



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PARNÍ KOTEL S PŘIHŘÍVÁNÍM PÁRY NA SPALOVÁNÍ VYSOKOPECNÍHO PLYNU

BOILER WITH STEAM REHEATING FOR BURNING BLAST FURNACE GAS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR ŠENOVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MAREK BALÁŠ, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Šenovský

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

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

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

Parní kotel s přehříváním páry na spalování vysokopecního plynu

v anglickém jazyce:

Boiler with steam reheating for burning blast furnace gas

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh kotle na spalování vysokopecního plynu, tepelný výpočet, dimenzování výhřevných ploch a řazení ploch v kotli, výkresová dokumentace.

Parametry páry 255 t/h, 16,5 /MPa, 567°C, přehřátá pára 240 t/h, 3,2 MPa, 567/257°C.

Kotel je konstruován pro generování vysokotlaké páry a optimalizován pro regeneraci tepla z kondenzační dvoutlaké turbíny.

Palivo: vysokopecní plyn

Vyčíslete dosaženou účinnost pro teplotu okolí 20 °C.

Cíle diplomové práce:

1/ tepelný výpočet kotle

2/ výpočet teplosměnných ploch

3/ výkresová dokumentace

Práci doplňte o digram průběhu teplot pracovního media a spalin.

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

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

Vedoucí diplomové práce: Ing. Marek Baláš, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 12.11.2013

L.S.

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

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

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je návrh parního kotle s přehříváním páry, na spalování vysokopecního plynu, do železáren. Složení paliva a základní parametry kotle byly k výpočtu dodány. Úvodní část práce se zabývá popisem paliva. Hlavní část práce je tvořena stechiometrickými výpočty, stanovením účinnosti kotle, výpočtem spalovací komory, návrhem a tepelnými výpočty jednotlivých výhřevných ploch. Součástí práce je výkresová dokumentace kotle.

Abstract

The aim of this Diploma thesis is design of steam boiler with steam reheating, for combustion the blast furnace gas. The fuel composition and primary parameters for calculation of the boiler were provided. In the first part the fuel composition is described. The main part of the thesis consists of stoichiometric calculations, establishing efficiency of the boiler, calculating combustion chamber as well as design and calculation individual heating surfaces. Part of the work is also drawing documentation of boiler.

Klíčová slova

Parní kotel, vysokopecní plyn, přehřívák páry, přihřívák páry, ekonomizér, ohřívák vzduchu

Key words

Steam boiler, blast furnace gas, steam superheater, steam reheater, economizer, air preheater

Bibliografická citace

ŠENOVSKÝ, P. *Parní kotel s přehříváním páry na spalování vysokopecního plynu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 130 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci na téma: *Parní kotel s přehříváním páry na spalování vysokopevního plynu* zpracoval samostatně, s využitím odborných konzultací a literatury. Veškerá literatura a zdroje informací jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Jméno a příjmení: Bc. Petr Šenovský

Podpis:

V Brně dne 26.5.2014

Poděkování

Tímto chci poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Marku Balášovi, Ph.D. a panu Ing. Mirko Hudečkovi, CSc. za poskytnutí podkladů, odborných konzultací a za pomoc při řešení jednotlivých problémů související s výpočtem. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině za podporu během celé doby studia.

Obsah

1	Úvod.....	14
2	Vysokopecní plyn	15
2.1	Princip a místo vzniku vysokopecního plynu	15
2.2	Složení a porovnání plynných paliv.....	16
2.3	Úpravy vysokopecního plynu	17
3	Stechiometrické výpočty	18
3.1	Složení vysokopecního plynu	18
3.2	Objemová procenta oxidu siřičitého ve vysokopecním plynu.....	18
3.3	Výpočet skutečných objemových procent kyslíku	18
3.4	Stechiometrické množství vzduchu	19
3.5	Množství jednotlivých složek plynů ve spalinách	19
3.6	Stechiometrické množství spalin	20
3.7	Skutečné množství spalin a vzduchu	20
3.8	Entalpie produktů spalování	21
3.9	I-t diagram vzduchu a spalin.....	22
4	Tepelná bilance kotle	23
4.1	Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	23
4.1.1	Ztráta hořlavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem).....	23
4.1.2	Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta).....	23
4.1.3	Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením.....	23
4.1.4	Nepočitatelná ztráta	24
4.1.5	Tepelná účinnost kotle.....	24
4.2	Výrobní teplo páry a množství paliva.....	24
5	Výpočet spalovací komory	26
5.1	Rozměry spalovací komory	26
5.2	Tepelný výpočet ohniště	27
5.2.1	Teplota spalin na konci ohniště	27
5.2.2	Součinitel M	27
5.2.3	Boltzmannovo číslo	27
5.2.4	Objemové části tříatomových plynů:.....	28
5.2.5	Stupeň černosti ohniště.....	29
6	Návrh konvekčních ploch	31

6.1	Přehřívák SH 4	31
6.2	Přehřívák SH 3	31
6.3	Přehřívák SH 2	32
6.4	Přehřívák SH 1	33
6.5	Závěsné trubky, stěnový a stropní přehřívák.....	34
6.6	Výparník.....	35
6.7	Ekonomizér	36
6.8	Teplosměnné plochy přehříváků páry.....	36
6.8.1	Přehřívák RH 2	36
6.8.2	Přehřívák RH 1	37
6.9	Přehled teplosměnných ploch z pohledu pracovního média	38
7	Závěsné trubky přehříváku ZT 1 (pod SH 1)	39
7.1	Parametry páry	39
7.2	Parametry spalin.....	40
7.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	40
7.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin.....	41
7.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru	42
7.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku ZT 1	43
7.5	Vedlejší plochy přehříváku ZT 1 a tepelná bilance.....	44
8	Přehřívák páry SH 1.....	46
8.1	Parametry páry	46
8.2	Parametry spalin.....	47
8.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	47
8.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin.....	48
8.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru	49
8.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku SH 1	50
8.5	Vedlejší plochy přehříváku SH 1 a tepelná bilance	51
9	Přehřívák páry SH 4.....	52
9.1	Parametry páry	52
9.2	Parametry spalin.....	53
9.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	53
9.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin.....	54
9.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru	55

9.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku SH 4	56
9.5	Vedlejší plochy přehříváku SH 4 a tepelná bilance	57
10	Přihřívák páry RH 2	58
10.1	Parametry páry	58
10.2	Parametry spalin	59
10.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	59
10.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	60
10.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru	61
10.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přihříváku RH 2	62
10.5	Vedlejší plochy přihříváku RH 2 a tepelná bilance	63
11	Přehřívák páry SH 3	64
11.1	Parametry páry	64
11.2	Parametry spalin	65
11.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	65
11.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	66
11.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru	67
11.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku SH 3	68
11.5	Vedlejší plochy přehříváku SH 3 a tepelná bilance	69
12	Přehřívák páry SH 2	70
12.1	Parametry páry	70
12.2	Parametry spalin	71
12.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	71
12.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	72
12.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru	73
12.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku SH 2	74
12.5	Vedlejší plochy přehříváku SH 2 a tepelná bilance	75
13	Obrátová komora spalin nad I. tahem (membránová stěna výparníku)	76
13.1	Parametry média	76
13.2	Parametry spalin	77
13.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	77
13.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin	78
13.3	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon membránové stěny M 7	79
13.4	Vedlejší plochy membránové stěny M 7 a tepelná bilance	80

14	Výparníková mříž	82
14.1	Parametry spalin	82
14.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	83
14.1.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin.....	84
14.2	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon výparníkové mříže	85
14.3	Vedlejší plochy výparníkové mříže a tepelná bilance.....	86
15	Obratová komora spalin nad II. tahem (stropní přehřívák)	87
15.1	Parametry páry	87
15.2	Parametry spalin	88
15.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	88
15.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin.....	89
15.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru	90
15.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon stropního přehříváku SP 3.....	91
15.5	Vedlejší plochy stropního přehříváku SP 3 a tepelná bilance	92
16	Přehřívák páry RH 1	93
16.1	Parametry páry	93
16.2	Parametry spalin	94
16.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	94
16.2.2	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin.....	95
16.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru	96
16.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku RH 1	97
16.5	Vedlejší plochy přehříváku RH 1 a tepelná bilance.....	98
17	Konvekční výparník KV	99
17.1	Parametry spalin	100
17.1.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	100
17.1.2	Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin.....	101
17.2	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média	103
17.3	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon konvekčního výparníku KV	103
17.4	Vedlejší plochy konvekčního výparníku KV a tepelná bilance	105
18	Ekomonizér ECO	106
18.1	Parametry média.....	106
18.2	Parametry spalin	107
18.2.1	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	107

18.2.2	Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	109
18.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média	110
18.4	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon ekonomizéru ECO	110
18.5	Tepelná bilance ekonomizéru ECO	112
19	Ohřívák vzduchu typu Ljungström.....	113
19.1	Parametry spalin	113
19.2	Parametry vzduchu	114
19.3	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin	114
19.4	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu	115
19.5	Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon ohříváku vzduchu OVZ.....	117
19.6	Tepelná bilance ohříváku vzduchu OVZ	118
20	Pilový diagram.....	119
21	Celkový tepelný výkon převzatý vedlejšími výhřevnými plochami kotle	120
22	Kontrola tepelné bilance kotle	121
23	Závěr.....	122
	Seznam použité literatury	123
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	124
	Seznam příloh	128
	Seznam obrázků.....	129
	Seznam tabulek.....	130

1 Úvod

Rostoucí ceny energií a zvyšující se potřeba konkurenceschopnosti v hutnické výrobě s sebou přináší snahu využívat veškeré potenciální zdroje energie. Mezi tyto zdroje můžeme zařadit vysokopecní plyn, který vzniká při výrobě surového železa ve vysoké peci. Jeho spalováním vzniká energie, která je využita k výrobě páry pro pohon kondenzační dvoutlaké turbíny.

Z tohoto důvodu je cílem této diplomové práce vypracovat návrh a tepelný výpočet parního kotle s přihříváním páry, který využívá jako palivo již zmíněný vysokopecní plyn. V první části návrhu je nejprve potřeba vypracovat stechiometrické výpočty pro určení minimálního množství vlhkého vzduchu, který je potřebný pro spálení jednotky objemu paliva. Současně je nutné stanovit množství vzniklých spalin vzhledem k výpočtu teplot a entalpií. Pro určení množství spáleného paliva, účinnosti kotle, výstupní teploty a entalpie spalin ze spalovací komory je potřeba výpočet tepelných ztrát kotle.

Další část výpočtu tvoří návrh výkonů jednotlivých teplosměnných ploch. Z příslušného návrhu teplosměnných ploch vychází tepelná bilance na straně média, tepelná bilance na straně spalin a vlastní výpočet jednotlivých výhřevných ploch. Na základě získaných parametrů příslušných médií lze zkonstruovat parní kotel.

2 Vysokopecní plyn

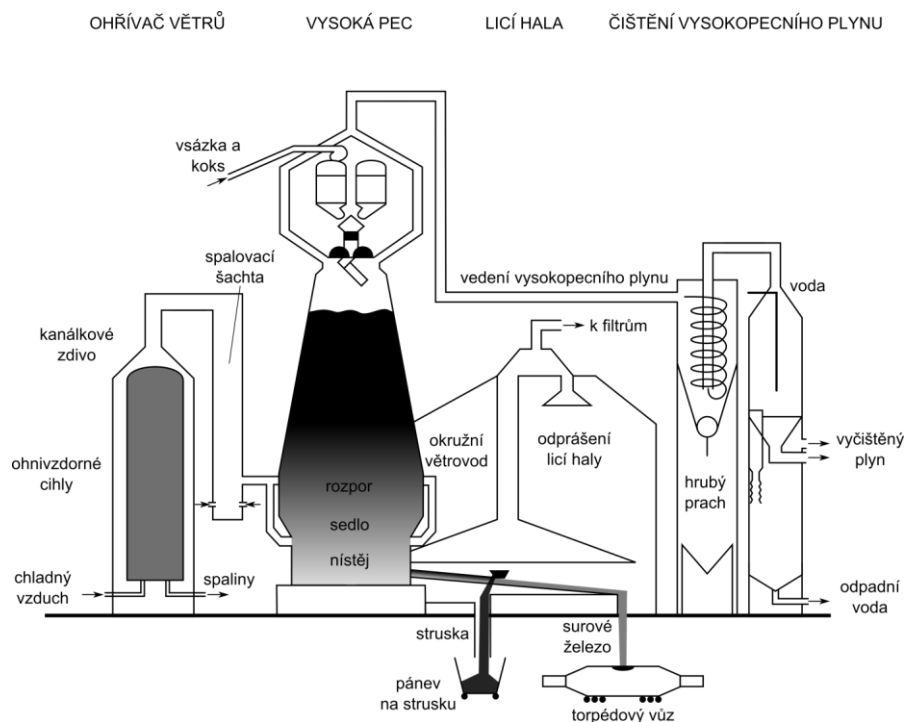
Vysokopecní plyn vzniká jako vedlejší produkt při výrobě surového železa ve vysoké peci. Následně se upravuje a využívá v železárnách v ohřivačích vzduchu, pro výrobu páry potřebné pro technologii železáren a výrobu elektrické energie.

Vysokopecní plyn lze zařadit mezi plyny málo výhřevné, jehož výhřevnost se pohybuje v rozmezí $3,2 - 4,6 \text{ MJ/m}^3_{\text{pl}}$. Jeho produkce dosahuje přibližně hodnoty $1200 - 2000 \text{ m}^3_{\text{pl}}/\text{t}$ surového železa.

Spalování vysokopecního plynu je často požadováno při realizaci kotlů a energetických zařízení v železárnách [2].

2.1 Princip a místo vzniku vysokopecního plynu

Vysoká pec tvoří uzavřený systém, do kterého se zavázejí materiály obsahující železo ve formě kusové železné rudy, aglomerátu a pelet. Současně se plynule přidávají aditiva (struskotvorné přísady jako je vápenec) a redukční činidla (koks). Tyto materiály a přísady se zavázejí pomocí zavážecího systému vrcholem pecní šachty, který zabraňuje úniku vznikajícího vysokopecního plynu.



Obr. 1 Zjednodušené schéma vysoké pece s dvoustupňovou úpravou vysokopecního plynu [2]

V úrovni výfučny se injektuje dmýchaný proud horkého vzduchu (obohacený kyslíkem) a pomocná redukční činidla (práškové uhlí, zemní plyn, olej, někdy i plasty), což poskytuje protiproud redukčních plynů.

Dmýchaný vzduch reaguje s redukčními činidly a vzniká především CO, který redukuje oxidy železa na kovové železo. V níštěji se shromažďuje tekuté železo současně se struskou a následně se obojí odlévá. Tekuté železo se přepravuje v torpédových pánvích do ocelárny a struska se dále zpracovává na přísady, které se využijí při stavbě silnic a výrobě cementu.

Vzniklý vysokopecní plyn se shromažďuje ve vrcholu pece, následně se upravuje a rozesílá do provozu, kde je využit jako palivo k výrobě elektrické energie a tepla [2].

2.2 Složení a porovnání plyných paliv

Pro energetické účely lze využívat různé druhy plyných paliv. Tyto paliva můžeme rozdělit podle výhřevnosti do čtyř základních skupin.

- A - málo výhřevné (do $8,37 \text{ MJ/m}^3_{\text{N pl}}$)
- B - středně výhřevné (do $12,56 \text{ MJ/m}^3_{\text{N pl}}$)
- C - velmi výhřevné (do $20,93 \text{ MJ/m}^3_{\text{N pl}}$)
- D - velmi vysoce výhřevné (nad $20,93 \text{ MJ/m}^3_{\text{N pl}}$)

Topný plyn		Složení [obj. %]							Výhřevnost MJ/m ³	Teoretická spalovací teplota °C
		Hořlavé složky				Balast				
		CO	H ₂	CH ₄	C _n H _m	N ₂	CO ₂	O ₂		
A	vysokopecní plyn	26	2	0,4	-	59,6	12	-	3,66	1400
	generátorový plyn z černého uhlí	23,4	12,9	3,9	0,2	55,8	3,8	-	5,93	1740
B	plyn z nízkoteplotní karbonizace hnědého uhlí	9	18	17	0,3	8,4	4	0,3	9,73	1750
	vodní plyn z koku	41	49,5	1	-	4	4,5	-	10,89	2215
C	svítiplyn koksárenský	6,6	47,9	23,1	2,4	16,4	3,4	0,1	16,13	2130
	svítiplyn plynárenský	10	47	22,4	1,6	14,3	4,2	0,5	15,7	2125
	svítiplyn tlakový koksárenský	13,3	67,6	16,9	0,2	3	3,8	0,2	14,75	2140
D	zemní plyn naftový	-	-	95,5	-	2,9	1,6	-	34,16	2030
	zemní plyn koksárenský	35	-	53,3	6,3	4,9	-	0,5	36,65	2060

Tab. 1 Složení vybraných druhů paliv [3]

2.3 Úpravy vysokopecního plynu

Vysokopecní plyn, který odchází z vysoké pece, obsahuje mnoho jemných odpadních produktů, které je nutno před jeho dalším zpracováním odstranit. Čištění plynu probíhá ve třech stupních [4], [5].

1. **Hrubé čištění** – plyn se čistí v suchých prašnicích a to v gravitačních komorách nebo v cyklónech. V zařízení se usadí přibližně 80 % veškerého prachu. Plyn na výstupu obsahuje nečistoty (prachové částice) v rozsahu 1 až 4 g/m³.
2. **Polojemné čištění** – provádí se ve vodou skrápěných kolonách (skrubrech) a Venturiho pračkách. Skrubry jsou ocelové nádoby válcového tvaru. V horní části jsou umístěny trysky, které tvoří hustou vodní clonu. Spodní část působí jako prašník se zesíleným účinkem vody. Plyn na výstupu obsahuje 0,1 – 0,8 g/m³ prachových částic.
3. **Jemné čištění** – probíhá v elektrostatických odlučovačích prachu. Princip činnosti spočívá v ionizaci plynu mezi dvěma elektrodami s velkým potenciálním rozdílem stejnosměrného napětí. Kladné sběrací elektrody mají různý tvar podle konstrukce a použití odlučovače. Nejčastěji se jedná o různě tvarované desky nebo trubky ve vzdálenosti 30 – 40 cm. Záporné nabíjecí elektrody tvoří drát umístěný uvnitř profilů. Plyn na výstupu obsahuje 0,01 – 0,05 g/m³ prachových částic.

3 Stechiometrické výpočty

3.1 Složení vysokopecního plynu

Vysokopecní plyn je složený z následujících plynných složek, které jsou zbaveny vlhkosti.

Dusík	N ₂	49,9	% obj. dry
Kysličník uhelnatý	CO	22,25	% obj. dry
Kysličník uhličitý	CO ₂	22,27	% obj. dry
Vodík	H ₂	4	% obj. dry
Kyslík	O ₂	1	% obj. dry

Doplňující informace:

Výhřevnost	Q _i ^r	3,24	MJ/Nm ³ dry
Prach		5	mg/Nm ³ dry
Kysličníky síry	SO _x	10	mg/Nm ³ dry
teplota okolí	t _{ok}	20	°C

3.2 Objemová procenta oxidu siřičitého ve vysokopecním plynu

Pro další výpočty je nutné přepočítat množství oxidu siřičitého v suchém plynu na objemová procenta. Ve vysokopecním plynu se vyskytuje pouze prchavá část oxidu siřičitého a jedná se o nehořlavou složku plynu.

