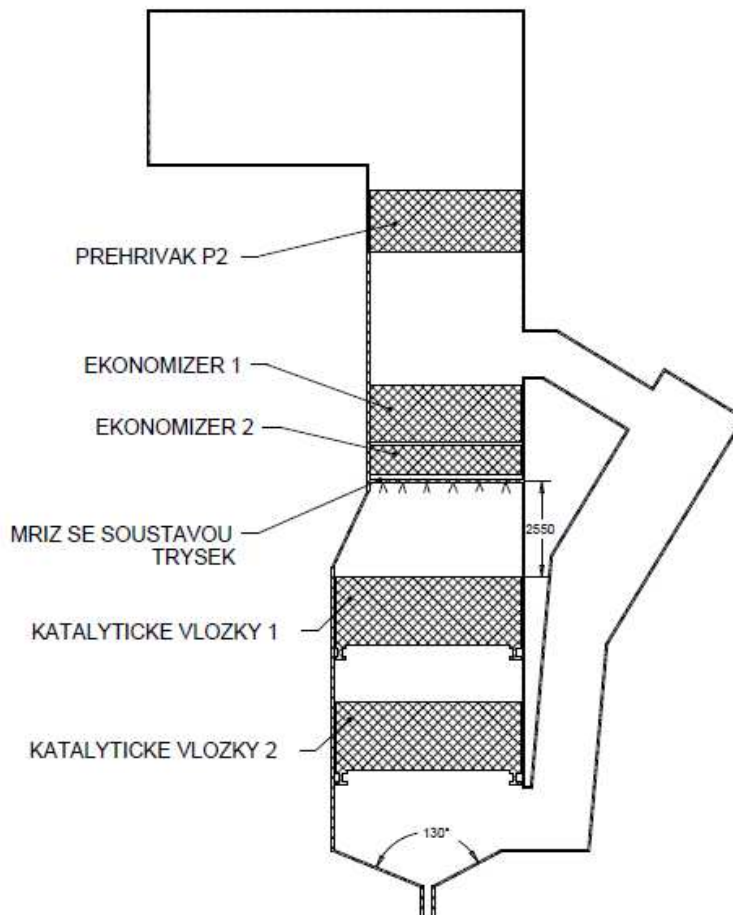


Obr. 19-7 – Schéma návrhu vkládaného reaktoru

19.4.1 Návrh číslo: 1

V návrhu číslo 1 je využit stávající spalínový kanál vedoucí k ohřívačku vzduchu. Bypass před ekonomizérem a část kanálu od zdi k ohřívačku vzduchu jsou tedy zachovány.

Ekonomizér č. 2 se nachází za ekonomizérem původním a pod nimi je umístěná mříž s tryskami pro přívod močoviny. Vzdálenost mříže je tedy zachována. Od ekonomizéru č. 2 bude tento reaktor tvořit jeden celek. Konstrukce bude podepřena speciální soustavou ocelových profilů. Pod katalyzátory bude umístěna výsypka napojená na původní kanál odvodu popela.



Obr. 19-8 – Schéma návrhu reaktoru č. 1

Výhody:

- Celek nainstalován přímo do tahu kotle.