Hustota oxidu siřičitého:

$$\rho_{\text{SO}_2} = 2,97 \frac{\text{kg}}{\text{m}_{\text{N SO}_2}^3} \quad 3-1$$

Měrný objem oxidu siřičitého:

$$v_{\text{SO}_2} = \frac{1}{\rho_{\text{SO}_2}} = \frac{1}{2,97} = 0,3367 \frac{\text{m}_{\text{N SO}_2}^3}{\text{kg}} \quad 3-2$$

Výpočet objemových procent oxidu siřičitého ve vysokopecním plynu:

$$\text{SO}_2 = \text{SO}_x \cdot v_{\text{SO}_2} = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 0,337 = 0,00000337 \frac{\text{m}_{\text{N SO}_2}^3}{\text{m}_{\text{N pl}}^3} \quad 3-3$$

$$\text{SO}_2 = \text{SO}_x \cdot v_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 0,337 \cdot 100 = 0,000337 \% \text{ obj. dry}$$

3.3 Výpočet skutečných objemových procent kyslíku

Kyslík není v laboratoři stanovený jako prvek, ale je dopočítaný.

$$\text{O}_2 = 100 - \text{N}_2 - \text{CO} - \text{CO}_2 - \text{H}_2 - \text{SO}_2 \quad 3-4$$

$$\text{O}_2 = 100 - 49,9 - 22,25 - 22,27 - 4 - 0,0003367 = 1,5797 \% \text{ obj. dry}$$

3.4 Stechiometrické množství vzduchu

Minimální objem kyslíku na spálení 1 m³_{N pl} suchého plynu:

$$O_{2 \min} = 0,5 \cdot \frac{CO + H_2}{100} + 1,5 \cdot \frac{H_2S}{100} + \sum \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot \frac{C_x H_y}{100} - \frac{O_2}{100} \quad 3-5$$

$$O_{2 \min} = 0,5 \cdot \frac{22,25 + 4}{100} + 0 + 0 - \frac{1,5797}{100} = 0,1155 \frac{m^3_{N O_2}}{m^3_{N pl}}$$

Minimální objem suchého vzduchu na spálení 1 m³_{N pl} suchého plynu:

$$O_{vzd.min}^s = \frac{100}{21} \cdot O_{2 \min} = \frac{100}{21} \cdot 0,1155 = 0,5498 \frac{m^3_{N vzd}}{m^3_{N pl}} \quad 3-6$$

Minimální objem vlhkého vzduchu na spálení 1 m³_{N pl} suchého plynu:

$$O_{vzd.min}^v = f_v \cdot O_{vzd.min}^s = 1,016 \cdot 0,5498 = 0,5586 \frac{m^3_{N vzd}}{m^3_{N pl}} \quad 3-7$$

Součinitel f_v , byl stanoven pro nadmořskou výšku 6 m. n. m., relativní vlhkost $\varphi = 70 \%$ a teplotu okolí $t_{ok} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Lze vypočítat také podle následujícího vzorce.

$$f_v = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} \quad 3-8$$

3.5 Množství jednotlivých složek plynů ve spalínách

Objem CO₂ ve spalínách:

$$O_{CO_2}^{sp} = 0,01 \cdot \left[CO + CO_2 + \sum x \cdot C_x H_y + 0,03 \cdot O_{vzd.min}^s \right] \quad 3-9$$

$$O_{CO_2}^{sp} = 0,01 \cdot [22,25 + 22,27 + 0 + 0,03 \cdot 0,5498] = 0,4453 \frac{m^3_{N CO_2}}{m^3_{N pl}}$$

Objem N₂ ve spalínách:

$$O_{N_2}^{sp} = 0,01 \cdot [N_2 + 78,05 \cdot O_{vzd.min}^s] \quad 3-10$$

$$O_{N_2}^{sp} = 0,01 \cdot [49,9 + 78,05 \cdot 0,5498] = 0,9281 \frac{m^3_{N N_2}}{m^3_{N pl}}$$

Objem Ar ve spalínách:

$$O_{Ar}^{sp} = 0,0092 \cdot O_{vzd.min}^s = 0,0092 \cdot 0,5498 = 0,00506 \frac{m^3_{N Ar}}{m^3_{N pl}} \quad 3-11$$

Objem SO₂ ve spalínách:

$$O_{SO_2}^{sp} = 0,00000337 \frac{m^3_{N SO_2}}{m^3_{N pl}} \quad 3-12$$

Objem vodní páry H₂O ve spalinách:

$$O_{\text{H}_2\text{O min}}^{\text{SP}} = 0,01 \cdot \left[\sum \frac{y}{X} \cdot C_x H_y + \text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} \right] + (f_v - 1) \cdot O_{\text{vzd.min}}^{\text{s}} \quad 3-13$$

$$O_{\text{H}_2\text{O min}}^{\text{SP}} = 0,01 \cdot [0 + 4 + 0] + (1,016 - 1) \cdot 0,5498 = 0,0401 \frac{\text{m}_{\text{N H}_2\text{O}}^3}{\text{m}_{\text{N pl}}^3}$$

3.6 Stechiometrické množství spalin

Minimální objem suchých spalin při spálení 1 m_{N pl}³ suchého plynu:

$$O_{\text{sp.min}}^{\text{s}} = O_{\text{CO}_2}^{\text{SP}} + O_{\text{SO}_2}^{\text{SP}} + O_{\text{N}_2}^{\text{SP}} + O_{\text{Ar}}^{\text{SP}} \quad 3-14$$

$$O_{\text{sp.min}}^{\text{s}} = 0,4453 + 0,00000337 + 0,9281 + 0,00506 = 1,3785 \frac{\text{m}_{\text{N sp}}^3}{\text{m}_{\text{N pl}}^3}$$

Minimální objem vlhkých spalin při spálení 1 m_{N pl}³ suchého plynu:

$$O_{\text{sp.min}}^{\text{v}} = O_{\text{sp.min}}^{\text{s}} + O_{\text{H}_2\text{O min}}^{\text{SP}} \quad 3-15$$

$$O_{\text{sp.min}}^{\text{v}} = 1,3785 + 0,0401 = 1,4186 \frac{\text{m}_{\text{N sp}}^3}{\text{m}_{\text{N pl}}^3}$$

3.7 Skutečné množství spalin a vzduchu

Skutečný objem vlhkých spalin při spálení 1 m_{N pl}³ suchého plynu s přebytkem vzduchu:

Nejefektivnější spalovací proces probíhá při spalování suchého plynu s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,17$, který je zvolený na základě konzultace a vychází z praxe.

$$O_{\text{sp}}^{\text{v}} = O_{\text{sp.min}}^{\text{v}} + (\alpha - 1) \cdot O_{\text{vzd.min}}^{\text{v}} \quad 3-16$$

$$O_{\text{sp}}^{\text{v}} = 1,4186 + (1,17 - 1) \cdot 0,5586 = 1,5136 \frac{\text{m}_{\text{N sp}}^3}{\text{m}_{\text{N pl}}^3}$$

Skutečný objem vodní páry H₂O ve spalinách:

$$O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{SP}} = O_{\text{H}_2\text{O min}}^{\text{SP}} + (f_v - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{\text{vzd.min}}^{\text{s}} \quad 3-17$$

$$O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{SP}} = 0,0401 + (1,016 - 1) \cdot (1,17 - 1) \cdot 0,5498 = 0,0416 \frac{\text{m}_{\text{N H}_2\text{O}}^3}{\text{m}_{\text{N pl}}^3}$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu s přebytkem vzduchu:

$$O_{\text{vzd}}^{\text{v}} = \beta \cdot O_{\text{vzd.min}}^{\text{v}} = 1,17 \cdot 0,5586 = 0,6535 \frac{\text{m}_{\text{N vzd}}^3}{\text{m}_{\text{N pl}}^3} \quad 3-18$$

3.8 Entalpie produktů spalování

t [°C]	i _{CO₂} [kJ/m ³]	i _{N₂} [kJ/m ³]	i _{H₂O} [kJ/m ³]	i _{SO₂} [kJ/m ³]	i _{Ar} [kJ/m ³]	cp _{vzd} [kJ/m ³ · K]
100	170	130	150	189	93	1,300
200	357	260	304	392	186	1,307
300	559	392	463	610	278	1,317
400	772	527	626	836	372	1,329
500	994	666	795	1070	465	1,343
600	1225	804	969	1310	557	1,356
700	1462	948	1149	1550	650	1,371
800	1705	1094	1334	1800	743	1,384
900	1952	1242	1526	2050	834	1,398
1000	2204	1392	1723	2305	928	1,410
1100	2464	1546,8	1934,2	2562	1020,4	1,422
1200	2724	1701,6	2145,4	2819	1112,8	1,433
1300	2984	1856,4	2356,6	3076	1205,2	1,443
1400	3244	2011,2	2567,8	3333	1297,6	1,453
1500	3504	2166	2779	3590	1390	1,462
1600	3772	2325,8	3008,4	3850	1483	1,471
1700	4040	2485,6	3237,8	4110	1576	1,478
1800	4308	2645,4	3467,2	4370	1669	1,486
1900	4576	2805,2	3696,6	4630	1762	1,493
2000	4844	2965	3926	4890	1855	1,500

Tab. 2 Tabulka entalpie složek spalin a měrné teplo suchého vzduchu

Entalpie spalin:

$$I_{sp}^v = I_{sp.min}^v + (\alpha - 1) \cdot I_{vzd.min}^s \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}} \right] \quad 3-19$$

Entalpie minimálního objemu vlhkých spalin:

$$I_{sp.min}^v = O_{CO_2}^{sp} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2}^{sp} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2}^{sp} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O}^{sp} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar}^{sp} \cdot i_{Ar} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}} \right] \quad 3-20$$

Entalpie minimálního objemu suchého vzduchu:

$$I_{vzd.min}^s = O_{vzd.min}^s \cdot (cp_{vzd} \cdot t)_{vzd} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{vzd}} \right] \quad 3-21$$

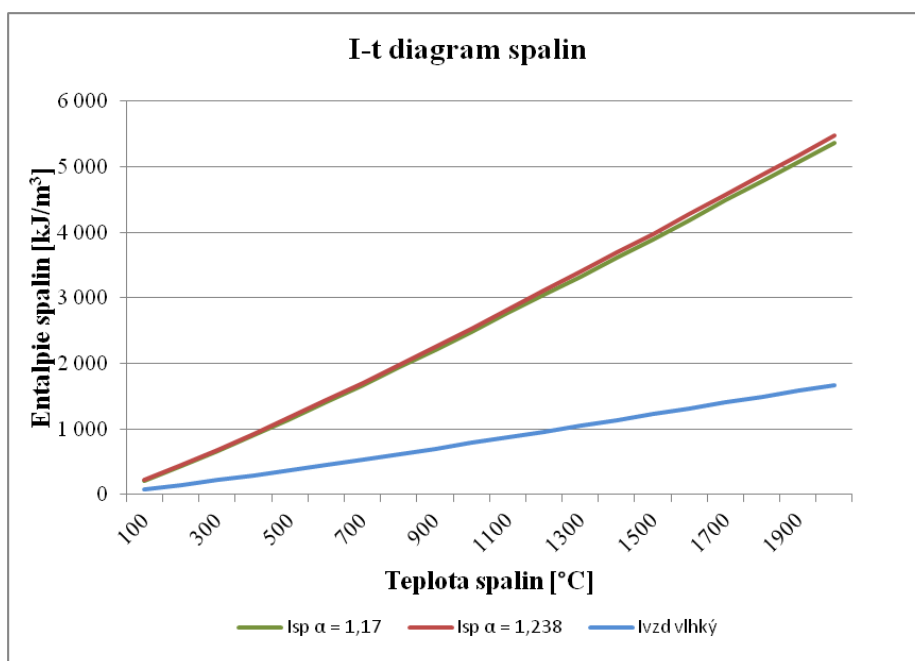
Entalpie minimálního objemu vlhkého vzduchu:

$$I_{vzd.min}^v = I_{vzd.min}^s \cdot f_v \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{vzd}} \right] \quad 3-22$$

t [°C]	$I_{sp.min}^v$ [kJ/m ³ _{sp}]	$I_{vzd.min}^s$ [kJ/m ³ _{vzd}]	$I_{vzd.min}^v$ [kJ/m ³ _{vzd}]	I_{sp} [kJ/m ³ _{sp}]	
				$\alpha = 1,17$	$\alpha = 1,238$
100	203,0736	71,4711	72,6147	215,2237	220,0837
200	413,8847	143,7120	146,0113	438,3158	448,0882
300	633,4355	217,2173	220,6927	670,3624	685,1332
400	860,8460	292,2620	296,9381	910,5305	930,4043
500	1096,2216	369,1759	375,0827	1158,9815	1184,0855
600	1334,8804	447,2993	454,4561	1410,9213	1441,3376
700	1582,0344	527,6219	536,0638	1671,7302	1707,6085
800	1833,9249	608,7141	618,4536	1937,4063	1978,7988
900	2089,7339	691,7306	702,7983	2207,3281	2254,3658
1000	2349,8491	775,1869	787,5899	2481,6308	2534,3435
1100	2618,5644	859,6603	873,4148	2764,7067	2823,1636
1200	2887,2798	945,3981	960,5245	3047,9975	3112,2846
1300	3155,9952	1031,3284	1047,8297	3331,3210	3401,4514
1400	3424,7106	1118,3583	1136,2520	3614,8315	3690,8798
1500	3693,4259	1205,6630	1224,9536	3898,3887	3980,3737
1600	3971,1046	1293,9574	1314,6607	4191,0774	4279,0665
1700	4248,7833	1381,6057	1403,7114	4483,6562	4577,6054
1800	4526,4619	1470,0512	1493,5720	4776,3706	4876,3341
1900	4804,1406	1559,2939	1584,2426	5069,2206	5175,2525
2000	5081,8192	1649,3338	1675,7232	5362,2060	5474,3607

Tab. 3 Tabulka entalpie vzduchu a produktů spalování

3.9 I-t diagram vzduchu a spalin



Obr. 2 I-t diagram vzduchu a spalin (pro různé přebytky vzduchu)

4 Tepelná bilance kotle

Teplo přivedené do kotle:

Celkové teplo přivedené do kotle na $1 \text{ m}_{\text{N pl}}^3$ vysokopecního plynu odpovídá výhřevnosti paliva.

$$Q_p^p = Q_i^r = 3\,240 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{\text{N pl}}^3} \quad 4-1$$

4.1 Ztráty kotle a tepelná účinnost

Při spalování plynů se neuvažuje ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích a ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků. Ostatní tepelné ztráty mají vliv na tepelnou účinnost.

4.1.1 Ztráta hořlavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem)

Vypočteme ze vzorce pro ztráty hořlavinou ve spalinách plynu, při referenčním obsahu kyslíky $O_{2\text{ref}} = 3\%$ a emisním limitu $\text{CO} = 100 \text{ mg}/\text{m}_{\text{N pl}}^3$ [6].

$$Z_{\text{cn}} = \frac{0,2116 \cdot \text{mgCO} \cdot O_{\text{sp,min}}^s}{(21 - O_{2\text{ref}}) \cdot Q_p^p} \cdot 100 \quad 4-2$$

$$Z_{\text{cn}} = \frac{0,2116 \cdot 100 \cdot 1,379}{(21 - 3) \cdot 3\,240} \cdot 100 = 0,05\%$$

4.1.2 Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta)

Výpočet se vztahuje pro výstupní teplotu spalin $\vartheta_K = 132\text{ °C}$, teplotu vzduchu okolí $t_{\text{ok}} = 20\text{ °C}$ a přebytek vzduchu za kotlem $\alpha_K = 1,238$.

Měrné teplo spalin:

$$c_{\text{sp}} = \frac{I_{\text{sp}}}{O_{\text{sp}}^v \cdot \vartheta_K} = \frac{293,045}{1,514 \cdot 132} = 1,467 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{\text{sp}}^3 \cdot \text{K}} \quad 4-3$$

Výpočet ztráty fyzickým teplem spalin:

$$Z_k = \frac{O_{\text{sp}}^v \cdot c_{\text{sp}} \cdot (\vartheta_K - t_{\text{ok}})}{Q_p^p} \cdot 100 \quad 4-4$$

$$Z_k = \frac{1,514 \cdot 1,467 \cdot (132 - 20)}{3240} \cdot 100 = 7,674\%$$

4.1.3 Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením

Odečteno z grafu normy ČSN EN 12952-15 pro hliníkový nátěr – oplechování a parní výkon $M_{\text{pp}} = 255 \text{ t/h}$.

$$Z_{\text{sv}} = 0,23\% \quad 4-5$$

4.1.4 Nepočitatelná ztráta

Vzhledem k výpočtu kotle na vysokopecní plyn se zavede nepočitatelná ztráta, protože vztahy v návodu na tepelný výpočet nejsou přesně přizpůsobeny tomuto palivu. Tato ztráta byla zvolena po konzultaci.

$$Z_{\text{nep}} = 8 \% \quad 4-6$$

4.1.5 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - \sum Z_i = 100 - Z_{\text{cn}} - Z_k - Z_{\text{sv}} - Z_{\text{nep}} \quad 4-7$$

$$\eta_k = 100 - 0,05 - 7,6742 - 0,23 - 8 = 84,046 \%$$

4.2 Výrobní teplo páry a množství paliva

Parní výkon kotle = množství přehřáté páry:

$$M_{\text{PP}} = 255 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 70,833 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad 4-8$$

Množství páry vstupující do přehříváku RH 1:

$$M_{\text{MP}}^{\text{vstup}} = 240 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 66,667 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad 4-9$$

Množství vstříku mezi RH 1 a RH 2:

$$M_{\text{VST III}} = 5 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 1,389 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad 4-10$$

Množství páry vystupující z přehříváku RH 2:

$$M_{\text{MP}}^{\text{výstup}} = M_{\text{MP}}^{\text{vstup}} + M_{\text{VST III}} = 240 + 5 = 245 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 68,056 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad 4-11$$

Množství odluhu:

Odluh bereme přibližně 0,5 % z parního výkonu kotle.

$$M_{\text{OD}} = 0,005 \cdot M_{\text{PP}} = 0,005 \cdot 255 = 1,275 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 0,354 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad 4-12$$

Určení entalpie v závislosti na základních parametrech média

Pro výpočet tepelného výkonu je nutné znát entalpie média [7].

Entalpie napájecí vody:

$$t_{\text{NV}} = 257 \text{ }^\circ\text{C}, p_{\text{NV}} = 17,7 \text{ MPa} \rightarrow i_{\text{NV}} = 1119,451 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad 4-13$$

Entalpie přehřáté páry:

$$t_{\text{PP}} = 567 \text{ }^\circ\text{C}, p_{\text{PP}} = 16,6 \text{ MPa} \rightarrow i_{\text{PP}} = 3480,339 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad 4-14$$

Entalpie páry na vstupu do přehříváku RH 1:

$$t_{1P} = 342 \text{ °C}, p_{1P} = 3,6 \text{ MPa} \rightarrow i_{1P} = 3082,956 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad 4-15$$

Entalpie páry na výstupu z přehříváku RH 2:

$$t_{2P} = 567 \text{ °C}, p_{2P} = 3,3 \text{ MPa} \rightarrow i_{2P} = 3605,344 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad 4-16$$

Entalpie syté kapaliny při tlaku v bubnu:

$$p_{\text{BUB}} = 17,3 \text{ MPa} \rightarrow i' = 1702,416 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad 4-17$$

Tepelný výkon kotle:

$$Q_V = M_{PP} \cdot (i_{PP} - i_{NV}) + M_{MP}^{\text{vstup}} \cdot (i_{2P} - i_{1P}) + M_{VST III} \cdot (i_{2P} - i_{NV}) + M_{OD} \cdot (i' - i_{NV}) \quad 4-18$$

$$Q_V = 70,833 \cdot (3480,339 - 1119,451) + 66,667 \cdot (3605,344 - 3082,956) + 1,389 \cdot (3605,344 - 1119,451) + 0,354 \cdot (1702,416 - 1119,451)$$

$$Q_V = 205\,714 \text{ kW} \rightarrow 205,714 \text{ MW}$$

Množství paliva:

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$m_{\text{Pl}(t)} = \frac{Q_V}{Q_P^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{205\,714}{3\,240 \cdot \frac{84,046}{100}} = 75,545 \frac{\text{m}^3_{\text{N pl}}}{\text{s}} \quad 4-19$$

Množství paliva skutečně spáleného:

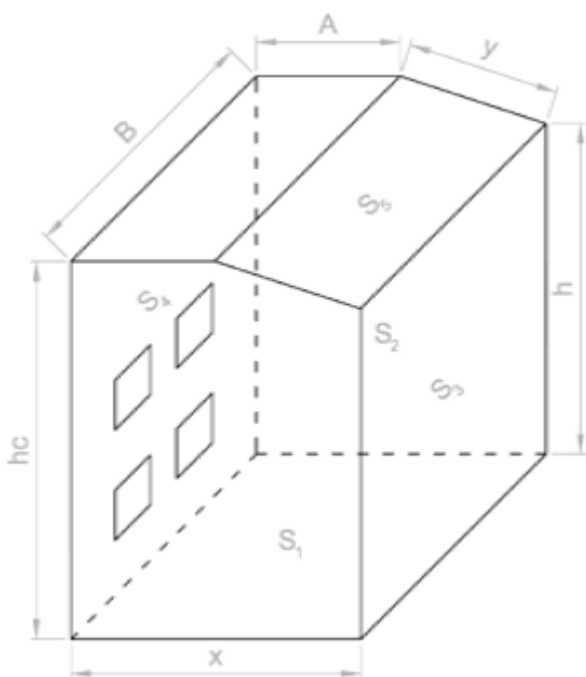
$$m_{\text{Pl}} = m_{\text{Pl}(t)} \cdot \left(1 - \frac{Z_C}{100}\right) = m_{\text{Pl}(t)} \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = 75,545 \frac{\text{m}^3_{\text{N pl}}}{\text{s}} \quad 4-20$$

5 Výpočet spalovací komory

Ve spalovací komoře je spalován vysokopecní plyn, který má velmi nízkou výhřevnost a jeho složení je prakticky na hranici hoření. Tyto špatné vlastnosti jsou způsobeny již zmíněným složením vysokopecního plynu, kdy jeho většinu tvoří netečné plyny (N_2, CO_2), které zabraňují plnému rozvinutí hoření plamene. Z tohoto důvodu jsou některé vzorce vytvořené pro výpočet plyných paliv (převážně pro zemní plyn) nahrazeny vzorci pro výpočet tuhých paliv, popřípadě upraveny na základě konzultace.

5.1 Rozměry spalovací komory

Rozměry spalovací komory byly voleny dle doporučení výrobce.



Šířka tahu nad spalovací komorou:

$$A = 5,09 \text{ m}$$

Hloubka spalovací komory:

$$B = 9,27 \text{ m}$$

Výška spalovací komory:

$$h = 11,69 \text{ m}$$

Celková výška spalovací komory:

$$h_c = 13,37 \text{ m}$$

Šířka spalovací komory:

$$x = 10,25 \text{ m}$$

Zkosení spalovací komory:

$$y = 5,46 \text{ m}$$

Obr. 3 Schéma spalovací komory kotle

Celkový povrch stěn ohniště:

Celkový povrch stěn ohniště nezahrnuje plochu hořáků a plochu výstupního okna spalin.

Povrch spodní části spalovací komory: $S_1 = 94,98 \text{ m}^2$

Povrch přední (zadní) stěny spalovací komory: $S_2 = 132,69 \text{ m}^2$

Povrch pravé boční stěny spalovací komory: $S_3 = 108,38 \text{ m}^2$

Povrch levé boční stěny spalovací komory: $S_4 = 111,47 \text{ m}^2$

Povrch zkosené stěny spalovací komory: $S_5 = 50,32 \text{ m}^2$

Výpočet celkového povrchu stěn ohniště:

$$F_{st} = S_1 + 2 \cdot S_2 + S_3 + S_4 + S_5 = 630,54 \text{ m}^2$$

5-1

$$F_{st} = 94,98 + 2 \cdot 132,69 + 108,38 + 111,47 + 50,32 = 630,54 \text{ m}^2$$

Celkový objem spalovací komory:

$$V_0 = 1230,033 \text{ m}^3$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště:

Velké množství netečných plynů zmenšuje účinnou sálavou plochu stěn ohniště.

Dle konzultace volím úhlový součinitel trubkové stěny $x_{st} = 0,84$.

$$F_{\dot{u}s} = x_{st} \cdot F_{st} = 0,84 \cdot 630,54 = 529,65 \text{ m}^2 \quad 5-2$$

5.2 Tepelný výpočet ohniště

5.2.1 Teplota spalin na konci ohniště

Teplotu spalin na konci ohniště si předem zvolíme $\vartheta_0 = 1103 \text{ }^\circ\text{C}$. Výpočtem ověříme, jestli se teplota spalin na konci ohniště shoduje se zvolenou. Odchylka zvolené a vypočtené teploty by neměla být více než $\pm 50 \text{ }^\circ\text{C}$ [1]. V případě větší odchylky výpočet opakujeme, dokud není tolerance splněna.

5.2.2 Součinitel M

Poměrná výška hořáků:

Hodnoty střední výšky hořáků h_h a celkové výšky spalovací komory h_c jsou odečteny z výkresové dokumentace výrobce.

$$x_0 = \frac{h_h}{h_c} = \frac{4,77}{13,37} = 0,357 \quad 5-3$$

Výpočet součinitele M:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0,357 = 0,411 \quad 5-4$$

5.2.3 Boltzmannovo číslo

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{sv}}{\eta_k + Z_{sv}} = 1 - \frac{0,23}{84,046 + 0,23} = 0,997 \quad 5-5$$

Entalpie spalin pro zvolenou teplotu spalin ϑ_0 na konci ohniště:

Entalpie spalin je určena z tabulky entalpie vzduchu a produktů spalování.

$$I_0 = 2773,486 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3} \quad 5-6$$

Teplo přivedené do kotle se vzduchem:

$$Q_{vzd} = \alpha \cdot I_{vzd.min}^V = 1,17 \cdot 58,0917 = 67,967 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{vzd}^3} \quad 5-7$$

Užitečné teplo uvolněné ve spalovací komoře:

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{cn}}{100} + Q_{vzd} \quad 5-8$$

$$I_u = 3\,240 \cdot \frac{100 - 0,05}{100} + 162,292 = 3306,347 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3} \quad 5-9$$

Adiabatická teplota spalin:

Z tabulky entalpie vzduchu a produktů spalování určíme teplotu pro vypočítanou entalpii užitečného tepla uvolněného ve spalovací komoře.

$$\vartheta_a = 1291,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O}_{sp} \cdot c = \frac{I_u - I_0}{\vartheta_a - \vartheta_0} = \frac{3306,347 - 2773,486}{1291,1 - 1103} = 2,834 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3 \cdot \text{K}} \quad 5-10$$

Střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn:

Úhlový součinitel pro membránové stěny: $x = 1$

Součinitel zanesení stěn ohniště pro tuhá paliva: $\xi = 0,45$

$$\overline{\psi} = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,45 = 0,45 \quad 5-11$$

Výpočet Boltzmannova čísla:

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot m_{pl} \cdot \overline{O}_{sp} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{úš} \cdot T_a^3} \quad 5-12$$

$$B_0 = \frac{0,997 \cdot 75,545 \cdot 2,834}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 529,65 \cdot (1291,1 + 273,15)^3} = 4,106$$

5.2.4 Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{O_{\text{CO}_2}^{\text{sp}} + O_{\text{SO}_2}^{\text{sp}}}{O_{\text{sp}}^v} = \frac{0,445 + 0,00000337}{1,514} = 0,294 \quad 5-13$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{O_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{sp}}}{O_{\text{sp}}^v} = \frac{0,0416}{1,514} = 0,0293 \quad 5-14$$

$$r_{\text{sp}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,294 + 0,0293 = 0,324 \quad 5-15$$

Tlak v ohništi přetlakového kotle:

$$p = 0,1078 \text{ MPa} \quad 5-16$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů:

$$p_{\text{sp}} = p \cdot r_{\text{sp}} = 0,1078 \cdot 0,324 = 0,0349 \text{ Mpa} \quad 5-17$$

5.2.5 Stupeň černosti ohniště

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{1230,033}{630,54} = 7,023 \text{ m} \quad 5-18$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$K_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_0}{1000} \right) \quad 5-19$$

$$K_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 7,023}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1103 + 273,15}{1000} \right) = 2,104 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

$$K_{NS} = K_{sp} \cdot r_{sp} = 2,104 \cdot 0,324 = 0,681 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad 5-20$$

Součinitel zeslabení sálání svítivé části plamene:

Podíl obsahu uhlíku a vodíku ze složení paliva:

Množství uhlíku v CO:

$$C_{CO} = \frac{22,25}{(12 + 16)} \cdot 12 = 9,536 \% \quad 5-21$$

Množství uhlíku v CO₂:

$$C_{CO_2} = \frac{22,27}{(12 + 2 \cdot 16)} \cdot 12 = 6,074 \% \quad 5-22$$

Celkový množství uhlíku v plynu:

$$C^r = C_{CO} + C_{CO_2} = 9,536 + 6,074 = 15,609 \% \quad 5-23$$

Výpočet podílu obsahu uhlíku a vodíku ze složení paliva:

$$\frac{C^r}{H_2} = \frac{15,6094}{4} = 3,902 \quad 5-24$$

Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí:

$$K_c = 0,5 \cdot (2 - \alpha) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{T_0}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^r}{H_2} \quad 5-25$$

$$K_c = 0,5 \cdot (2 - 1,17) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1103 + 273,15}{1000} - 0,5 \right) \cdot 3,902 = 1,654 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Výpočet součinitele zeslabení sálání svítivé části plamene:

$$K_{SV} = K_{sp} \cdot r_{sp} + K_c = 2,104 \cdot 0,324 + 1,654 = 2,335 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad 5-26$$

Stupeň černosti prostředí v ohništi nesvítivé části plamene:

$$a_{NS} = 1 - e^{-K_{NS} \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,681 \cdot 0,1078 \cdot 7,023} = 0,403 \quad 5-27$$

Stupeň černosti prostředí v ohništi svítivé části plamene:

$$a_{SV} = 1 - e^{-K_{SV} \cdot P \cdot s} = 1 - e^{-2,335 \cdot 0,1078 \cdot 7,023} = 0,829 \quad 5-28$$

Efektivní stupeň černosti plamene:

$$a_{pl} = m \cdot a_{SV} + (1 - m) \cdot a_{NS} = 0,1 \cdot 0,829 + (1 - 0,1) \cdot 0,403 = 0,445 \quad 5-29$$

Součinitel $m = 0,1$ charakterizuje podíl objemu ohniště zaplněného svítivou částí plamene, platí za podmíněk:

$$\frac{m_{pl} \cdot Q_i^r}{V_0} \leq 400 \frac{\text{kW}}{\text{m}^3} \quad 5-30$$

$$\frac{75,545 \cdot 3\,240}{1230,033} \leq 400 \frac{\text{kW}}{\text{m}^3}$$

$$199 \leq 400 \frac{\text{kW}}{\text{m}^3} \Rightarrow \text{platí}$$

Výpočet Stupně černosti ohniště:

$$a_0 = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\psi}} = \frac{0,445}{0,445 + (1 - 0,445) \cdot 0,45} = 0,641 \quad 5-31$$

Výpočet teploty spalin na konci ohniště:

$$\vartheta_0 = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1291,1 + 273,15}{1 + 0,411 \cdot \left(\frac{0,641}{4,106}\right)^{0,6}} - 273,15 = 1103,5 \text{ °C} \quad 5-32$$

Teplota spalin na konci ohniště odpovídá zvolené teplotě.

Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn:

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_0) = 0,997 \cdot (3306,347 - 2773,486) = 531,407 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_N^3 \text{ pl}} \quad 5-33$$

Střední tepelné zatížení stěn ohniště:

$$\bar{q} = \frac{m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_0)}{F_{\dot{u}s}} = \frac{75,545 \cdot 0,997 \cdot (3306,347 - 2773,486)}{529,65} = 75,795 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \quad 5-34$$

6 Návrh konvekčních ploch

Při návrhu konvekčních ploch se vychází z požadavků na výstupní parametry páry, pro kterou se kotel navrhuje.

6.1 Přehřívák SH 4

Z přehříváku SH 4 je pára o požadovaných parametrech vedena na turbínu.

Parametry páry na vstupu do SH 4:

Vstupní tlak je rovný tlaku na výstupu z přehříváku SH 3:

$$p_{in} = 16,64 \text{ MPa}$$

Vstupní teplota je rovna požadované teplotě páry za vstříkem II napájecí vody, který reguluje výstupní teplotu páry z přehříváku SH 3:

$$t_{in} = 453,5 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{in}, t_{in}) :

$$i_{in}^{SH4} = 3139,793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Parametry páry na výstupu z SH 4:

Výstupní tlak je snížený o hodnotu tlakové ztráty přehříváku SH 4:

$$p_{out} = 16,5 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota páry:

$$t_{out} = 567 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{out}, t_{out}) :

$$i_{out}^{SH4} = 3481,338 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon přehříváku SH 4:

$$Q_m^{SH4} = M_{PP} \cdot (i_{out}^{SH4} - i_{in}^{SH4}) \quad 6-1$$

$$Q_m^{SH4} = 70,833 \cdot (3481,338 - 3139,793) = 24\,192,73 \text{ kW}$$

6.2 Přehřívák SH 3

Za přehřívákem SH 3 je teplota páry regulována vstříkem II napájecí vody, jehož množství je $M_{VSTII} = 2,908 \text{ kg/s}$.

Parametry páry na vstupu do SH 3:

Vstupní tlak je rovný tlaku na výstupu z přehříváku SH 2:

$$p_{in} = 16,8 \text{ MPa}$$

Vstupní teplota je rovna požadované teplotě páry za vstřikem I napájecí vody, který reguluje výstupní teplotu páry z přehříváku SH 2:

$$t_{in} = 440 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{in}, t_{in}) :

$$i_{in}^{SH 3} = 3088,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Parametry páry na výstupu z SH 3:

Výstupní tlak je snížen o hodnotu tlakové ztráty přehříváku SH 3:

$$p_{out} = 166,4 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota páry v závislosti na (p_{out}, i_{out}) :

$$t_{out} = 479,8 \text{ °C}$$

Určení entalpie:

$$i_{out}^{SH 3} = \frac{M_{pp} \cdot i_{in}^{SH 4} - M_{VST II} \cdot i_{NV}}{M_{pp} - M_{VST II}} \quad 6-2$$

$$i_{out}^{SH 3} = \frac{70,833 \cdot 3139,793 - 2,908 \cdot 1119,451}{70,833 - 2,908} = 3226,273 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon přehříváku SH 3:

$$Q_m^{SH 3} = (M_{PP} - M_{VST II}) \cdot (i_{out}^{SH 3} - i_{in}^{SH 3}) \quad 6-3$$

$$Q_m^{SH 3} = (70,833 - 2,908) \cdot (3226,273 - 3088,88) = 9\,332,55 \text{ kW}$$

6.3 Přehřívák SH 2

Za přehřívákem SH 2 je teplota páry regulována vstřikem I napájecí vody, jehož množství je $M_{VST I} = 2,553 \text{ kg/s}$.

Parametry páry na vstupu do SH 2:

Vstupní tlak je rovný tlaku na výstupu z přehříváku SH 1:

$$p_{in} = 16,89 \text{ MPa}$$

Vstupní teplota je rovná teplotě páry na výstupu z přehříváku SH 1:

$$t_{in} = 420,3 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{in}, t_{in}) :

$$i_{in}^{SH 2} = 3010,802 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Parametry páry na výstupu ze SH 2:

Výstupní tlak je snížen o hodnotu tlakové ztráty přehříváku SH 2:

$$p_{out} = 16,8 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota páry v závislosti na (p_{out}, i_{out}) :

$$t_{out} = 462 \text{ °C}$$

Určení entalpie:

$$i_{out}^{SH 2} = \frac{(M_{pp} - M_{VST II}) \cdot i_{in}^{SH 3} - M_{VST I} \cdot i_{NV}}{M_{pp} - M_{VST I} - M_{VST II}} \quad 6-4$$

$$i_{out}^{SH 2} = \frac{(70,833 - 2,908) \cdot 3088,88 - 2,553 \cdot 1119,451}{70,833 - 2,553 - 2,908} = 3165,781 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon přehříváku SH 2:

$$Q_m^{SH 2} = (M_{pp} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot (i_{out}^{SH 2} - i_{in}^{SH 2}) \quad 6-5$$

$$Q_m^{SH 2} = (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot (3165,781 - 3010,802) = 10\,131,52 \text{ kW}$$

6.4 Přehřívák SH 1

Přehřívák SH 1 tvoří první hlavní výhřevnou plochu za spalovací komorou. Pára odcházející z bubnu před vstupem do přehříváku SH 1 prochází soustavou přehříváků, kterou tvoří závěsné trubky, stěnový přehřívák ve druhém tahu a stropní přehřívák.

Parametry páry na vstupu do SH 1:

Vstupní tlak je dán rozdílem tlaku v bubnu a tlakové ztráty závěsných trubek, stěnového a stropního přehříváku:

$$p_{in} = 17 \text{ MPa}$$

Vstupní teplota je rovná teplotě ohřátí páry v závěsných trubkách, stěnovém a stropním přehříváku:

$$t_{in} = 366,8 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{in}, t_{in}) :

$$i_{in}^{SH 1} = 2714,145 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Parametry páry na výstupu z SH 1:

Výstupní tlak je snížený o hodnotu tlakové ztráty přehříváku SH 1:

$$p_{out} = 16,89 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota páry je zvolena a bude ověřena výpočtem:

$$t_{out} = 420,3 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{out}, t_{out}) :

$$i_{out}^{SH 1} = 3010,802 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon přehříváku SH 1:

$$Q_m^{SH1} = (M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot (i_{out}^{SH1} - i_{in}^{SH1}) \quad 6-6$$

$$Q_m^{SH1} = (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot (3010,802 - 2714,145) = 19\,393,35 \text{ kW}$$

6.5 Závěsné trubky, stěnový a stropní přehřívák

Jedná se o plochy přehříváku, které tvoří přechod mezi bubnem a přehřívákem SH 1.

Parametry páry na vstupu do přehříváku:

Vstupní tlak odpovídá tlaku v bubnu:

$$p_{in} = 17,3 \text{ MPa}$$

Vstupní teplota odpovídá teplotě syté páry odcházející z bubnu:

$$t_{in} = 353,7 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{in}, t_{in}) :

$$i_{in}^{SH} = 2536,576 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Parametry páry na výstupu z přehříváku:

Výstupní tlak je snížený o hodnotu tlakové ztráty přehříváku:

$$p_{out} = 17 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota páry je zvolena a bude ověřena výpočtem:

$$t_{out} = 366,8 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{out}, t_{out}) :

$$i_{out}^{SH} = 2714,145 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon přehříváku:

$$Q_m^{SH} = (M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot (i_{out}^{SH} - i_{in}^{SH}) \quad 6-7$$

$$Q_m^{SH} = (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot (2714,145 - 2536,576) = 11\,608,24 \text{ kW}$$

6.6 Výparník

Výparník tvoří membránová stěna, výparníková mříž a konvekční svazek. Membránová stěna se nachází v oblasti spalovací komory, prvního a druhého tahu kotle. Výparníková mříž převádí parovodní směs z membránové stěny, oddělující první a druhý tah kotle, do výstupní komory, z které je tato směs převedena do bubnu. Konvekční svazek se nachází jako poslední výhřevná plocha ve druhém tahu kotle.

Parametry média na vstupu a výstupu z výparníku:

Ve výparníku je tlak i teplota konstantní, dochází zde k fázové přeměně syté kapaliny na sytou páru.

Vstupní teplota odpovídá teplotě syté kapaliny na výstupu z bubnu. Výstupní teplota odpovídá syté páře.

$$t_{in} = t_{out} = 353,7 \text{ °C}$$

Vstupní a výstupní tlak je rovný tlaku v bubnu.

$$p_{in} = p_{out} = 17,3 \text{ MPa}$$

Určení entalpie syté kapaliny na vstupu do výparníku v závislosti na ($p_{in}^V = p_{out}^V$):

$$i'_V = 1702,416 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Určení entalpie syté páry na výstupu z výparníku v závislosti na ($p_{in}^V = p_{out}^V$):

$$i''_V = 2536,576 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Teplota média na vstupu do výparníku je snížena o hodnotu nedohřevu vzhledem k mezi sytosti kapaliny. Nedohřev vody z ekonomizéru je zvolen 28 °C a je kompenzován výparníkem.

Tepelný výkon výparníku v nedohřevu:

$$Q_m^{NV} = (M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot (i'_V - i_{out}^{ECO}) \quad 6-8$$

$$Q_m^{NV} = (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot (1702,416 - 1484,814) = 14\,225,36 \text{ kW}$$

Tepelný výkon výparníku:

$$Q_m^V = (M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot (i''_V - i'_V) \quad 6-9$$

$$Q_m^V = (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot (2536,576 - 1702,416) = 54\,531,65 \text{ kW}$$

Celkový tepelný výkon výparníku:

$$Q_m^{CV} = Q_m^{NV} + Q_m^V = 14\,225,36 + 54\,531,65 = 68\,757 \text{ kW}$$

6.7 Ekonomizér

Ekonomizér zajišťuje ohřev napájecí vody. Z ekonomizéru je voda o nedohřevu vedena do bubnu kotle.

Parametry vody na vstupu do ekonomizéru:

Vstupní tlak:

$$p_{in} = 17,7 \text{ MPa}$$

Vstupní teplota vody:

$$t_{in} = 257 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{in}, t_{in}) :

$$i_{in}^{ECO} = i_{NV} = 1119,451 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Parametry vody na výstupu z ekonomizéru:

Výstupní tlak je snížený o hodnotu tlakové ztráty ekonomizéru ECO (1-3):

$$p_{out} = 17,3 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota vody v ekonomizéru je nižší o $\Delta t = 42,5 \text{ °C}$ od syté kapaliny z důvodu nedohřevu:

$$t_{out} = 325,7 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{out}, t_{out}) :

$$i_{out}^{ECO} = 1484,814 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Teplný výkon ekonomizéru:

$$Q_m^{ECO} = (M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot (i_{out}^{ECO} - i_{in}^{ECO}) \quad 6-10$$

$$Q_m^{ECO} = (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot (1484,814 - 1119,451) = 23\,884,91 \text{ kW}$$

6.8 Teplosměnné plochy přehříváků páry

Pro opětovné přehřátí již vyexpedované páry v turbíně se v kotli nacházejí přehříváky páry. Tyto přehříváky RH 1 a RH 2 mají svůj vlastní okruh napájecí vody. Mezi přehříváky se nachází vstřík napájecí vodou, který reguluje výstupní teplotu přehříváku RH 1. Množství vstříku je $M_{VST III} = 1,389 \text{ kg/s}$.