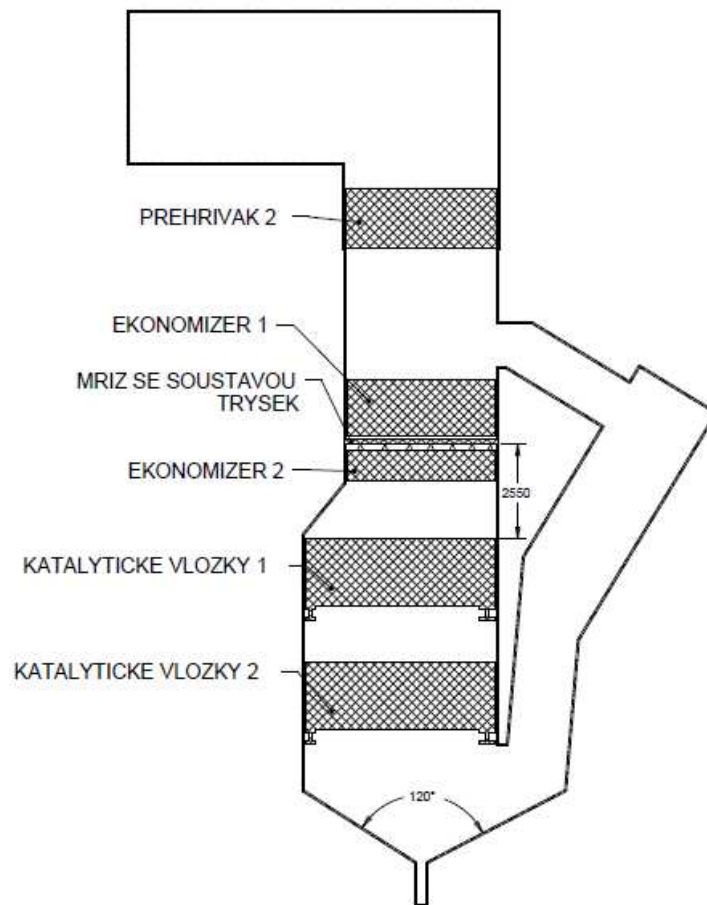
Nevýhody:

- Dispoziční náročnost,
- nutný návrh konstrukce umožňující podepření nové technologie,
- nutnost změny umístění některých komponent.

19.4.2 Návrh číslo: 2

V návrhu číslo 2 je využit stávající spalínový kanál vedoucí k ohřívačku vzduchu. Bypass před ekonomizérem a část kanálu od zdi k ohřívačku vzduchu jsou opět zachovány.

Ekonomizér č. 2 se nachází pod mříží s tryskami pro přívod močoviny. Vzdálenost mříže je opět zachována. Od mříže bude tento reaktor tvořit jeden celek. Konstrukce bude podepřena speciální soustavou ocelových profilů. Pod katalyzátory bude umístěna výsypka napojená na původní kanál odvodu popela a to tak, že spodní část kanálu a výsypka budou tvořeny jednou stěnou. Vložením mříže mezi ekonomizéry jsme ušetřili místo v reaktoru, což nám umožnilo volit ostřejší úhel výsypky.



Obr. 19-9 – Schéma návrhu reaktoru č. 2

Výhody:

- celek nainstalován přímo do tahu kotle,
- lepší odvod popela ze spalínového kanálu.

Nevýhody:

- Dispoziční náročnost,
- nutný návrh konstrukce umožňující podepření nové technologie,
- nutnost změny umístění některých komponent.

20 Závěr

Cílem této práce byl výpočet kotle na hnědé uhlí pro aplikaci selektivní katalytické redukce (SCR) o těchto parametrech:

- výkon kotle 170 t/h,
- tlak páry 9,4 MPa,
- teplota páry 540 °C,
- teplota napájecí vody 190 °C.

První část práce je věnována krátkému přehledu opatření pro snížení emisí oxidů dusíku. V této části jsou nastíněny výhody a použití jednotlivých metod používaných k redukci NO_x. Z přehledu vychází jako nejúčinnější metoda selektivní katalytické redukce, která dosahuje účinnosti až 95 %. Díky této metodě jsou efektivně odstraňovány oxidy dusíku ve vysokých koncentracích. Oproti tomu metoda SNCR dosahuje v reálném provozu účinnosti do 35 % v závislosti na podmínkách teplotního okna kotle.

Druhá část práce je věnována výpočtu kotle. K výpočtu byl zvolen postup „Kontrolního výpočtu“ kotle. Postup výpočtu byl zpracován v programu Microsoft Excel s využitím doplňku X Steam. Pomocí programu Creo 3.0 byl vytvořen jednoduchý model kotle sloužící k odečtení potřebných ploch, objemů a pro tvorbu náčrtů jednotlivých teplosměnných ploch.