6.8.1 Přehřívák RH 2

Z přehříváku RH 2 je přehřátá pára vedena na nízkotlaký stupeň turbíny.

Parametry páry na vstupu do RH 2:

Vstupní tlak je rovný tlaku na výstupu z přehříváku RH 1:

$$p_{in} = 3,37 \text{ MPa}$$

Vstupní teplota je rovna požadované teplotě páry za vstřikem III napájecí vody, který reguluje výstupní teplotu páry z přehříváku RH 1:

$$t_{in} = 465,8 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{in}, t_{in}) :

$$i_{in}^{RH 2} = 3375,486 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Parametry páry na výstupu ze RH 2:

Výstupní tlak je snížený o hodnotu tlakové ztráty přehříváku RH 2:

$$p_{out} = 3,3 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota páry:

$$t_{out} = 567 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{out}, t_{out}) :

$$i_{out}^{RH 2} = 3605,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon přehříváku RH 2:

$$Q_m^{RH 2} = (M_{MP}^{vstup} + M_{VST III}) \cdot (i_{out}^{RH 2} - i_{in}^{RH 2}) \quad 6-11$$

$$Q_m^{RH 2} = (66,667 + 1,389) \cdot (3605,34 - 3375,486) = 15\,643,12 \text{ kW}$$

6.8.2 Přehřívák RH 1

Do přehříváku RH 1 vstupuje již vyexpandovaná pára z turbíny, kterou je nutné znova přehřát na požadované parametry.

Parametry páry na vstupu do RH 1:

Vstupní tlak:

$$p_{in} = 3,6 \text{ MPa}$$

Vstupní teplota páry:

$$t_{in} = 342 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na (p_{in}, t_{in}) :

$$i_{in}^{RH 1} = 3082,956 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Parametry páry na výstupu z RH 1:

Výstupní tlak je snížený o hodnotu tlakové ztráty přehříváku RH 1:

$$p_{out} = 3,37 \text{ MPa}$$

Výstupní teplota páry v závislosti na (p_{out}, i_{out}) :

$$t_{out} = 486,6 \text{ °C}$$

Určení entalpie:

$$i_{\text{out}}^{\text{RH } 1} = \frac{(M_{\text{MP}}^{\text{vstup}} + M_{\text{VST III}}) \cdot i_{\text{in}}^{\text{RH } 2} - M_{\text{VST III}} \cdot i_{\text{NV}}}{M_{\text{MP}}^{\text{vstup}}} \quad 6-12$$

$$i_{\text{out}}^{\text{RH } 1} = \frac{(66,667 + 1,389) \cdot 3605,34 - 1,389 \cdot 1119,451}{66,667} = 3422,487 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon přehříváku RH 1:

$$Q_m^{\text{RH } 1} = M_{\text{MP}}^{\text{vstup}} \cdot (i_{\text{out}}^{\text{RH } 1} - i_{\text{in}}^{\text{RH } 1}) \quad 6-13$$

$$Q_m^{\text{RH } 1} = 66,667 \cdot (3422,487 - 3082,956) = 22\,635,37 \text{ kW}$$

6.9 Přehled teplosměnných ploch z pohledu pracovního média

Teplosměnná plochy		Tlak [MPa]	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]	Výkon [kW]
Ekonomizér	vstup	17,7	257	1119,451	23 884,91
	výstup	17,3	325,7	1484,814	
Výparník	vstup	17,3	353,7	1702,416	68 757
	výstup	17,3	353,7	2536,576	
Závěsné trubky	vstup	17,3	353,7	2536,576	11 608,24
	výstup	17	366,8	2714,145	
Přehřívák SH 1	vstup	17	366,8	2714,145	19 393,35
	výstup	16,89	420,3	3010,802	
Přehřívák SH 2	vstup	16,89	420,3	3010,802	10 131,52
	výstup	16,8	462	3165,781	
Přehřívák SH 3	vstup	16,8	440	3088,88	9 332,55
	výstup	16,64	479,8	3226,273	
Přehřívák SH 4	vstup	16,64	453,5	3139,793	24 192,72
	výstup	16,5	567	3481,338	
Přehřívák RH 1	vstup	3,6	342	3082,956	22 635,37
	výstup	3,37	486,6	3422,487	
Přehřívák RH 2	vstup	3,37	465,8	3375,486	15 643,12
	výstup	3,3	567	3605,34	
Celkové teplo přijaté na straně média					205 578,8

Tab. 4 Přehled teplosměnných ploch z pohledu pracovního média

7 Závěsné trubky přehříváku ZT 1 (pod SH 1)

Závěsné trubky tvoří oporu pro jednotlivé konvekční svazky v prvním a v druhém tahu kotle. Jsou tvořeny z hladkých trubek. Pod přehřívákem SH 1, kde vystupují z kotle do sběrné komory, je uspořádání trubek za sebou s příčným prouděním spalin.

Šířka tahu	A	5085 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	38 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	6 mm
Vnitřní průměr trubky	d	26 mm
Příčná rozteč	s ₁	180 mm
Podélná rozteč	s ₂	90 mm
Počet trubek v řadě	z ₁	51
Počet hadů	z ₂	2
Počet řad	n _{řad}	2
Délka trubky (střední)	l _{tr}	3000 mm
Typ proudění	protiproudé	

Tab. 5 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy ZT 1

7.1 Parametry páry

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{in}^{ZT 1} = 17,04 \text{ MPa}$	$p_{out}^{ZT 1} = 17 \text{ MPa}$
Teplota	$t_{in}^{ZT 1} = 363,3 \text{ °C}$	$t_{out}^{ZT 1} = 366,8 \text{ °C}$
Entalpie	$i_{in}^{ZT 1} = 2681,198 \text{ kJ/kg}$	$i_{out}^{ZT 1} = 2714,145 \text{ kJ/kg}$

Tab. 6 Vstupní a výstupní parametry páry

Střední tlak páry:

$$p_{st_p} = 17,02 \text{ MPa}$$

Střední teplota páry:

$$t_{st_p} = \frac{t_{in}^{ZT 1} + t_{out}^{ZT 1}}{2} = \frac{363,3 + 366,8}{2} = 365,1 \text{ °C}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{st_p} = 0,0102 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon části závěsných trubek ZT 1:

$$Q_m^{ZT 1} = (M_{PP} - M_{VST 1} - M_{VST 2}) \cdot (i_{out}^{ZT 1} - i_{in}^{ZT 1}) \quad 7-1$$

$$Q_m^{ZT 1} = (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot (2714,145 - 2681,198) = 2\,153,88 \text{ kW}$$

7.2 Parametry spalin

Parametry spalin na vstupu:

Vstupní teplota spalin:

$$t_{in,sp} = 1103,5 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 2778,855 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalin na výstupu:

Výstupní entalpii spalin si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalin a média $Q_{sp}^{ZT 1} = Q_m^{ZT 1}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{ZT 1}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 2753,763 - \frac{2\,153,88}{75,545 \cdot 0,997} = 2750,266 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 1094,9 \text{ °C}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{1103,5 + 1094,9}{2} = 1099,2 \text{ °C}$$

7.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Průtočná plocha spalin:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} = 5,085 \cdot 9,27 - 51 \cdot 0,038 \cdot 3 = 41,32 \text{ m}^2 \quad 7-2$$

Rychlost proudění spalin v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} \quad 7-3$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{41,32} \cdot \frac{273,15 + 1099,2}{273,15} = 13,91 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,18}{0,038} = 4,737 \quad 7-4$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,368 \quad 7-5$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad 7-6$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 4,737 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,368}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,086$$

Součinitel korekce na počet podélných řad:

Pokud $n_{\text{řad}} < 10$, pak:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{\text{řad}} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (2 - 2) = 0,91 \quad 7-7$$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách $(t_{\text{st,sp}}, r_{\text{H}_2\text{O}})$.

$$c_f = 0,9 \quad 7-8$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (D, w_{sp}) .

$$\alpha_N = 90 \frac{W}{\text{m}^2 \text{K}} \quad 7-9$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 0,91 \cdot 1,086 \cdot 0,9 \cdot 90 = 80,058 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 7-10$$

7.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,18 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,454 \text{ m} \quad 7-11$$

Střední absolutní teplota spalín:

$$T_{\text{st,sp}} = t_{\text{st,sp}} + 273,15 = 1099,2 + 273,15 = 1372,4 \text{ K} \quad 7-12$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\text{sp}} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{st,sp}}}{1000} \right) \quad 7-13$$

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 0,454}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1372,4}{1000} \right) = 9,734 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad 7-14$$

$$k \cdot p \cdot s = (9,734 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 0,454 = 0,155$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,155} = 0,143 \quad 7-15$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím dle konzultace $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{stp} + \Delta t + 273,15 = 365,1 + 50 + 273,15 = 688,2 \text{ K} \quad 7-16$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stsp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stsp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{stsp}}} \quad 7-17$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,143 \cdot 1372,4^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{688,2}{1372,4}\right)^{3,6}}{1 - \frac{688,2}{1372,4}} = 34,895 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{sal} = 80,058 + 34,895 = 114,64 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 7-18$$

7.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru

Průřez pro páru:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \cdot 51 \cdot 2 = 0,0542 \text{ m}^2 \quad 7-19$$

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{(M_{pp} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot v_{stp}}{S_p} \quad 7-20$$

$$w_p = \frac{(70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot 0,0102}{0,0542} = 12,277 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (d).

$$c_d = 0,95 \quad 7-21$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (p_{st}, t_{st}, w_p).

$$\alpha_N = 4250 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 7-22$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry:

$$\alpha_{k2} = \alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 0,95 \cdot 4250 = 4037,5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 7-23$$

7.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku ZT 1

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,85 \quad 7-24$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,85 \cdot 114,64}{1 + \frac{114,64}{4037,5}} = 94,753 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 7-25$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

$$S = \pi \cdot D \cdot l_{tr} \cdot z_1 \cdot n_{rad} \cdot k_x = \pi \cdot 0,038 \cdot 3 \cdot 51 \cdot 2 \cdot 0,85 = 30,941 m^2 \quad 7-26$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in_{sp}} - t_{out}^{ZT1} = 1105 - 366,8 = 738,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 7-27$$

$$\Delta t_2 = t_{out_{sp}} - t_{in}^{ZT1} = 1094,9 - 363,3 = 731,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 7-28$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{738,2 - 731,6}{\ln \frac{738,2}{731,6}} = 734,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 7-29$$

1103,5	→ spaliny	1094,9
$t_{in(sp)}$		$t_{out(sp)}$
366,8	← pára	363,3
t_{out}		t_{in}

Obr. 4 Teplotní spád ZT 1 (pod SH 1)

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou přehříváku SH 1:

$$Q_P^{ZT1} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{94,753 \cdot 30,941 \cdot 734,9}{1000} = 2\,154,53 \text{ kW} \quad 7-30$$

7.5 Vedlejší plochy přehříváku ZT 1 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou přehříváku ZT 1, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Postup výpočtu tepla převzatého vedlejšími plochami byl proveden na základě konzultací a spočívá v poměrném tepelném toku na příslušnou teplosměnnou plochu. Analogickým způsobem jsou ve výpočtu vyřešeny veškeré vedlejší teplosměnné plochy.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Membránová stěna	$S_{M1} = 10,22 \text{ m}^2$	$Q_P^{M1} = 711,77 \text{ kW}$

Tab. 7 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku ZT 1

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{ZT1} + Q_P^{M1} = 2\,154,53 + 711,77 = 2\,866,29 \text{ kW} \quad 7-31$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out,sp} = 2740,818 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

$$t_{out,sp} = 1091,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru přehříváku SH 1:

$$Q_{sp}^{PZT1} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out,sp}) \quad 7-32$$

$$Q_{sp}^{PZT1} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (2778,855 - 2740,818) = 2\,865,64 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PZT\ 1} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PZT\ 1}} \cdot 100 = \frac{2\ 865,64 - 2\ 866,29}{2\ 865,64} \cdot 100 = -0,023\% \quad 7-33$$

8 Přehřívák páry SH 1

Přehřívák páry SH 1 je umístěn v prvním tahu kotle a je tvořený svazkem z hladkých trubek, které jsou uspořádané za sebou. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně. Jeho vedlejší plochy tvoří membránová stěna výparníku a závěsné trubky přehříváku.

Šířka tahu	A	5085 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	48,3 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	5,6 mm
Vnitřní průměr trubky	d	37,1 mm
Příčná rozteč	s_1	360 mm
Podélná rozteč	s_2	100 mm
Počet trubek v řadě	z_1	26
Počet hadů	z_2	3
Počet řad	$n_{\text{řad}}$	18
Délka trubky (střední)	l_{tr}	4785 mm
Typ proudění	souproudé	

Tab. 8 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SH 1

8.1 Parametry páry

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{\text{in}}^{\text{SH } 1} = 17 \text{ MPa}$	$p_{\text{out}}^{\text{SH } 1} = 16,89 \text{ MPa}$
Teplota	$t_{\text{in}}^{\text{SH } 1} = 366,8 \text{ °C}$	$t_{\text{out}}^{\text{SH } 1} = 420,3 \text{ °C}$
Entalpie	$i_{\text{in}}^{\text{SH } 1} = 2714,145 \text{ kJ/kg}$	$i_{\text{out}}^{\text{SH } 1} = 3010,802 \text{ kJ/kg}$

Tab. 9 Vstupní a výstupní parametry páry

Střední tlak páry:

$$p_{\text{stp}} = 16,945 \text{ MPa}$$

Střední teplota páry:

$$t_{\text{stp}} = \frac{t_{\text{in}}^{\text{SH } 1} + t_{\text{out}}^{\text{SH } 1}}{2} = \frac{366,8 + 420,3}{2} = 393,5 \text{ °C}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{stp}} = 0,0124 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

8.2 Parametry spalín

Parametry spalín na vstupu:

Vstupní teplota spalín:

$$t_{in,sp} = 1091,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 2740,818 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalín na výstupu:

Výstupní entalpii spalín si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalín a média $Q_{sp}^{SH1} = Q_m^{SH1}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{SH1}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 2740,818 - \frac{19\,393,35}{75,545 \cdot 0,997} = 2483,402 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 1000,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalín:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{1091,6 + 1000,6}{2} = 1046,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Průtočná plocha spalín:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} = 5,085 \cdot 9,27 - 26 \cdot 0,0483 \cdot 4,785 = 41,13 \text{ m}^2 \quad 8-1$$

Rychlost proudění spalín v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp.}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} \quad 8-2$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{41,13} \cdot \frac{273,15 + 1046,1}{273,15} = 13,427 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,36}{0,0483} = 7,453 \quad 8-3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0483} = 2,07 \quad 8-4$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad 8-5$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 7,453 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,07}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1$$

Součinitel korekce na počet podélných řad:

Pokud $n_{\text{řad}} \geq 10$, pak $c_z = 1$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{\text{stsp}}, r_{\text{H}_2\text{O}}$).

$$c_f = 0,88 \quad 8-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (D, w_{sp}).

$$\alpha_N = 83,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 8-7$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1 \cdot 0,88 \cdot 83,5 = 73,556 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 8-8$$

8.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,048 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{7,453 \cdot 2,07}{0,0483^2} - 1 \right) = 0,81 \text{ m} \quad 8-9$$

Střední absolutní teplota spalin:

$$T_{\text{stsp}} = t_{\text{stsp}} + 273,15 = 1046,1 + 273,15 = 1319,3 \text{ K} \quad 8-10$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\text{sp}} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{stsp}}}{1000} \right) \quad 8-11$$

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 0,81}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1319,3}{1000} \right) = 7,454$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{\text{sp}} \cdot r_{\text{sp}} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (7,454 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 0,81 = 0,211 \quad 8-12$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,211} = 0,19 \quad 8-13$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 8-14$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{stp} + \Delta t + 273,15 = 393,5 + 50 + 273,15 = 716,7 \text{ K} \quad 8-15$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stsp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stsp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{stsp}}} = \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 8-16$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,19 \cdot 1319,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{716,7}{1319,3}\right)^{3,6}}{1 - \frac{716,7}{1319,3}} = 43,558 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{sal} = 73,556 + 43,558 = 116,795 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 8-17$$

8.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru

Průřez pro páru:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,0371^2}{4} \cdot 26 \cdot 3 = 0,0843 m^2 \quad 8-18$$

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{(M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot v_{stp}}{S_p} \quad 8-19$$

$$w_p = \frac{(70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot 0,0104}{0,0843} = 9,6 \frac{m}{s}$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (d).

$$c_d = 0,96 \quad 8-20$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (p_{st} , t_{st} , w_p).

$$\alpha_N = 3950 \frac{W}{m^2 K} \quad 8-21$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry:

$$\alpha_{k2} = \alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 0,96 \cdot 3950 = 3792 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 8-22$$

8.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku SH 1

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,85 \quad 8-23$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,85 \cdot 116,795}{1 + \frac{116,795}{3792}} = 96,309 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 8-24$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,9$

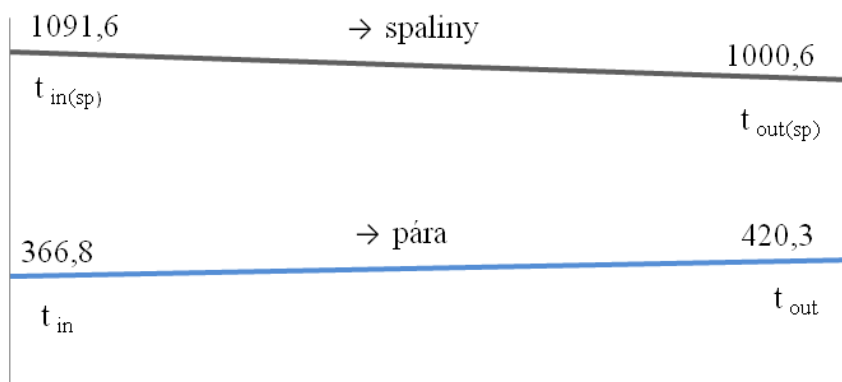
$$S = \pi \cdot D \cdot l_{tr} \cdot n_{rad} \cdot z_1 \cdot k_x = \pi \cdot 0,0483 \cdot 4,785 \cdot 18 \cdot 26 \cdot 0,9 = 309,7 \text{ m}^2 \quad 8-25$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{in} = 1091,6 - 366,8 = 724,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad 8-26$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{out} = 1000,6 - 420,3 = 580,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad 8-27$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{724,8 - 530,3}{\ln \frac{724,8}{530,3}} = 649,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad 8-28$$



Obr. 5 Teplotní spád přehříváku SH 1

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou přehříváku SH 1:

$$Q_P^{SH1} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{96,309 \cdot 309,7 \cdot 649,9}{1000} = 19\,384,314 \text{ kW} \quad 8-29$$

8.5 Vedlejší plochy přehříváku SH 1 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou přehříváku SH 1, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT\ 2} = 30,44\ \text{m}^2$	$Q_P^{ZT\ 2} = 1\ 905,37\ \text{kW}$
Membránová stěna	$S_{M\ 2} = 71,78\ \text{m}^2$	$Q_P^{M\ 2} = 4\ 492,4\ \text{kW}$

Tab. 10 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SH 1

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{SH\ 1} + Q_P^{ZT\ 2} + Q_P^{M\ 2} = 19\ 384,314 + 1\ 905,37 + 4\ 492,4 = 25\ 782,1\ \text{kW} \quad 8-30$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out\ sp} = 2398,482\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$t_{out\ sp} = 969,7\ \text{°C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru přehříváku SH 1:

$$Q_{sp}^{PSH\ 1} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 8-31$$

$$Q_{sp}^{PSH\ 1} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (2740,182 - 2398,482) = 25\ 791,1\ \text{kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PSH\ 1} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PSH\ 1}} \cdot 100 = \frac{25\ 791,1 - 25\ 782,1}{25\ 791,1} \cdot 100 = 0,035\ \% \quad 8-32$$

9 Přehřívák páry SH 4

Přehřívák páry SH 4 je umístěn v prvním tahu kotle a je tvořený svazkem z hladkých trubek, které jsou uspořádané za sebou. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně. Jeho vedlejší plochy tvoří membránová stěna výparníku a závěsné trubky přehříváku.

Šířka tahu	A	5085 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	42,4 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	8 mm
Vnitřní průměr trubky	d	26,4 mm
Příčná rozteč	s_1	180 mm
Podélná rozteč	s_2	100 mm
Počet trubek v řadě	z_1	51
Počet hadů	z_2	4
Počet řad	$n_{\text{řad}}$	24
Délka trubky (střední)	l_{tr}	4785 mm
Typ proudění	soproudé	

Tab. 11 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SH 4

9.1 Parametry páry

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{\text{in}}^{\text{SH 4}} = 16,64 \text{ MPa}$	$p_{\text{out}}^{\text{SH 4}} = 16,5 \text{ MPa}$
Teplota	$t_{\text{in}}^{\text{SH 4}} = 453,5 \text{ °C}$	$t_{\text{out}}^{\text{SH 4}} = 567 \text{ °C}$
Entalpie	$i_{\text{in}}^{\text{SH 4}} = 3139,793 \text{ kJ/kg}$	$i_{\text{out}}^{\text{SH 4}} = 3481,338 \text{ kJ/kg}$

Tab. 12 Vstupní a výstupní parametry páry SH 4

Střední tlak páry:

$$p_{\text{stp}} = 16,57 \text{ MPa}$$

Střední teplota páry:

$$t_{\text{stp}} = \frac{t_{\text{in}}^{\text{SH 4}} + t_{\text{out}}^{\text{SH 4}}}{2} = \frac{453,5 + 567}{2} = 510,3 \text{ °C}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{stp}} = 0,0188 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

9.2 Parametry spalín

Parametry spalín na vstupu:

Vstupní teplota spalín:

$$t_{in,sp} = 969,7 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 2398,482 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalín na výstupu:

Výstupní entalpii spalín si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalín a média $Q_{sp}^{SH4} = Q_m^{SH4}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{SH4}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 2398,482 - \frac{24\,192,73}{75,545 \cdot 0,997} = 2077,362 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 852,7 \text{ °C}$$

Střední teplota spalín:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{969,7 + 852,7}{2} = 911,2 \text{ °C}$$

9.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Průtočná plocha spalín:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} = 5,085 \cdot 9,27 - 51 \cdot 0,0424 \cdot 4,785 = 36,791 \text{ m}^2 \quad 9-1$$

Rychlost proudění spalín v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{36,791} \cdot \frac{273,15 + 911,2}{273,15} = 13,475 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 9-2$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,36}{0,0424} = 4,245 \quad 9-3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0424} = 2,358 \quad 9-4$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad 9-5$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 4,245 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,358}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,066$$

Součinitel korekce na počet podélných řad:

Pokud $n_{\text{řad}} \geq 10$, pak $c_z = 1$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{\text{st,sp}}, r_{\text{H}_2\text{O}}$).

$$c_f = 0,89 \quad 9-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (D, w_{sp}).

$$\alpha_N = 84 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 9-7$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1,066 \cdot 0,89 \cdot 84 = 79,722 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 9-8$$

9.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0424 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,36 \cdot 0,1}{0,0424^2} - 1 \right) = 0,448 \text{ m} \quad 9-9$$

Střední absolutní teplota spalin:

$$T_{\text{st,sp}} = t_{\text{st,sp}} + 273,15 = 911,2 + 273,15 = 1184,3 \text{ K} \quad 9-10$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\text{sp}} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{st,sp}}}{1000} \right) \quad 9-11$$

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 0,448}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1184,3}{1000} \right) = 11,194$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{\text{sp}} \cdot r_{\text{sp}} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad 9-12$$

$$k \cdot p \cdot s = (11,194 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 0,448 = 0,175$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,175} = 0,161 \quad 9-13$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 9-14$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{stp} + \Delta t + 273,15 = 510,3 + 50 + 273,15 = 833,14 \text{ K} \quad 9-15$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stsp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stsp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{stsp}}} \quad 9-16$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,161 \cdot 1184,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{833,14}{1184,3}\right)^{3,6}}{1 - \frac{833,14}{1184,3}} = 33,15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{sal} = 79,722 + 33,15 = 112,872 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 9-17$$

9.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru

Průřez pro páru:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,0264^2}{4} \cdot 51 \cdot 4 = 0,112 \text{ m}^2 \quad 9-18$$

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{PP} \cdot v_{stp}}{S_p} = \frac{70,833 \cdot 0,0188}{0,112} = 11,944 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 9-19$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (d).

$$c_d = 1,025 \quad 9-20$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (p_{st} , t_{st} , w_p).

$$\alpha_N = 3050 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad 9-21$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry:

$$\alpha_{k2} = \alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 1,025 \cdot 3050 = 3126,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 9-22$$

9.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku SH 4

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,85 \quad 9-23$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,85 \cdot 112,872}{1 + \frac{112,872}{3126,25}} = 92,598 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 9-24$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

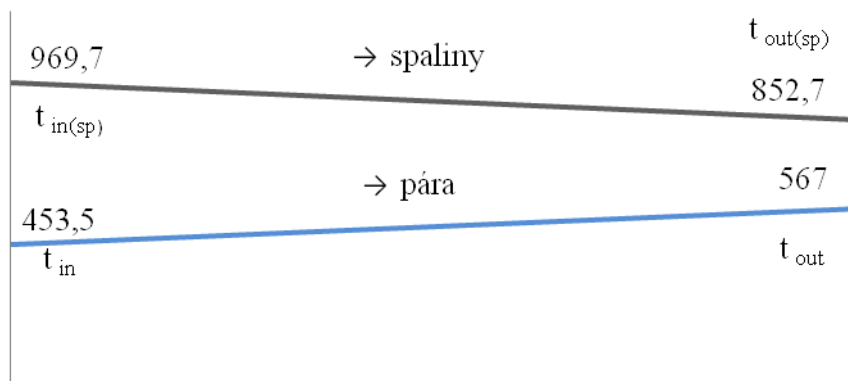
$$S = \pi \cdot D \cdot l_{tr} \cdot n_{rad} \cdot z_1 \cdot k_x = \pi \cdot 0,0424 \cdot 4,785 \cdot 24 \cdot 51 \cdot 0,85 = 670,06 \text{ m}^2 \quad 9-25$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{in} = 969,7 - 453,5 = 516,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad 9-26$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{out} = 852,7 - 567 = 285,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad 9-27$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{516,2 - 285,7}{\ln \frac{516,2}{285,7}} = 389,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad 9-28$$



Obr. 6 Teplotní spád přehříváku SH 4

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou přehříváku SH 4:

$$Q_P^{SH4} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{92,598 \cdot 670,06 \cdot 389,6}{1000} = 24\,175,32 \text{ kW} \quad 9-29$$

9.5 Vedlejší plochy přehříváku SH 4 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou přehříváku SH 4, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT3} = 48,1 \text{ m}^2$	$Q_P^{ZT3} = 1\,735,36 \text{ kW}$
Membránová stěna	$S_{M3} = 113,41 \text{ m}^2$	$Q_P^{M3} = 4\,091,57 \text{ kW}$

Tab. 13 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SH 4

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{SH4} + Q_P^{ZT3} + Q_P^{M3} = 24\,175,32 + 1\,735,36 + 4\,091,57 = 30\,002,25 \text{ kW} \quad 9-30$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out_{sp}} = 2000,019 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}}$$

$$t_{out_{sp}} = 823,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru přehříváku SH 4:

$$Q_{sp}^{PSH4} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 9-31$$

$$Q_{sp}^{PSH4} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (2398,482 - 2000,019) = 30\,019,66 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PSH4} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PSH4}} \cdot 100 = \frac{30\,019,66 - 30\,002,25}{30\,019,66} \cdot 100 = 0,058 \% \quad 9-32$$

10 Přehřívák páry RH 2

Přehřívák páry RH 2 je umístěn v prvním tahu kotle a je tvořený svazkem z hladkých trubek, které jsou uspořádané za sebou. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně. Jeho vedlejší plochy tvoří membránová stěna výparníku a závěsné trubky přehříváku.

Šířka tahu	A	5085 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	48,3 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	3,2 mm
Vnitřní průměr trubky	d	41,9 mm
Příčná rozteč	s_1	180 mm
Podélná rozteč	s_2	100 mm
Počet trubek v řadě	z_1	51
Počet hadů	z_2	4
Počet řad	$n_{\text{řad}}$	24
Délka trubky (střední)	l_{tr}	4785 mm
Typ proudění	souproudé	

Tab. 14 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy RH 2

10.1 Parametry páry

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{\text{in}}^{\text{RH 2}} = 3,37 \text{ MPa}$	$p_{\text{out}}^{\text{RH 2}} = 3,3 \text{ MPa}$
Teplota	$t_{\text{in}}^{\text{RH 2}} = 465,8 \text{ °C}$	$t_{\text{out}}^{\text{RH 2}} = 567 \text{ °C}$
Entalpie	$i_{\text{in}}^{\text{RH 2}} = 3375,486 \text{ kJ/kg}$	$i_{\text{out}}^{\text{RH 2}} = 3605,344 \text{ kJ/kg}$

Tab. 15 Vstupní a výstupní parametry páry přehříváku RH 2

Střední tlak páry:

$$p_{\text{stp}} = 3,335 \text{ MPa}$$

Střední teplota páry:

$$t_{\text{stp}} = \frac{t_{\text{in}}^{\text{RH 2}} + t_{\text{out}}^{\text{RH 2}}}{2} = \frac{465,8 + 567}{2} = 516,4 \text{ °C}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{stp}} = 0,1067 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

10.2 Parametry spalín

Parametry spalín na vstupu:

Vstupní teplota spalín:

$$t_{in,sp} = 823,6 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 2000,019 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalín na výstupu:

Výstupní entalpii spalín si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalín a média $Q_{sp}^{RH2} = Q_m^{RH2}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{RH2}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 2000,019 - \frac{15\,643,12}{75,545 \cdot 0,997} = 1792,381 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 745,4 \text{ °C}$$

Střední teplota spalín:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{823,6 + 745,4}{2} = 784,5 \text{ °C}$$

10.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Průtočná plocha spalín:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} = 5,085 \cdot 9,27 - 51 \cdot 0,0483 \cdot 4,785 = 35,351 \text{ m}^2 \quad 10-1$$

Rychlost proudění spalín v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{35,351} \cdot \frac{273,15 + 784,5}{273,15} = 12,524 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 10-2$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,36}{0,0483} = 3,727 \quad 10-3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0483} = 2,07 \quad 10-4$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad 10-5$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3,727 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,07}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1$$

Součinitel korekce na počet podélných řad:

Pokud $n_{\text{řad}} \geq 10$, pak $c_z = 1$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{\text{stsp}}, r_{\text{H}_2\text{O}}$).

$$c_f = 0,92 \quad 10-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (D, w_{sp}).

$$\alpha_N = 78 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 10-7$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 78 = 71,788 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 10-8$$

10.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0483 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,18 \cdot 0,1}{0,0483^2} - 1 \right) = 0,384 \text{ m} \quad 10-9$$

Střední absolutní teplota spalin:

$$T_{\text{stsp}} = t_{\text{stsp}} + 273,15 = 784,5 + 273,15 = 1057,6 \text{ K} \quad 10-10$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\text{sp}} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{stsp}}}{1000} \right) \quad 10-11$$

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 0,384}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1057,6}{1000} \right) = 13,161$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{\text{sp}} \cdot r_{\text{sp}} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad 10-12$$

$$k \cdot p \cdot s = (13,161 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 0,384 = 0,176$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,176} = 0,161 \quad 10-13$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 10-14$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{stp} + \Delta t + 273,15 = 516,4 + 50 + 273,15 = 839,6 \text{ K} \quad 10-15$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stsp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stsp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{stsp}}} = \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 10-16$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,161 \cdot 1057,6^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{839,6}{1057,6}\right)^{3,6}}{1 - \frac{839,6}{1057,6}} = 26,828 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{sal} = 71,788 + 26,828 = 98,615 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 10-17$$

10.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru

Průřez pro páru:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,0419^2}{4} \cdot 51 \cdot 4 = 0,281 \text{ m}^2 \quad 10-18$$

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{(M_{MP}^{vstup} + M_{VST III}) \cdot v_{stp}}{S_p} = \frac{(66,667 + 1,389) \cdot 0,1067}{0,281} = 25,816 \frac{m}{s} \quad 10-19$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (d).

$$c_d = 0,94 \quad 10-20$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (p_{st} , t_{st} , w_p).

$$\alpha_N = 1450 \frac{W}{m^2 K} \quad 10-21$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry:

$$\alpha_{k2} = \alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 0,94 \cdot 1450 = 1363 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 10-22$$

10.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku RH 2

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,85 \quad 10-23$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,85 \cdot 98,615}{1 + \frac{98,615}{1363}} = 78,167 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 10-24$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

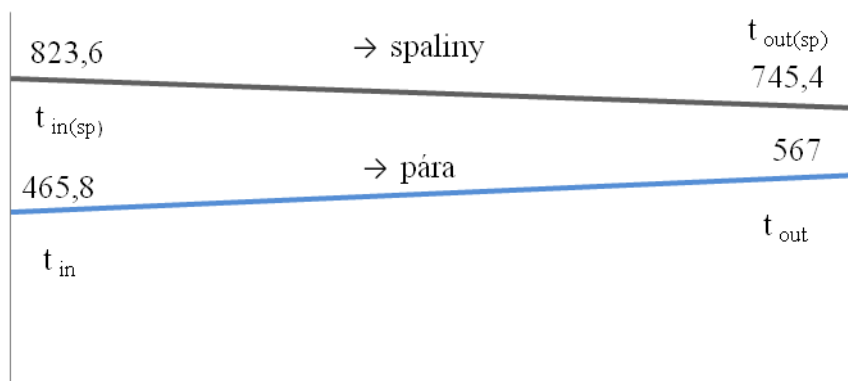
$$S = \pi \cdot D \cdot l_{tr} \cdot n_{rad} \cdot z_1 \cdot k_x = \pi \cdot 0,0483 \cdot 4,785 \cdot 24 \cdot 51 \cdot 0,85 = 776,77 \text{ m}^2 \quad 10-25$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{in} = 823,6 - 465,8 = 357,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad 10-26$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{out} = 745,4 - 567 = 178,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad 10-27$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{357,8 - 178,4}{\ln \frac{357,8}{178,4}} = 257,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad 10-28$$



Obr. 7 Teplotní spád přehříváku RH 2

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou přehříváku RH 2:

$$Q_P^{RH2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{78,167 \cdot 776,767 \cdot 257,8}{1000} = 15\,651,46 \text{ kW} \quad 10-29$$

10.5 Vedlejší plochy přehříváku RH 2 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou přehříváku RH 2, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT4} = 47,49 \text{ m}^2$	$Q_P^{ZT4} = 956,89 \text{ kW}$
Membránová stěna	$S_{M4} = 111,97 \text{ m}^2$	$Q_P^{M4} = 2\,256,12 \text{ kW}$

Tab. 16 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku RH 2

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{RH2} + Q_P^{ZT4} + Q_P^{M4} = 15\,651,46 + 956,89 + 2\,256,12 = 18\,864,46 \text{ kW} \quad 10-30$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out,sp} = 1749,734 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3} \quad 10-31$$

$$t_{out,sp} = 729,9 \text{ °C} \quad 10-32$$

Tepelná bilance spalin v prostoru přehříváku RH 2:

$$Q_{sp}^{PRH2} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 10-33$$

$$Q_{sp}^{PRH2} = 75,514 \cdot 0,997 \cdot (2000,019 - 1749,734) = 18\,856,13 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PRH2} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PRH2}} \cdot 100 = \frac{18\,856,13 - 18\,864,46}{18\,856,13} \cdot 100 = -0,044 \% \quad 10-34$$

11 Přehřívák páry SH 3

Přehřívák páry SH 3 je umístěn v prvním tahu kotle a je tvořený svazkem z hladkých trubek, které jsou uspořádané za sebou. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně. Jeho vedlejší plochy tvoří membránová stěna výparníku a závěsné trubky přehříváku.

Šířka tahu	A	5085 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	44,5 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	4,5 mm
Vnitřní průměr trubky	d	35,5 mm
Příčná rozteč	s_1	180 mm
Podélná rozteč	s_2	100 mm
Počet trubek v řadě	z_1	51
Počet hadů	z_2	2
Počet řad	$n_{\text{řad}}$	16
Délka trubky (střední)	l_{tr}	4,785 mm
Typ proudění	protiproudé	

Tab. 17 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SH 3

11.1 Parametry páry

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{\text{in}}^{\text{SH 3}} = 16,8 \text{ MPa}$	$p_{\text{out}}^{\text{SH 3}} = 16,64 \text{ MPa}$
Teplota	$t_{\text{in}}^{\text{SH 3}} = 440 \text{ °C}$	$t_{\text{out}}^{\text{SH 3}} = 479,8 \text{ °C}$
Entalpie	$i_{\text{in}}^{\text{SH 3}} = 3088,88 \text{ kJ/kg}$	$i_{\text{out}}^{\text{SH 3}} = 3226,273 \text{ kJ/kg}$

Tab. 18 Vstupní a výstupní parametry páry SH 3

Střední tlak páry:

$$p_{\text{stp}} = 16,72 \text{ MPa}$$

Střední teplota páry:

$$t_{\text{stp}} = \frac{t_{\text{in}}^{\text{SH 3}} + t_{\text{out}}^{\text{SH 3}}}{2} = \frac{440 + 479,8}{2} = 459,9 \text{ °C}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{stp}} = 0,0166 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

11.2 Parametry spalín

Parametry spalín na vstupu:

Vstupní teplota spalín:

$$t_{in,sp} = 729,9 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 1749,734 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalín na výstupu:

Výstupní entalpii spalín si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalín a média $Q_{sp}^{SH3} = Q_m^{SH3}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{SH3}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 1749,734 - \frac{9\,332,55}{75,545 \cdot 0,997} = 1625,859 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 682,4 \text{ °C}$$

Střední teplota spalín:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{729,9 + 682,4}{2} = 706,2 \text{ °C}$$

11.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Průtočná plocha spalín:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} = 5,085 \cdot 9,27 - 51 \cdot 0,0445 \cdot 4,785 = 36,278 \text{ m}^2 \quad 11-1$$

Rychlost proudění spalín v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{36,278} \cdot \frac{273,15 + 706,2}{273,15} = 11,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 11-2$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,18}{0,0445} = 4,045 \quad 11-3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0445} = 2,247 \quad 11-4$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad 11-5$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 4,045 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,247}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,02$$

Součinitel korekce na počet podélných řad:

Pokud $n_{\text{řad}} \geq 10$, pak $c_z = 1$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{\text{st,sp}}, r_{\text{H}_2\text{O}}$).

$$c_f = 0,905 \quad 11-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (D, w_{sp}).

$$\alpha_N = 73 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 11-7$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1,02 \cdot 0,905 \cdot 73 = 67,353 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 11-8$$

11.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,18 \cdot 0,1}{0,0445^2} - 1 \right) = 0,423 \text{ m} \quad 11-9$$

Střední absolutní teplota spalin:

$$T_{\text{st,sp}} = t_{\text{st,sp}} + 273,15 = 706,2 + 273,15 = 979,3 \text{ K} \quad 11-10$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\text{sp}} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{st,sp}}}{1000} \right) \quad 11-11$$

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,349 \cdot 0,423}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{979,3}{1000} \right) = 13,092$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{\text{sp}} \cdot r_{\text{sp}} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad 11-12$$

$$k \cdot p \cdot s = (13,092 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 0,423 = 0,193$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,193} = 0,176 \quad 11-13$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 11-14$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{stp} + \Delta t + 273,15 = 459,9 + 50 + 273,15 = 783,05 \text{ K} \quad 11-15$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stsp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stsp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{stsp}}} \quad 11-16$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,176 \cdot 979,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{783,05}{979,3}\right)^{3,6}}{1 - \frac{783,05}{979,3}} = 25,323 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{sal} = 65,353 + 25,323 = 92,676 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 11-17$$

11.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru

Průřez pro páru:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,0355^2}{4} \cdot 51 \cdot 2 = 0,101 \text{ m}^2 \quad 11-18$$

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{(M_{PP} - M_{VST II}) \cdot v_{stp}}{S_p} = \frac{(70,833 - 2,098) \cdot 0,0166}{0,101} = 11,143 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 11-19$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (d).

$$c_d = 0,95 \quad 11-20$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (p_{st} , t_{st} , w_p).

$$\alpha_N = 3350 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 11-21$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry:

$$\alpha_{k2} = \alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 0,95 \cdot 3350 = 3182,5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 11-22$$

11.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku SH 3

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,85 \quad 11-23$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,85 \cdot 92,676}{1 + \frac{92,676}{3182,5}} = 81,049 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 11-24$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

$$S = \pi \cdot D \cdot l_{tr} \cdot n_{rad} \cdot z_1 \cdot k_x \quad 11-25$$

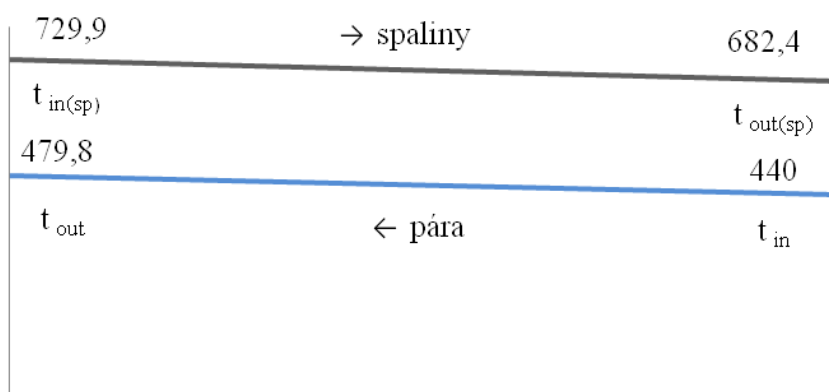
$$S = \pi \cdot 0,0445 \cdot 4,785 \cdot 16 \cdot 51 \cdot 0,85 = 467,62 \text{ m}^2$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{out} = 729,9 - 479,8 = 250,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 11-26$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{in} = 682,4 - 440 = 242,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 11-27$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{250,1 - 242,4}{\ln \frac{250,1}{242,4}} = 246,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 11-28$$



Obr. 8 Teplotní spád přehříváku SH 3

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou přehříváku SH 3:

$$Q_P^{SH3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{81,049 \cdot 467,62 \cdot 246,2}{1000} = 9\,332,42 \text{ kW} \quad 11-29$$

11.5 Vedlejší plochy přehříváku SH 3 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou přehříváku SH 3, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT5} = 30,44 \text{ m}^2$	$Q_P^{ZT5} = 607,54 \text{ kW}$
Membránová stěna	$S_{M5} = 71,78 \text{ m}^2$	$Q_P^{M5} = 1\,432,44 \text{ kW}$

Tab. 19 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SH 3

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{SH3} + Q_P^{ZT5} + Q_P^{M5} = 9\,332,42 + 607,54 + 1\,432,44 = 11\,372,4 \text{ kW} \quad 11-30$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out,sp} = 1598,781 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}}$$

$$t_{out,sp} = 672 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru přehříváku SH 3:

$$Q_{sp}^{PSH3} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 11-31$$

$$Q_{sp}^{PSH3} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (1749,734 - 1598,781) = 11\,372,53 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PSH3} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PSH3}} \cdot 100 = \frac{11\,372,53 - 11\,372,4}{11\,372,53} \cdot 100 = 0,001 \% \quad 11-32$$

12 Přehřívák páry SH 2

Přehřívák páry SH 2 je umístěn v prvním tahu kotle a je tvořený svazkem z hladkých trubek, které jsou uspořádané za sebou. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně. Jeho vedlejší plochy tvoří membránová stěna výparníku a závěsné trubky přehříváku.