V prvním kroku jsem provedl stechiometrické výpočty pro zjištění potřebných objemů a entalpií spalin a vzduchu. Následoval výpočet tepelné bilance kotle a pomocí nepřímé metody výpočet účinnosti kotle. Odečtením všech poměrných ztrát kotle jsem získal účinnost $\eta_k = 87,88 \%$. S touto účinností dosahuje kotel výkonu $108,040 \text{ MW}$ při spotřebě paliva $M_{pv} = 12,317 \text{ kg/s}$. Následně dochází k přepočtu spalovací komory a k výpočtu teploty spalin na konci ohniště, jejíž hodnota odpovídá $\vartheta_0 = 1135,6 \text{ °C}$. V dalších krocích následuje přepočet teplosměnných ploch. Ze zadaných hodnot plochy a vstupní teploty spalin, postupnou interpolací, dochází k upřesnění teplot spalin a média. Během výpočtu je třeba plnit podmínky tepelných bilancí. Výsledná odchylka výkonu, vypočteného z navržených teplotních spádů a výkonu vycházejícího ze skutečných teplosměnných ploch, odpovídá hodnotě $\delta = 0,0314 \%$.

Ve třetí části je věnována pozornost úpravě teploty spalin, a to konkrétně snížení na hodnotu pohybující se okolo 410 °C. Ta je potřebná pro aplikaci reaktoru SCR. Snížení teploty na teplotu 411,4 °C dosáhneme vložením druhého ekonomizéru stejné konstrukce, jako ekonomizér stávající. Nový ekonomizér je tvořen šesti řadami trubek. Jeho pozice je pod stávajícím ekonomizérem podepřena nosnou konstrukcí katalytického reaktoru. Potřebné rozměry a množství katalytických vložek jsou získány od výrobce. Pro snížení emisí NO_x z hodnoty 600 mg/m^3 na 150 mg/m^3 je doporučeno celkem osmnáct bloků uložených ve dvou vrstvách.

Následně jsou vytvořeny dva návrhy konstrukce reaktoru SCR s vloženým ekonomizérem č. 2. Reaktor je vložen do třetího tahu kotle a je napojen na stávající spalinový kanál vedoucí do ohříváku vzduchu.

Návrhy jsou věnovány pouze implementaci reaktoru do stávajícího spalinového kanálu. Z hlediska dispozice je vhodné přezkoumat i možnost výstavby zařízení mimo tento kotel, kde lze využít výhody třetí vrstvy bloků, zvyšující výtěžitelnost katalyzátorů.

21 Seznam použité literatury

- [1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 8021404264.
- [2] VEJVODA, Josef, Pavel MACHAČ a Petr BURYAN. *Technologie ochrany ovzduší a čištění odpadních plynů*. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 2003. ISBN 807080517x.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 9788001037577.
- [4] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.
- [5] HOLMGREN. X Steam: IAPWS IF97 Excel Steam Tables. version 2.6. 2006. Dostupné z: www.x-eng.com
- [6] Power 101: Improving the Performance of Boiler Auxiliaries, Part II. POWER: Business & Technology for the Global Generation Industry Since 1882 [online]. New York: Nenad Sarunac, 2011 [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.powermag.com/power-101-improving-the-performance-of-boiler-auxiliaries-part-ii/?pagenum=2>