Šířka tahu	A	5085 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	44,5 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	4 mm
Vnitřní průměr trubky	d	36,5 mm
Příčná rozteč	s_1	180 mm
Podélná rozteč	s_2	100 mm
Počet trubek v řadě	z_1	51
Počet hadů	z_2	2
Počet řad	$n_{\text{řad}}$	20
Délka trubky (střední)	l_{tr}	4,785 mm
Typ proudění	protiproudé	

Tab. 20 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SH 2

12.1 Parametry páry

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{\text{in}}^{\text{SH 2}} = 16,89 \text{ MPa}$	$p_{\text{out}}^{\text{SH 2}} = 16,8 \text{ MPa}$
Teplota	$t_{\text{in}}^{\text{SH 2}} = 420,3 \text{ °C}$	$t_{\text{out}}^{\text{SH 2}} = 462 \text{ °C}$
Entalpie	$i_{\text{in}}^{\text{SH 2}} = 3010,802 \text{ kJ/kg}$	$i_{\text{out}}^{\text{SH 2}} = 3165,781 \text{ kJ/kg}$

Tab. 21 Vstupní a výstupní parametry páry SH 2

Střední tlak páry:

$$p_{\text{stp}} = 16,845 \text{ MPa}$$

Střední teplota páry:

$$t_{\text{stp}} = \frac{t_{\text{in}}^{\text{SH 2}} + t_{\text{out}}^{\text{SH 2}}}{2} = \frac{420,3 + 462}{2} = 441,15 \text{ °C}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{stp}} = 0,0155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

12.2 Parametry spalin

Parametry spalin na vstupu:

Vstupní teplota spalin:

$$t_{in,sp} = 672 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 1598,781 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalin na výstupu:

Výstupní entalpii spalin si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalin a média $Q_{sp}^{SH2} = Q_m^{SH2}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{SH2}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 1598,781 - \frac{10\,131,52}{75,545 \cdot 0,997} = 1463,301 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 621,2 \text{ °C}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{672 + 621,2}{2} = 646,6 \text{ °C}$$

12.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Průtočná plocha spalin:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} = 5,085 \cdot 9,27 - 51 \cdot 0,0445 \cdot 4,785 = 36,278 \text{ m}^2 \quad 12-1$$

Rychlost proudění spalin v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} \quad 12-2$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{36,278} \cdot \frac{273,15 + 646,6}{273,15} = 10,613 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,18}{0,0445} = 4,045 \quad 12-3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0445} = 2,247 \quad 12-4$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad 12-5$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 4,045 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,247}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,02$$

Součinitel korekce na počet podélných řad:

Pokud $n_{\text{řad}} \geq 10$, pak $c_z = 1$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{\text{st,sp}}, r_{\text{H}_2\text{O}}$).

$$c_f = 0,935 \quad 12-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (D, w_{sp}).

$$\alpha_N = 72 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 12-7$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1,02 \cdot 0,935 \cdot 72 = 68,633 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 12-8$$

12.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,18 \cdot 0,1}{0,0445^2} - 1 \right) = 0,423 \text{ m} \quad 12-9$$

Střední absolutní teplota spalin:

$$T_{\text{st,sp}} = t_{\text{st,sp}} + 273,15 = 646,6 + 273,15 = 919,8 \text{ K} \quad 12-10$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\text{sp}} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{st,sp}}}{1000} \right) \quad 12-11$$

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 0,423}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{919,8}{1000} \right) = 13,544$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{\text{sp}} \cdot r_{\text{sp}} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad 12-12$$

$$k \cdot p \cdot s = (13,544 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 0,423 = 0,2$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2} = 0,181 \quad 12-13$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 12-14$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{stp} + \Delta t + 273,15 = 441,2 + 50 + 273,15 = 764,3 \text{ K} \quad 12-15$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stsp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stsp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{stsp}}} = \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 12-16$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,181 \cdot 919,8^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{764,3}{919,8}\right)^{3,6}}{1 - \frac{764,3}{919,8}} = 22,568 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{sal} = 68,633 + 22,568 = 91,2 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 12-17$$

12.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru

Průřez pro páru:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,0365^2}{4} \cdot 51 \cdot 2 = 0,107 \text{ m}^2 \quad 12-18$$

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{(M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot v_{stp}}{S_p} \quad 12-19$$

$$w_p = \frac{(70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot 0,0155}{0,107} = 9,47 \frac{m}{s}$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (d).

$$c_d = 0,96 \quad 12-20$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (p_{st}, t_{st}, w_p).

$$\alpha_N = 3400 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 12-21$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry:

$$\alpha_{k2} = \alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 0,96 \cdot 3400 = 3264 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 12-22$$

12.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku SH 2

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,85 \quad 12-23$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,85 \cdot 91,2}{1 + \frac{91,2}{3264}} = 79,85 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 12-24$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,9$

$$S = \pi \cdot D \cdot l_{tr} \cdot n_{rad} \cdot z_1 \cdot k_x \quad 12-25$$

$$S = \pi \cdot 0,0445 \cdot 4,785 \cdot 20 \cdot 51 \cdot 0,9 = 617,944 \text{ m}^2$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{out} = 672 - 462 = 210 \text{ }^\circ\text{C} \quad 12-26$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{in} = 621,2 - 420,3 = 200,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad 12-27$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{210 - 200,9}{\ln \frac{210}{200,9}} = 205,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad 12-28$$

672	→ spaliny	621,2
$t_{in(sp)}$		$t_{out(sp)}$
462		420,3
t_{out}	← pára	t_{in}

Obr. 9 Teplotní spád přehříváku SH 2

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou přehříváku SH 2:

$$Q_P^{SH\ 2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{In}}{1000} = \frac{79,85 \cdot 617,944 \cdot 205,4}{1000} = 10\ 136,14\ \text{kW} \quad 12-29$$

12.5 Vedlejší plochy přehříváku SH 2 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou přehříváku SH 2, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT\ 6} = 48,71\ \text{m}^2$	$Q_P^{ZT\ 6} = 798,95\ \text{kW}$
Membránová stěna	$S_{M\ 6} = 114,84\ \text{m}^2$	$Q_P^{M\ 6} = 1\ 883,72\ \text{kW}$

Tab. 22 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SH 2

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{SH\ 2} + Q_P^{ZT\ 6} + Q_P^{M\ 6} = 10\ 136,14 + 798,95 + 1\ 883,72 = 12\ 818,81\ \text{kW} \quad 12-30$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out,sp} = 1428,693 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

$$t_{out,sp} = 607,1\ \text{°C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru přehříváku SH 2:

$$Q_{sp}^{PSH\ 2} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 12-31$$

$$Q_{sp}^{PSH\ 2} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (1598,781 - 1428,693) = 12\ 814,19\ \text{kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PSH\ 2} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PSH\ 2}} \cdot 100 = \frac{12\ 814,19 - 12\ 818,81}{12\ 814,19} \cdot 100 = -0,04\ \% \quad 12-32$$

13 Obratová komora spalín nad I. tahem (membránová stěna výparníku)

Hlavní plochou obratové komory spalín nad I. tahem je část membránové stěny výparníku M 7. Spaliny proudí podél hlavní výhřevné plochy. Vedlejší plochy tvoří část stropního přehříváku a závěsné trubky přehříváku.

Šířka tahu	A	5085 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Výška tahu	C	3470 mm
Vnější průměr trubky	D	60,3 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	3,2 mm
Vnitřní průměr trubky	d	53,9 mm
Délka trubky (střední)	l_{tr}	3470 mm
Typ proudění	soproudé	

Tab. 23 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy M 7

13.1 Parametry média

Parametry média ve výparníku budou využity i pro následující výpočty částí výparníků.

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{in}^{M7} = p_{out}^{M7} = p_{st,m} = 17,3 \text{ MPa}$	
Teplota	$t_{in}^{M7} = t_{out}^{M7} = t_{st,m} = 353,7 \text{ °C}$	
Entalpie	$i'_{M7} = 1702,416 \text{ kJ/kg}$	$i''_{M7} = 2536,576 \text{ kJ/kg}$

Tab. 24 Vstupní a výstupní parametry média výparníku

Střední měrný objem média:

$$v_{st,m} = 0,0049 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Cirkulační číslo:

Udává podíl průtoku vody na vstupu do výparníku k průtoku páry na výstupu z výparníku. Cirkulační číslo si zavedeme, abychom mohli dopočítat tepelný výkon části membránové stěny. Postup je zvolený dle konzultace a bude využitý i u následujících částí výparníků.

$$c = 2,5$$

Tepelný výkon části membránové stěny výparníku:

$$Q_m^V = c \cdot (M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot \left(i'_V \cdot \left(1 - \frac{1}{c}\right) - i''_V \cdot \frac{1}{c} \right) \quad 13-1$$

$$Q_m^V = 2,5 \cdot (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot \left(1702,416 \cdot \left(1 - \frac{1}{2,5}\right) - 2536,576 \cdot \frac{1}{2,5} \right)$$

$$Q_m^V = 736,1 \text{ kW}$$

13.2 Parametry spalín

Parametry spalín na vstupu:

Vstupní teplota spalín:

$$t_{in,sp} = 607,1 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 1428,693 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalín na výstupu:

Výstupní entalpii spalín si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalín a média $Q_{sp}^{M7} = Q_m^{M7}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{M7}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 1428,693 - \frac{736,1}{75,545 \cdot 0,997} = 1418,923 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 603,2 \text{ °C}$$

Střední teplota spalín:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{607,1 + 603,2}{2} = 605,1 \text{ °C}$$

13.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Průtočná plocha spalín:

$$F_{sp} = A \cdot B - \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} \cdot z_{1(ZT)} = 5,085 \cdot 9,27 - \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 102 = 47,022 \text{ m}^2 \quad 13-2$$

Rychlost proudění spalín v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^V}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} \quad 13-3$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{47,022} \cdot \frac{273,15 + 605,1}{273,15} = 7,819 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 47,022}{40,887} = 4,6 \text{ m} \quad 13-4$$

Součinitel korekce na poměrnou délku:

$$c_e = 1 \quad 13-5$$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (t_{stsp}, r_{H_2O}).

$$c_f = 0,89 \quad 13-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (d_e, w_{sp}).

$$\alpha_N = 15,5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 13-7$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_e \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 0,89 \cdot 15,5 = 13,795 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 13-8$$

13.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{163,569}{114,595} = 5,139 \text{ m} \quad 13-9$$

Střední absolutní teplota spalin:

$$T_{stsp} = t_{stsp} + 273,15 = 605,1 + 273,15 = 878,3 \text{ K} \quad 13-10$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{stsp}}{1000} \right) \quad 13-11$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 5,139}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{878,3}{1000} \right) = 3,45$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (3,45 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 5,139 = 0,627 \quad 13-12$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,627} = 0,466 \quad 13-14$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 13-15$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{st,p} + \Delta t + 273,15 = 353,7 + 50 + 273,15 = 676,9 \text{ K} \quad 13-16$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{st,sp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{st,sp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{st,sp}}} \quad 13-17$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,466 \cdot 878,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{676,9}{878,3}\right)^{3,6}}{1 - \frac{676,9}{878,3}} = 42,948 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{sal} = 13,795 + 42,948 = 56,743 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 13-18$$

13.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon membránové stěny M 7

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,9 \quad 13-19$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,9 \cdot 56,743 = 51,069 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 13-20$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně podél výhřevné plochy, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

$$S = (2 \cdot A \cdot C + B \cdot C) \cdot k_x = (2 \cdot 5,085 \cdot 3,47 + 9,27 \cdot 3,47) \cdot 0,85 = 57,338 \text{ m}^2 \quad 13-21$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{in} = 607,1 - 353,7 = 253,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 13-22$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{out} = 603,2 - 353,7 = 249,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 13-23$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{253,3 - 249,4}{\ln \frac{253,3}{249,4}} = 251,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 13-24$$

607,1	→ spaliny	603,2
$t_{in(sp)}$		$t_{out(sp)}$
353,7	→ médium	353,7
t_{in}		t_{out}

Obr. 10 Teplotní spád membránové stěny

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou membránové stěny M 7:

$$Q_P^{M7} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{51,069 \cdot 57,338 \cdot 251,4}{1000} = 736,1 \text{ kW} \quad 13-25$$

13.4 Vedlejší plochy membránové stěny M 7 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou membránové stěny M 7, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT7} = 42,25 \text{ m}^2$	$Q_P^{ZT7} = 542,44 \text{ kW}$
Stěna stropního přehříváku	$S_{SP1} = 47,14 \text{ m}^2$	$Q_P^{SP1} = 605,15 \text{ kW}$

Tab. 25 Vedlejší teplosměnné plochy membránové stěny M7

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{M7} + Q_P^{ZT7} + Q_P^{SP1} = 736,1 + 542,44 + 605,15 = 1883,68 \text{ kW} \quad 13-26$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out,sp} = 1408,68 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

$$t_{out,sp} = 599,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru membránové stěny M 7:

$$Q_{sp}^{PM7} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 13-27$$

$$Q_{sp}^{PM7} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (1428,693 - 1408,68) = 1882,64 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepele:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PM7} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PM7}} \cdot 100 = \frac{1882,64 - 1883,68}{1882,64} \cdot 100 = -0,053 \% \quad 13-28$$

14 Výparníková mříž

Výparníková mříž tvoří přechod mezi prvním a druhým tahem kotle. Je tvořena svazkem z hladkých trubek, které jsou uspořádány za sebou. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně. Její vedlejší plochu tvoří část stropního přehříváku.

Výška tahu	C	3470 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	60,3 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	6,3 mm
Vnitřní průměr trubky	d	47,7 mm
Příčná rozteč	s ₁	270 mm
Podélná rozteč	s ₂	100 mm
Počet trubek v řadě	z ₁	34
Počet hadů	z ₂	1
Počet řad	n _{řad}	3
Délka trubky (střední)	l _{tr}	3470 mm
Typ proudění	soproudé	

Tab. 26 Charakteristika rozměrů a geometrie výparníkové mříže

Cirkulační číslo:

$$c = 2,5$$

Výpočet tepelného výkonu výparníkové mříže:

$$Q_m^V = c \cdot (M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot \left(i'_V \cdot \left(1 - \frac{1}{c}\right) - i''_V \cdot \frac{1}{c} \right) \text{ kW} \quad 14-1$$

$$Q_m^V = 2,5 \cdot (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot \left(1702,416 \cdot \left(1 - \frac{1}{2,5}\right) - 2536,576 \cdot \frac{1}{2,5} \right)$$

$$Q_m^V = 1194,62 \text{ kW}$$

14.1 Parametry spalín

Parametry spalín na vstupu:

Vstupní teplota spalín:

$$t_{in,sp} = 599,1 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 1408,68 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}}$$

Parametry spalin na výstupu:

Výstupní entalpii spalin si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalin a média $Q_{sp}^{M\check{R}} = Q_m^{M\check{R}}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{M7}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 1408,68 - \frac{1194,62}{75,545 \cdot 0,997} = 1392,823 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out_{sp}} = 592,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{st_{sp}} = \frac{t_{in_{sp}} + t_{out_{sp}}}{2} = \frac{599,1 + 592,8}{2} = 596 \text{ } ^\circ\text{C}$$

14.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Průtočná plocha spalin:

$$F_{sp} = B \cdot C - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} = 9,27 \cdot 3,47 - 34 \cdot 0,0603 \cdot 3,47 = 25,053 \text{ m}^2 \quad 14-2$$

Rychlost proudění spalin v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st_{sp}}}{273,15} \quad 14-3$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{25,053} \cdot \frac{273,15 + 596}{273,15} = 14,522 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,27}{0,0603} = 4,478 \quad 14-4$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0603} = 1,658 \quad 14-5$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad 14-6$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 4,478 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,658}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,091$$

Součinitel korekce na počet podélných řad:

Pokud $z_2 < 10$, pak:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,923 \quad 14-7$$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{st,sp}, r_{H_2O}$).

$$c_f = 0,97 \quad 14-8$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (D, w_{sp}).

$$\alpha_N = 80,8 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 14-9$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 0,923 \cdot 1,091 \cdot 0,97 \cdot 80,8 = 78,86 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 14-10$$

14.1.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,27 \cdot 0,1}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,459 \text{ m} \quad 14-11$$

Střední absolutní teplota spalin:

$$T_{st,sp} = t_{st,sp} + 273,15 = 596 + 273,15 = 869,1 \text{ K} \quad 14-12$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{st,sp}}{1000} \right) \quad 14-13$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 0,459}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{869,1}{1000} \right) = 13,355$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad 14-14$$

$$k \cdot p \cdot s = (13,355 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 0,459 = 0,214$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,214} = 0,192 \quad 14-15$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 14-16$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{stp} + \Delta t + 273,15 = 353,7 + 50 + 273,15 = 676,9 \text{ K} \quad 14-17$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{\text{sal}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{\text{st}} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{\text{st,sp}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{\text{st,sp}}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{\text{st,sp}}}} \quad 14-18$$

$$\alpha_{\text{sal}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,192 \cdot 869,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{676,9}{869,1}\right)^{3,6}}{1 - \frac{676,9}{869,1}} = 17,387 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{\text{sal}} = 78,86 + 17,387 = 96,247 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 14-19$$

14.2 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon výparníkové mříže

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,9 \quad 14-20$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,9 \cdot 96,247 = 86,622 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 14-21$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

$$S = \pi \cdot D \cdot l_{\text{tr}} \cdot n_{\text{rad}} \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot k_x \quad 14-22$$

$$S = \pi \cdot 0,0603 \cdot 3,47 \cdot 3 \cdot 34 \cdot 1 \cdot 0,85 = 57 \text{ m}^2$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{\text{in,sp}} - t_{\text{in}} = 599,1 - 353,7 = 245,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 14-23$$

$$\Delta t_2 = t_{\text{out,sp}} - t_{\text{out}} = 592,8 - 353,7 = 239,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 14-24$$

$$\Delta t_{\text{ln}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{245,4 - 239,1}{\ln \frac{245,4}{239,1}} = 242,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 14-25$$

599,1	→ spaliny	592,8
$t_{in(sp)}$		$t_{out(sp)}$
353,7	→ médium	353,7
t_{in}		t_{out}

Obr. 11 Teplotní spád výparníkové mříže

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou výparníkové mříže:

$$Q_P^{VM} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{86,622 \cdot 57 \cdot 242,2}{1000} = 1\,195,2 \text{ kW} \quad 14-26$$

14.3 Vedlejší plochy výparníkové mříže a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou výparníkové mříže, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Stěna stropního přehříváku	$S_{SP2} = 1,85 \text{ m}^2$	$Q_P^{SP2} = 38,9 \text{ kW}$

Tab. 27 Vedlejší teplosměnné plochy výparníkové mříže

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{VM} + Q_P^{SP2} = 1\,195,2 + 38,9 = 1\,234,1 \text{ kW} \quad 14-27$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out,sp} = 1392,307 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_3^3}$$

$$t_{out,sp} = 592,6 \text{ °C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru výparníkové mříže:

$$Q_{sp}^{PVM} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 14-28$$

$$Q_{sp}^{PVM} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (1408,68 - 1392,307) = 1233,5 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PVM} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PVM}} \cdot 100 = \frac{1233,5 - 1\,234,1}{1233,5} \cdot 100 = -0,047 \% \quad 14-29$$

15 Obratová komora spalin nad II. tahem (stropní přehřívák)

Hlavní plochou obratové komory spalin nad II. tahem je část stěny stropního přehříváku SP 3. Spaliny proudí podél hlavní výhřevné plochy. Vedlejší plochy tvoří část membránové stěny a závěsné trubky přehříváku.

Šířka str. přehříváku	A	6410 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Výška tahu	C	3470 mm
Vnější průměr trubky	D	38 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	6 mm
Vnitřní průměr trubky	d	26 mm
Počet trubek v řadě	z_1	102
Typ proudění	protiproudé	

Tab. 28 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SP 3

15.1 Parametry páry

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{in}^{SP\ 3} = 17,185\ \text{MPa}$	$p_{out}^{SP\ 3} = 17,145\ \text{MPa}$
Teplota	$t_{in}^{SP\ 3} = 362,7\ \text{°C}$	$t_{out}^{SP\ 3} = 363,4\ \text{°C}$
Entalpie	$i_{in}^{SP\ 3} = 2665,922\ \text{kJ/kg}$	$i_{out}^{SP\ 3} = 2674,675\ \text{kJ/kg}$

Tab. 29 Vstupní a výstupní parametry páry SP 3

Střední tlak páry:

$$p_{st,p} = 17,165\ \text{MPa}$$

Střední teplota páry:

$$t_{st,p} = \frac{t_{in}^{SP\ 3} + t_{out}^{SP\ 3}}{2} = \frac{362,73 + 363,35}{2} = 363,04\ \text{°C}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{st,p} = 0,0097\ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Výpočet tepelného výkonu stropního přehříváku:

$$Q_m^{SP\ 3} = (M_{PP} - M_{VST\ I} - M_{VST\ II}) \cdot (i_{out}^{SP\ 3} - i_{in}^{SP\ 3}) \quad 15-1$$

$$Q_m^{SP\ 3} = (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot (2674,675 - 2665,922) = 572,2\ \text{kW}$$

15.2 Parametry spalin

Parametry spalin na vstupu:

Vstupní teplota spalin:

$$t_{in,sp} = 592,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 1392,307 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalin na výstupu:

Výstupní entalpii spalin si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalin a média $Q_{sp}^{SP3} = Q_m^{SP3}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{SP3}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 1392,307 - \frac{572,2}{75,545 \cdot 0,997} = 1384,712 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 589,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{592,6 + 589,6}{2} = 591,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

15.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Průtočná plocha spalin:

$$F_{sp} = A \cdot B - \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} \cdot z_{1(ZT)} = 5,12 \cdot 9,27 - \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 102 = 47,347 \text{ m}^2 \quad 15-2$$

Rychlost proudění spalin v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp.}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} \quad 15-3$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{47,347} \cdot \frac{273,15 + 591,1}{273,15} = 7,641 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 47,347}{40,957} = 4,624 \text{ m} \quad 15-4$$

Součinitel korekce na poměrnou délku:

$$c_e = 1 \quad 15-5$$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{st,sp}$, r_{H_2O}).

$$c_f = 0,87 \quad 15-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (d_e , w_{sp}).

$$\alpha_N = 15 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 15-7$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_e \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 0,87 \cdot 15 = 13,05 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 15-8$$

15.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{164,695}{115,162} = 5,148 \text{ m} \quad 15-9$$

Střední absolutní teplota spalin:

$$T_{st,sp} = t_{st,sp} + 273,15 = 591,1 + 273,15 = 864,3 \text{ K} \quad 15-10$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{st,sp}}{1000} \right) \quad 15-11$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 5,148}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{864,3}{1000} \right) = 3,52$$

Optická hustota spalin:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad 15-12$$

$$k \cdot p \cdot s = (3,52 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 5,148 = 0,632$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,632} = 0,469 \quad 15-13$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 15-14$$

Teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{st,p} + \Delta t + 273,15 = 363 + 50 + 273,15 = 686,2 \text{ K} \quad 15-15$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{\text{sal}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{\text{st}} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{\text{stsp}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{\text{stsp}}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{\text{stsp}}}} \quad 15-16$$

$$\alpha_{\text{sal}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,469 \cdot 864,3^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{686,2}{864,3}\right)^{3,6}}{1 - \frac{686,2}{864,3}} = 42,491 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{\text{sal}} = 13,05 + 42,491 = 55,541 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 15-17$$

15.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru

Průřez pro páru:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 = \frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \cdot 102 = 0,054 \text{ m}^2 \quad 15-18$$

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{(M_{\text{PP}} - M_{\text{VST II}} - M_{\text{VST III}}) \cdot v_{\text{stp}}}{S_p} \quad 15-19$$

$$w_p = \frac{(70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot 0,0097}{0,054} = 12,748 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (d).

$$c_d = 1,025 \quad 15-20$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($p_{\text{st}}, t_{\text{st}}, w_p$).

$$\alpha_N = 4000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 15-21$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry:

$$\alpha_{k2} = \alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 1,025 \cdot 4000 = 4100 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 15-22$$

15.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon stropního přehříváku SP 3

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,85 \quad 15-23$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,85 \cdot 55,541}{1 + \frac{55,541}{4100}} = 49,318 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 15-24$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně podél výhřevné plochy, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

$$S = A \cdot B \cdot k_x = 6,41 \cdot 9,27 \cdot 0,85 = 50,805 \text{ m}^2 \quad 15-25$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{\text{in(sp)}} - t_{\text{out}} = 592,6 - 363,4 = 229,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad 15-26$$

$$\Delta t_2 = t_{\text{out(sp)}} - t_{\text{in}} = 589,6 - 362,7 = 226,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad 15-27$$

$$\Delta t_{\text{ln}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{229,3 - 226,9}{\ln \frac{229,3}{226,9}} = 228,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad 15-28$$

592,6	→ spaliny	589,6
$t_{\text{in(sp)}}$		$t_{\text{out(sp)}}$
363,4		362,7
t_{out}	← pára	t_{in}

Obr. 12 Teplotní spád stropního přehříváku SP

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou stropního přehříváku SP 3:

$$Q_P^{\text{SP 3}} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{\text{ln}}}{1000} = \frac{49,318 \cdot 50,805 \cdot 228,1}{1000} = 571,43 \text{ kW} \quad 15-29$$

15.5 Vedlejší plochy stropního přehříváku SP 3 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou stropního přehříváku SP 3, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT8} = 31,69 \text{ m}^2$	$Q_P^{ZT8} = 356,44 \text{ kW}$
Membránová stěna	$S_{M8} = 21,29 \text{ m}^2$	$Q_P^{M8} = 191,57 \text{ kW}$

Tab. 30 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SP 3

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{SH2} + Q_P^{ZT8} + Q_P^{M8} = 571,43 + 356,44 + 191,57 = 1\,119,43 \text{ kW} \quad 15-30$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out,sp} = 1377,438 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

$$t_{out,sp} = 586,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru stropního přehříváku SP 3:

$$Q_{sp}^{PSP3} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 15-31$$

$$Q_{sp}^{PSP3} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (1392,307 - 1377,438) = 1\,120,21 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PSP3} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PSP3}} \cdot 100 = \frac{1\,120,21 - 1\,119,43}{1\,120,21} \cdot 100 = 0,07 \% \quad 15-32$$

16 Přehřívák páry RH 1

Přehřívák páry RH 1 je umístěn v druhém tahu kotle a je tvořený třemi svazky z hladkých trubek, které jsou uspořádané za sebou. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně. Jeho vedlejší plochy tvoří membránová stěna výparníku, závěsné trubky a boční stěna přehříváku.

Šířka tahu	A	5120 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	44,5 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	3,6 mm
Vnitřní průměr trubky	d	37,3 mm
Příčná rozteč	s_1	90 mm
Podélná rozteč	s_2	100 mm
Počet trubek v řadě	z_1	101
Počet hadů	z_2	2
Počet řad	$n_{\text{řad}}$	48
Délka trubky (střední)	l_{tr}	4820 mm
Typ proudění	protiproudé	

Tab. 31 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy RH 1

16.1 Parametry páry

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{\text{in}}^{\text{RH 1}} = 3,6 \text{ MPa}$	$p_{\text{out}}^{\text{RH 1}} = 3,37 \text{ MPa}$
Teplota	$t_{\text{in}}^{\text{RH 1}} = 342 \text{ °C}$	$t_{\text{out}}^{\text{RH 1}} = 486,6 \text{ °C}$
Entalpie	$i_{\text{in}}^{\text{RH 1}} = 3082,956 \text{ kJ/kg}$	$i_{\text{out}}^{\text{RH 1}} = 3422,487 \text{ kJ/kg}$

Tab. 32 Vstupní a výstupní parametry páry RH 1

Střední tlak páry:

$$p_{\text{st,p}} = 3,485 \text{ MPa}$$

Střední teplota páry:

$$t_{\text{st,p}} = \frac{t_{\text{in}}^{\text{RH 1}} + t_{\text{out}}^{\text{RH 1}}}{2} = \frac{342 + 486,6}{2} = 414,3 \text{ °C}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{st,p}} = 0,0872 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

16.2 Parametry spalín

Parametry spalín na vstupu:

Vstupní teplota spalín:

$$t_{in,sp} = 586,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 1377,438 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalín na výstupu:

Výstupní entalpii spalín si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalín a média $Q_{sp}^{RH1} = Q_m^{RH1}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{RH1}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 1377,438 - \frac{22\,635,37}{75,545 \cdot 0,997} = 1076,99 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 467 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalín:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{586,7 + 467}{2} = 526,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

16.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Průtočná plocha spalín:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} = 5,12 \cdot 9,27 - 101 \cdot 0,0445 \cdot 4,82 = 25,799 \text{ m}^2 \quad 16-1$$

Rychlost proudění spalín v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} \quad 16-2$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{25,799} \cdot \frac{273,15 + 526,9}{273,15} = 12,98 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0445} = 2,022 \quad 16-3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0445} = 2,247 \quad 16-4$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad 16-5$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 2,022 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,247}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,004$$

Součinitel korekce na počet podélných řad:

Pokud $n_{\text{řad}} \geq 10$, pak $c_z = 1$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{\text{st,sp}}$, $r_{\text{H}_2\text{O}}$).

$$c_f = 0,905 \quad 16-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (D , w_{sp}).

$$\alpha_N = 85 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 16-7$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1,004 \cdot 0,905 \cdot 85 = 77,229 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 16-8$$

16.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad 16-9$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,1}{0,0445^2} - 1 \right) = 0,192 \text{ m}$$

Střední absolutní teplota spalín:

$$T_{\text{st,sp}} = t_{\text{st,sp}} + 273,15 = 526,9 + 273,15 = 800 \text{ K} \quad 16-10$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{\text{sp}} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{\text{st,sp}}}{1000} \right) \quad 16-11$$

$$k_{\text{sp}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,0293}{3,16 \cdot \sqrt{0,0349 \cdot 0,192}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{800}{1000} \right) = 21,82$$

Optická hustota spalín:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{\text{sp}} \cdot r_{\text{sp}} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad 16-12$$

$$k \cdot p \cdot s = (21,82 \cdot 0,324 + 0) \cdot 0,1078 \cdot 0,192 = 0,146$$

Stupeň černosti spalin:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,146} = 0,136 \quad 16-13$$

Stupeň černosti povrchu stěn:

$$a_{st} = 0,8 \quad 16-14$$

Absolutní teplota vnějšího povrchu stěny trubky:

Při spalování vysokopecního plynu volím $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_z = t_{stp} + \Delta t + 273,15 = 414,3 + 50 + 273,15 = 737,4 \text{ K} \quad 16-15$$

Výpočet součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{stsp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stsp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_z}{T_{stsp}}} \quad 16-16$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,136 \cdot 800^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{737,4}{800}\right)^{3,6}}{1 - \frac{737,4}{800}} = 11,588 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Celkový součinitel přestupu tepla u spalin:

$$\alpha_1 = \alpha_{k1} + \alpha_{sal} = 77,229 + 11,588 = 88,817 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 16-17$$

16.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí pro páru

Průřez pro páru:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,0373^2}{4} \cdot 101 \cdot 2 = 0,221 \text{ m}^2 \quad 16-18$$

Rychlost páry v trubkách:

$$w_p = \frac{M_{MP}^{vstup} \cdot v_{stp}}{S_p} = \frac{66,667 \cdot 0,0872}{0,221} = 26,34 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 16-19$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (d).

$$c_d = 0,96 \quad 16-20$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (p_{st}, t_{st}, w_p).

$$\alpha_N = 2500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 16-21$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění přehřáté páry:

$$\alpha_{k2} = \alpha_2 = c_d \cdot \alpha_N = 0,96 \cdot 2500 = 2400 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 16-21$$

16.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon přehříváku RH 1

Součinitel tepelné efektivity:

$$\psi = 0,85 \quad 16-22$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,85 \cdot 88,817}{1 + \frac{88,817}{2400}} = 72,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 16-23$$

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí rovnoměrně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

$$S = \pi \cdot D \cdot l_{tr} \cdot n_{fad} \cdot z_1 \cdot k_x \quad 16-24$$

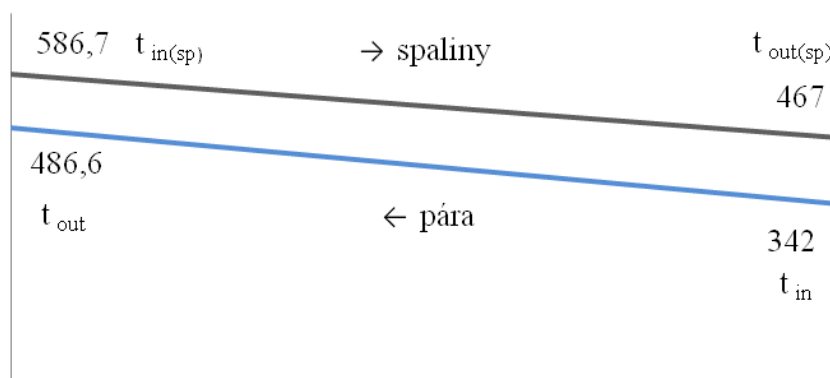
$$S = \pi \cdot 0,0445 \cdot 4,82 \cdot 48 \cdot 101 \cdot 0,85 = 2770,23 \text{ m}^2$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{out} = 586,7 - 486,6 = 100,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 16-25$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{in} = 467 - 342 = 125 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 16-26$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{100,2 - 125}{\ln \frac{100,2}{125}} = 112,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 16-27$$



Obr. 13 Teplotní spád přehříváku RH 1

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou přehříváku RH 1:

$$Q_P^{RH1} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{72,8 \cdot 2770,23 \cdot 112,1}{1000} = 22\,611,26 \text{ kW} \quad 16-28$$

16.5 Vedlejší plochy přehříváku RH 1 a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou přehříváku RH 1, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT\ 9} = 80,37\ \text{m}^2$	$Q_P^{ZT\ 9} = 655,97\ \text{kW}$
Membránová stěna	$S_{M\ 9} = 128,77\ \text{m}^2$	$Q_P^{M\ 9} = 1\ 051,02\ \text{kW}$
Stěnový přehřívák	$S_{BP\ 1} = 61,18\ \text{m}^2$	$Q_P^{BP\ 1} = 499,38\ \text{kW}$

Tab. 33 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku RH 1

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{RH\ 1} + Q_P^{ZT\ 9} + Q_P^{M\ 9} + Q_P^{BP\ 1} = \text{kW} \quad 16-29$$

$$Q_P^C = 22\ 611,26 + 655,97 + 1\ 051,02 + 499,38 = 24\ 817,64\ \text{kW}$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{\text{out,sp}} = 1047,703 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{\text{sp}}^3}$$

$$t_{\text{out,sp}} = 455,2\ \text{°C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru přehříváku RH 1:

$$Q_{\text{sp}}^{\text{PRH}\ 1} = m_{\text{pl}} \cdot \varphi \cdot (I_{\text{in}} - I_{\text{out}}) = \text{kW} \quad 16-29$$

$$Q_{\text{sp}}^{\text{PRH}\ 1} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (1377,438 - 1047,703) = 24\ 841,75\ \text{kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{\text{sp}}^{\text{PRH}\ 1} - Q_P^C}{Q_{\text{sp}}^{\text{PRH}\ 1}} \cdot 100 = \frac{24\ 841,75 - 24\ 817,64}{24\ 841,75} \cdot 100 = 0,097\ \% \quad 16-30$$

17 Konvekční výparník KV

Konvekční výparník KV je umístěn v druhém tahu kotle a je tvořený šikmým svazkem žebrovaných trubek s kruhovými žebry, které jsou uspořádané za sebou. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně. Jeho vedlejší plochy tvoří membránová stěna výparníku, závěsné trubky a boční stěna přehříváku.

Šířka tahu	A	5120 mm
Hloubka tahu	B	9270 mm
Vnější průměr trubky	D	38 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	4,5 mm
Vnitřní průměr trubky	d	29 mm
Příčná rozteč	s_1	90 mm
Podélná rozteč	s_2	90 mm
Počet trubek v řadě	z_1	101
Počet hadů	z_2	5
Počet řad	$n_{\text{řad}}$	10
Délka trubky (střední)	l_{tr}	6400 mm
Výška žebra	h_z	10 mm
Tloušťka žebra	t_z	1 mm
Počet žeber na 1 m délky	$n_{z(1m)}$	250
Typ proudění	protiproudé	

Tab. 34 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy KV

Střední teplota média:

$$t_{\text{st}_m} = 353,7 \text{ °C}$$

Střední měrný objem média:

$$v_{\text{st}_m} = 0,00495 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Cirkulační číslo:

$$c = 2,58$$

Výpočet tepelného výkonu konvekčního výparníku:

$$Q_m^{\text{KV}} = c \cdot (M_{\text{PP}} - M_{\text{VST I}} - M_{\text{VST II}}) \cdot \left(i'_v \cdot \left(1 - \frac{1}{c}\right) - i''_v \cdot \frac{1}{c} \right) \quad 17-1$$

$$Q_m^{\text{KV}} = 2,58 \cdot (70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot \left(1702,416 \cdot \left(1 - \frac{1}{2,58}\right) - 2536,576 \cdot \frac{1}{2,58} \right)$$

$$Q_m^{\text{KV}} = 10\,006,75 \text{ kW}$$

17.1 Parametry spalin

Parametry spalin na vstupu:

Vstupní teplota spalin:

$$t_{in,sp} = 455,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 1047,703 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Parametry spalin na výstupu:

Výstupní entalpii spalin si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalin a média $Q_{sp}^{KV} = Q_m^{KV}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{KV}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 1047,703 - \frac{10\,006,75}{75,545 \cdot 0,997} = 914,879 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 401,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{455,2 + 401,8}{2} = 428,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

17.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Průtočná plocha spalin:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} - 2 \cdot z_1 \cdot l_{tr} \cdot h_z \cdot n_z \cdot t_z \quad 17-2$$

$$F_{sp} = 5,12 \cdot 9,27 - 101 \cdot 0,038 \cdot 6,4 - 2 \cdot 101 \cdot 6,4 \cdot 0,01 \cdot 250 \cdot 0,001 = 19,667 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalin v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} \quad 17-3$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{19,667} \cdot \frac{273,15 + 428,5}{273,15} = 14,935 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,9}{0,038} = 2,368 \quad 17-4$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,9}{0,038} = 2,368 \quad 17-5$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

Pokud $\sigma_2 \geq 2$, pak $c_s = 1$

Součinitel korekce na počet příčných řad ve svazku:

Pokud $z_1 \geq 4$, pak $c_z = 1$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{st,sp}$, r_{H_2O}).

$$c_f = 0,93 \quad 17-6$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (s_z , $\frac{h_z}{s_z}$, $\frac{D}{s_z}$, w_{sp}).