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Jednotka	Název veličiny
a	[m]	šířka spalovací komory
a ₀	[-]	stupeň černosti ohniště
a _{pl}	[-]	stupeň černosti plamene
A ^r	[%]	procento popelovin v původním stavu paliva
a _{st}	[-]	stupeň černosti povrchu stěn
b	[m]	hloubka spalovací komory
B ₀	[-]	Boltzmannovo číslo
c _d	[-]	opravný koeficient na vnitřní průměr trubky
c _f	[-]	opravný koeficient na frakci popelkových částic
c _i	[%]	podíl hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků
c _m	[m]	výška mříže
c _s	[kJ/m ³ K]	měrné teplo suchého vzduchu
c _s	[%]	podíl popela ve škváře
c _s	[-]	oprava na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné rozteči na poměrné podélné rozteči
c _{su}	[kJ/kgK]	měrné teplo sušiny paliva
c _ú	[%]	podíl popela v úletu
c _v	[kJ/m ³ K]	měrné teplo vlhkého vzduchu
c _w	[kJ/kgK]	měrné teplo vody
c _z	[-]	oprava na počet podélných řad
d	[μm]	střední efektivní průměr částic popílku
d	[g/kg]	obsah vody ve vzduchu
d	[m]	průměr trubek
d _e	[m]	ekvivalentní průměr
d _{in}	[m]	vnitřní průměr trubky
f	[-]	součinitel vlhkosti
F _p	[m ²]	průřez pro páru
F _{sp}	[m ²]	světlý průřez spalin
F _{st}	[m ²]	povrch ohniště
F _{ús}	[m ²]	účinná sálavá plocha stěn ohniště
F _v	[m ²]	průtočný průřez pro vodu
H	[%]	procento hořlaviny v původním stavu paliva
h	[m]	výška spalovací komory
C _{H20}	[kJ/m ³ K]	měrné teplo vodní páry
i	[kJ/m ³]	entalpie jednotlivých složek spalin
i'	[kJ/kg]	entalpie syté páry
i''	[kJ/kg]	entalpie syté kapaliny

Symbol	Jednotka	Název veličiny
i_{inv}	[kJ/kg]	entalpie napájecí vody
I_o	[kJ/kg]	entalpie spalin na konci ohniště
i_p	[kJ/kg]	fyzické teplo paliva
I_p	[kJ/kg]	entalpie popílku
i_{pp}	[kJ/kg]	entalpie přehřáté páry
I_{sp}	[kJ/kg]	entalpie spalin
I_{SPmin}	[kJ/kg]	minimální množství spalin
I_u	[kJ/kg]	teplo uvolněné při spalování
I_{VZmin}	[kJ/kg]	entalpie minimálního množství vzduchu
k	[l/m·MPa]	součinitel zeslabení sálání
k	[W/m ² K]	součinitel prostupu tepla
k_k	[l/m·MPa]	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
k_p	[l/m·MPa]	součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
k_{sp}	[l/m·MPa]	součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů
M	[-]	součinitel respektující průběh teplot v ohništi
M_p	[kg/s]	množství paliva přivedeného do kotle
M_{pp}	[kg/s]	parní výkon kotle
M_{pv}	[kg/s]	množství paliva skutečně spáleného
M_v	[kg/s]	množství vstříku
$n_{řad}$	[-]	počet řad
n_{tr}	[-]	počet trubek
n_{tr}	[-]	počet trubek v jedné řadě
n_{zav}	[-]	počet závěsných trubek
O_{Ar}	[m ³ /kg]	objem Ar ve spalinách
O_{CO2}	[m ³ /kg]	objem CO ₂ ve spalinách
O_{H2Omin}	[m ³ /kg]	minimální objem vodní páry
O_{N2}	[m ³ /kg]	objem N ₂ ve spalinách
O_{O2min}	[m ³ /kg]	minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva
O_{SO2}	[m ³ /kg]	objem SO ₂ ve spalinách
O_{SP}	[m ³ /kg]	skutečné množství spalin
O_{SPC}	[kJ/kgK]	střední celkové měrné teplo spalin
O_{SPmin}	[m ³ /kg]	minimální množství vlhkých spalin
O^{sSPmin}	[m ³ /kg]	minimální množství suchých spalin
$O^{svSPmin}$	[m ³ /kg]	minimální množství vlhkých spalin při použití suchého vzduchu
O_{vz}	[m ³ /kg]	skutečné množství vzduchu
O_{VZmin}	[m ³ /kg]	minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva
p	[MPa]	tlak v ohništi
p''	[MPa]	absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu

Symbol	Jednotka	Název veličiny
p_c	[MPa]	celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu
p_{nv}	[MPa]	tlak napájecí vody
Pr	[-]	Prandtlovo číslo při střední teplotě proudu
p_{sp}	[MPa]	parciální tlak tříatomových plynů
q	[-]	střední zatížení stěn ohniště
Q_c	[kW]	celkové teplo dodané ohništi
Q_i^f	[kJ/kg]	výhřevnost paliva
Q_{p^P}	[kJ/kg]	teplo přivedené do kotle
Q_s	[kJ/kg]	množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn
$Q^{S_{VZmin}}$	[m ³ /kg]	minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg surového paliva o výhřevnosti Q_i^f
Q_{vz}	[kJ/kg]	teplo přivedené do kotle se vzduchem
R	[m ²]	plocha hořící vrstvy paliva na roštu
r_{CO2}	[-]	objemové části tříatomových plynů
r_{H2O}	[-]	objemová část vodní páry ve spalínách
r_{NO2}	[-]	objemové koncentrace tříatomových plynů
r_{sp}	[-]	součet objemových částí tříatomových plynů
s	[m]	účinná tloušťka sálavé vrstvy
S	[m ²]	plocha výparných ploch
s_1	[m]	příčná rozteč
s_2	[m]	podélná rozteč
t	[m]	tloušťka stěn trubek
T_a	[K]	teplota nechlazeného plamene
T_o	[K]	absolutní teplota spalín na výstupu z ohniště
t_p	[°C]	teplota spalín
$t_{stř}$	[°C]	střední teplota
t_{syt}	[°C]	teplota sytosti
t_{vz}	[°C]	teplota nasávaného vzduchu
T_z	[K]	absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn
v	[m ³ /kg]	měrný objem
V_{H2O}	[%]	objem vodní páry na 1 m ³ suchého vzduchu
V_o	[m ³]	aktivní objem ohniště
V_{SP}	[m ³ /kg]	průtok spalín
w_p	[m/s]	rychlost páry
w_{sp}	[m/s]	rychlost proudění spalín
w_v	[m/s]	rychlost vody
x	[-]	úhlový součinitel
X_i	[%]	podíl popela z celkového množství v palivu
x_o	[-]	poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene

Symbol	Jednotka	Název veličiny
X_p	[%]	procento popela v úletu
X_{st}	[-]	uhlový součinitel
X_u	[%]	podíl popela v úletu
α	[-]	přebytek vzduchu
α_1	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny
α_2	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla stěny do média
α_k	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla konvekcí
α_s	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla sáláním
Δi	[kJ/kg]	rozdíl entalpií média
Δp	[MPa]	tlakové ztráty v jednotlivých částech kotle
Δt	[°C]	střední logaritmická teplota
ε	[-]	součinitel znečištění výhřevné plochy
ε_o	[-]	výchozí součinitel zanesení
ζ	[%]	celkové ztráty
ζ_{cn}	[%]	ztráta chemickým nedopalem
ζ_{fi}	[%]	ztráty fyzickým teplem tuhých zbytků
ζ_{fiu}	[%]	ztráta v úletu
ζ_k	[%]	ztráta komínová
ζ_{mn}	[%]	ztráta mechanickým nedopalem
ζ_{sv}	[%]	ztráta sdílením tepla do okolí
η_k	[%]	tepelná účinnost kotle
ϑ_o	[°C]	koncová teplota
ϑ_a	[°C]	teoretická teplota
λ	[W/mK]	součinitel tepelné vodivosti pro střední teplotu proudu
μ	[g/m ³]	koncentrace popílku ve spalinách
ν	[m ² /s]	součinitel kinematické vazkosti pro střední teplotu proudu
ξ	[-]	součinitel využití
σ_1	[-]	poměrná příčná rozteč
σ_2	[-]	poměrná podélná rozteč
ϕ	[%]	relativní vlhkost vzduchu
ϕ	[-]	součinitel uchování tepla
χ_1	[-]	součinitel závislý na druhu paliva
χ_2	[-]	součinitel závislý na způsobu spalování
ψ	[-]	součinitel tepelné efektivity

Seznam příloh

Příloha 1: Schéma kotle