Rozteč žeber:

$$s_z = \frac{1}{n_z(1m)} = \frac{1}{250} = 0,004 \text{ m} \quad 17-7$$

Podíl výšky a rozteče žeber:

$$\frac{h_z}{s_z} = \frac{0,01}{0,004} = 2,5 \quad 17-8$$

Podíl vnějšího průměru trubky a rozteče žeber:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,038}{0,004} = 9,5 \quad 17-9$$

Určený nomografický součinitel:

$$\alpha_N = 43,5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 17-10$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1 \cdot 0,93 \cdot 43,5 = 40,455 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 17-11$$

17.1.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Podíl průměru žebra k průměru trubky:

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,058}{0,038} = 1,526 \quad 17-12$$

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \quad 17-13$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{0,058}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,058}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,004}{0,038} - \frac{0,001}{0,038}\right)} = 0,894$$

Podíl volných částí trubky bez žebor a celkové plochy na straně spalin:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,894 = 0,106 \quad 17-14$$

Koeficient nerovnoměrného rozdělení α_k po povrchu žebra:

$$\psi_z = 0,85 \quad 17-15$$

Součinitel znečištění:

$$\varepsilon = 0,0043 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \quad 17-16$$

Součinitel tepelné vodivosti žebor:

$$\lambda_z = 36,5 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad 17-17$$

Součinitel rozšíření žebra:

$$\mu = 1 \quad 17-18$$

Součinitel β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} \quad 17-19$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 40,455}{0,001 \cdot 36,5 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 40,455)}} = 40,515$$

$$\beta \cdot h_z = 40,515 \cdot 0,01 = 0,405 \quad 17-20$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách $(\beta \cdot h_z, \frac{D_z}{D})$.

$$E = 0,99 \quad 17-21$$

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla konvekcí na straně spalin:

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad 17-22$$

$$\alpha_{1r} = (0,894 \cdot 0,99 \cdot 1 + 0,106) \cdot \frac{0,85 \cdot 40,455}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 40,455} = 29,689 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

17.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

Průřez pro médium:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,029^2}{4} \cdot 101 \cdot 5 = 0,334 \text{ m}^2 \quad 17-23$$

Rychlost média v trubkách:

$$w_m = \frac{(M_{PP} - M_{VST I} - M_{VST II}) \cdot v_{st m}}{S_p} \quad 17-24$$

$$w_m = \frac{(70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot 0,00495}{0,334} = 0,969 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě ($t_{st m}$).

$$c_t = 1,1 \quad 17-25$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (w_m, d).

$$\alpha_N = 6700 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 17-26$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění média:

$$\alpha_{k2} = \alpha_{2r} = c_t \cdot \alpha_N = 1,1 \cdot 6700 = 7370 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 17-27$$

17.3 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon konvekčního výparníku KV

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí ideálně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

Vnitřní plocha 1 m trubky:

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,029 = 0,091 \text{ m}^2 \quad 17-28$$

Vnější plocha 1 m žebrované trubky:

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + (\pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z) + \left(2 \cdot \pi \cdot n_z \cdot \frac{(D_z^2 - D^2)}{4} \right) \quad 17-29$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,038 \cdot (1 - 250 \cdot 0,001) + (\pi \cdot 0,058 \cdot 250 \cdot 0,001) + \left(2 \cdot \pi \cdot 250 \cdot \frac{(0,058^2 - 0,038^2)}{4} \right)$$

$$S_{1m} = 0,889 \text{ m}^2$$

Výpočet celkové výhřevné plochy:

$$S = S_{1m} \cdot z_1 \cdot l_{tr} \cdot n_{rad} \cdot k_x = 0,889 \cdot 101 \cdot 6,4 \cdot 10 \cdot 0,85 = 4896,404 \text{ m}^2 \quad 17-30$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

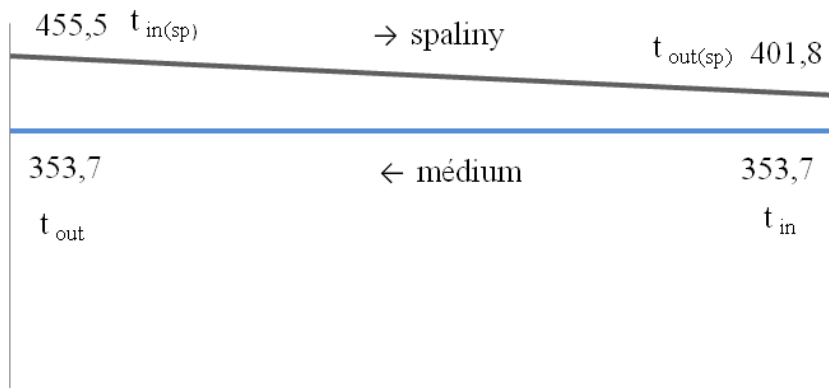
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{29,689} + \frac{1}{7370} \cdot \frac{0,889}{0,091}} = 28,566 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 17-31$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{out} = 455,2 - 353,7 = 101,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 17-32$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{in} = 401,8 - 353,7 = 48,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 17-33$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{101,5 - 48,1}{\ln \frac{101,5}{48,1}} = 71,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 17-34$$



Obr. 14 Teplotní spád konvekčního výparníku KV

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou konvekčního výparníku KV:

$$Q_P^{KV} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{28,566 \cdot 4896,404 \cdot 71,5}{1000} = 9\,999,5 \text{ kW} \quad 17-35$$

17.4 Vedlejší plochy konvekčního výparníku KV a tepelná bilance

Spaliny, které procházejí hlavní výhřevnou plochou konvekčního výparníku KV, současně odevzdávají teplo i vedlejším výhřevným plochám. Proto je nutné určit skutečnou výstupní teplotu spalin.

Vedlejší plocha	Teplosměnná plocha	Tepelný výkon převzatý plochou
Závěsné trubky	$S_{ZT\ 10} = 60,2\ \text{m}^2$	$Q_P^{ZT\ 10} = 122,91\ \text{kW}$
Membránová stěna	$S_{M\ 10} = 48,78\ \text{m}^2$	$Q_P^{M\ 10} = 102,6\ \text{kW}$
Stěnový přehřívák	$S_{BP\ 2} = 23,18\ \text{m}^2$	$Q_P^{BP\ 2} = 48,75\ \text{kW}$

Tab. 35 Vedlejší teplosměnné plochy výparníku KV

Celkový tepelný výkon převzatý výhřevnými plochami:

$$Q_P^C = Q_P^{KV} + Q_P^{ZT\ 10} + Q_P^{M\ 10} + Q_P^{BP\ 2} \quad 17-36$$

$$Q_P^C = 9\ 999,5 + 122,91 + 102,6 + 48,75 = 10\ 273,76\ \text{kW}$$

Skutečná výstupní entalpie a teplota spalin:

$$I_{out\ sp} = 909,038 \frac{\text{kJ}}{\text{m}_{sp}^3}$$

$$t_{out\ sp} = 399,4\ \text{°C}$$

Tepelná bilance spalin v prostoru konvekčního výparníku:

$$Q_{sp}^{PKV} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 17-37$$

$$Q_{sp}^{PKV} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (1047,703 - 909,038) = 10\ 281,79\ \text{kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{PKV} - Q_P^C}{Q_{sp}^{PKV}} \cdot 100 = \frac{10\ 281,79 - 10\ 273,76}{10\ 281,79} \cdot 100 = 0,078\ \% \quad 17-38$$

18 Ekonomizér ECO

Ekonomizér ECO je umístěn ve čtvrtém tahu kotle a je tvořený čtyřmi svazky žebrovaných trubek s kruhovými žebry a vystřídáním uspořádáním. Spaliny proudí přes výhřevnou plochu příčně.

Šířka tahu	A	5000 mm
Hloubka tahu	B	9000 mm
Vnější průměr trubky	D	33,7 mm
Tloušťka stěny trubky	tl	4 mm
Vnitřní průměr trubky	d	25,7 mm
Příčná rozteč	s_1	90 mm
Podélná rozteč	s_2	78 mm
Počet trubek v řadě	z_1	99
Počet hadů	z_2	2
Počet řad	$n_{\text{řad}}$	40
Délka trubky (střední)	l_{tr}	5000 mm
Výška žebra	h_z	10 mm
Tloušťka žebra	t_z	1 mm
Počet žeber na 1 m délky	$n_{z(1m)}$	250
Typ proudění	protiproudé	

Tab. 36 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy ECO

18.1 Parametry média

	vstupní hodnoty	výstupní hodnoty
Tlak	$p_{\text{in}}^{\text{ECO}} = 17,7 \text{ MPa}$	$p_{\text{out}}^{\text{ECO}} = 17,3 \text{ MPa}$
Teplota	$t_{\text{in}}^{\text{ECO}} = 257 \text{ °C}$	$t_{\text{out}}^{\text{ECO}} = 325,7 \text{ °C}$
Entalpie	$i_{\text{in}}^{\text{ECO}} = 1119,451 \text{ kJ/kg}$	$i_{\text{out}}^{\text{ECO}} = 1484,814 \text{ kJ/kg}$

Tab. 37 Vstupní a výstupní parametry média ECO

Střední tlak média:

$$p_{\text{st}_m} = 17,5 \text{ MPa}$$

Střední teplota média:

$$t_{\text{st}_m} = \frac{t_{\text{in}}^{\text{ECO}} + t_{\text{out}}^{\text{ECO}}}{2} = \frac{257 + 325,7}{2} = 291,4 \text{ °C}$$

Střední měrný objem média:

$$v_{\text{st}_m} = 0,00137 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

18.2 Parametry spalín

Parametry spalín na vstupu:

Vstupní teplota spalín:

$$t_{in,sp} = 399,4 \text{ °C}$$

Určení entalpie v závislosti na ($t_{in,sp}$) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$I_{in} = 909,038 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}}$$

Parametry spalín na výstupu:

Výstupní entalpii spalín si vypočteme. Při výpočtu vycházíme z rovnosti tepelných bilancí spalín a média $Q_{sp}^{ECO} = Q_m^{ECO}$.

$$I_{out} = I_{in} - \frac{Q_m^{ECO}}{m_{pl} \cdot \varphi} = 909,038 - \frac{23\,884,9}{75,545 \cdot 0,997} = 592,003 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}}$$

Určení teploty v závislosti na (I_{out}) z tabulky pro $I_{sp.}^{\alpha=1,17}$:

$$t_{out,sp} = 266,3 \text{ °C}$$

Střední teplota spalín:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{399,4 + 266,3}{2} = 332,8 \text{ °C}$$

18.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Průtočná plocha spalín:

$$F_{sp} = A \cdot B - z_1 \cdot D \cdot l_{tr} - 2 \cdot z_1 \cdot l_{tr} \cdot h_z \cdot n_z \cdot t_z \quad 18-1$$

$$F_{sp} = 5 \cdot 9 - 99 \cdot 0,0337 \cdot 5 - 2 \cdot 99 \cdot 5 \cdot 0,01 \cdot 250 \cdot 0,001 = 25,844 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění spalín v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{F_{sp.}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} \quad 18-2$$

$$w_{sp} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{25,844} \cdot \frac{273,15 + 332,8}{273,15} = 9,815 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0337} = 2,671 \quad 18-3$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,078}{0,0337} = 2,315 \quad 18-4$$

Poměrná úhlopříčná rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{2,671^2}{4} + 2,315^2} = 2,672 \quad 18-5$$

Koeficient:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 2} = \frac{2,671 - 1}{2,672 - 2} = 2,486 \quad 18-6$$

Součinitel korekce na uspořádání svazku:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (σ_1, σ_2).

$$c_s = 1,05 \quad 18-7$$

Součinitel korekce na počet příčných řad ve svazku:

Pokud $z_1 \geq 10$, pak $c_z = 1$

Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (t_{stsp}, r_{H_2O}).

$$c_f = 0,95 \quad 18-8$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($s_z, \frac{h_z}{s_z}, \frac{D}{s_z}, w_{sp.}$).

Rozteč žeber:

$$s_z = \frac{1}{n_{z(1m)}} = \frac{1}{250} = 0,004 \text{ m} \quad 18-9$$

Podíl výšky a rozteče žebra:

$$\frac{h_z}{s_z} = \frac{0,01}{0,004} = 2,5 \quad 18-10$$

Podíl vnějšího průměru trubky a rozteče žebra:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,0337}{0,004} = 8,425 \quad 18-11$$

Určený nomografický součinitel:

$$\alpha_N = 44 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 18-12$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_{k1} = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1 \cdot 1,05 \cdot 0,95 \cdot 44 = 43,717 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 18-13$$

18.2.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín

Podíl průměru žebra k průměru trubky:

$$\frac{D_{\dot{z}}}{D} = \frac{0,0537}{0,0337} = 1,593 \quad 18-14$$

Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalín:

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} \quad 18-15$$

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{0,0537}{0,0337}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0537}{0,0337}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,004}{0,0337} - \frac{0,001}{0,0337}\right)} = 0,896$$

Podíl volných částí trubky bez žebor a celkové plochy na straně spalín:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,896 = 0,104 \quad 18-16$$

Koeficient nerovnoměrného rozdělení α_k po povrchu žebra:

$$\psi_{\dot{z}} = 0,85 \quad 18-17$$

Součinitel znečištění:

$$\varepsilon = 0,0043 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \quad 18-19$$

Součinitel tepelné vodivosti žebor:

$$\lambda_{\dot{z}} = 36,5 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad 18-20$$

Součinitel rozšíření žebra:

$$\mu = 1 \quad 18-21$$

Součinitel β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k)}} \quad 18-22$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 38,993}{0,001 \cdot 36,5 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 38,993)}} = 41,9$$

$$\beta \cdot h_{\dot{z}} = 41,9 \cdot 0,01 = 0,419 \quad 18-23$$

Součinitel efektivity žebra:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách $(\beta \cdot h_z, \frac{D_z}{D})$.

$$E = 0,91 \quad 18-24$$

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla konvekcí na straně spalín:

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}$$

$$\alpha_{1r} = (0,896 \cdot 0,91 \cdot 1 + 0,104) \cdot \frac{0,85 \cdot 43,717}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 43,717} = 29,513 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 18-25$$

18.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média

Průřez pro médium:

$$S_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_1 \cdot z_2 = \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} \cdot 99 \cdot 2 = 0,103 \text{ m}^2 \quad 18-26$$

Rychlost média v trubkách:

$$w_m = \frac{(M_{PP} - M_{VSTI} - M_{VSTII}) \cdot v_{st_m}}{S_p} \quad 18-27$$

$$w_m = \frac{(70,833 - 2,553 - 2,908) \cdot 0,00137}{0,334} = 0,871 \frac{m}{s}$$

Opravný koeficient na vnitřní průměr trubky:

Určený z grafu v závislosti na hodnotě (t_{st_m}) .

$$c_t = 1,1 \quad 18-28$$

Nomografický součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (w_m, d) .

$$\alpha_N = 6300 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 18-29$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí při podélném proudění média:

$$\alpha_{k2} = \alpha_{2r} = c_t \cdot \alpha_N = 1,1 \cdot 6300 = 6930 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 18-30$$

18.4 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon ekonomizéru ECO

Celková výhřevná plocha:

Dle konzultace, kdy spaliny neprocházejí ideálně přes výhřevnou plochu, si zavedeme součinitel využití plochy: $k_x = 0,85$

Vnitřní plocha 1 m trubky:

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0257 = 0,0807 \text{ m}^2 \quad 18-31$$

Plocha jedné žebrované trubky (1 m):

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + (\pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z) + \left(2 \cdot \pi \cdot n_z \cdot \frac{(D_z^2 - D^2)}{4} \right) \quad 18-32$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,0337 \cdot (1 - 250 \cdot 0,001) + (\pi \cdot 0,0537 \cdot 250 \cdot 0,001) + \left(2 \cdot \pi \cdot 250 \cdot \frac{(0,0537^2 - 0,0337^2)}{4} \right)$$

$$S_{1m} = 0,81 \text{ m}^2$$

Výpočet celkové výhřevné plochy:

$$S = S_{1m} \cdot z_1 \cdot l_{tr} \cdot n_{rad} \cdot k_x \quad 18-33$$

$$S = 0,81 \cdot 99 \cdot 5 \cdot 80 \cdot 0,85 = 27197,87 \text{ m}^2$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

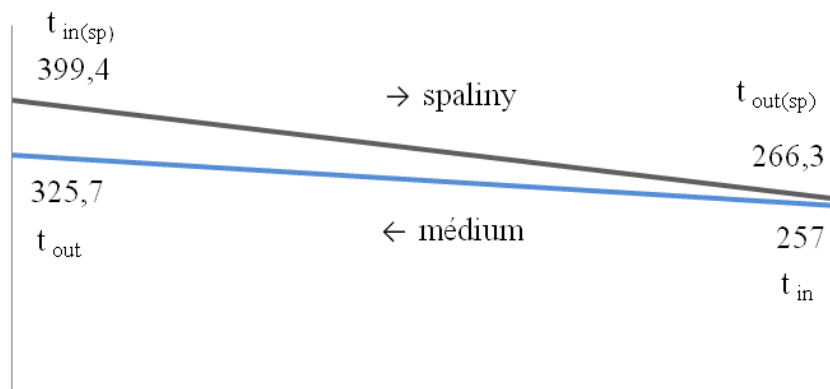
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{26,721} + \frac{1}{6930} \cdot \frac{0,81}{0,081}} = 28,307 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 18-34$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in,sp} - t_{out} = 399,4 - 325,7 = 73,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad 18-35$$

$$\Delta t_2 = t_{out,sp} - t_{in} = 266,3 - 257 = 9,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad 18-36$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{73,6 - 9,3}{\ln \frac{73,6}{9,3}} = 31 \text{ }^\circ\text{C} \quad 18-37$$



Obr. 15 Teplotní spád ekonomizéru ECO

Tepelný výkon převzatý výhřevnou plochou ekonomizéru ECO:

$$Q_P^{ECO} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{28,307 \cdot 29917,66 \cdot 31}{1000} = 23\,876,71 \text{ kW} \quad 18-38$$

18.5 Tepelná bilance ekonomizéru ECO

Tepelná bilance spalin ekonomizéru:

$$Q_{sp}^{ECO} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 18-39$$

$$Q_{sp}^{ECO} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (909,038 - 592,003) = 23\,884,91 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{ECO} - Q_P^{ECO}}{Q_{sp}^{ECO}} \cdot 100 = \frac{23\,884,91 - 23\,876,71}{23\,884,91} \cdot 100 = 0,015 \% \quad 18-40$$

19 Ohřívák vzduchu typu Ljungström

Návrh ohříváku vzduchu		
Počet paralelních ohříváků vzduchu	2	
Průměr rotoru	D = 6,78 m	
Otáčky rotoru	n = 2,3 ot/min	
Spalinový průřez	x _{sp} = 0,542	
Vzduchový průřez	x _{vzd} = 0,375	
	Horký díl ohříváku	Studený díl ohříváku
Typ výplně	vlnité a distanční plechy	hladké a distanční plechy
Výška dílu ohříváku	h ₁ = 0,93 m	h ₂ = 0,94 m
Součinitel rotoru	K _r = 0,92	K _r = 0,92
Součinitel výplně rotoru	K _v = 0,86	K _v = 0,81
koeficient výhřevné plochy	S ₁ = 440 m ² /m ³	S ₂ = 325 m ² /m ³
Ekvivalentní průměr	d _e = 0,0078 m	d _e = 0,0098 m

Tab. 38 Charakteristika rozměrů a geometrie ohříváku vzduchu OVZ

19.1 Parametry spalin

Vstupní teplota a entalpie spalin:

$$t_{in,sp} = 266,3 \text{ °C}$$

$$I_{in} = 592,003 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}}$$

Výstupní teplota a entalpie spalin:

$$t_{out,sp} = 132 \text{ °C}$$

$$I_{out} = 293,045 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3_{sp}}$$

Střední teplota spalin:

$$t_{st,sp} = \frac{t_{in,sp} + t_{out,sp}}{2} = \frac{266,3 + 132}{2} = 199,1 \text{ °C}$$

Množství spalin (na jeden ohřívák vzduchu):

$$m_{sp} = \frac{m_{pl} \cdot O_{sp}^v}{2} = \frac{75,545 \cdot 1,514}{2} = 57,171 \frac{\text{m}^3_{N,sp}}{\text{s}}$$

19-1

Průtočný průřez pro spaliny:

$$F_{sp} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot x_{sp} \cdot K_r^s \cdot K_v = \frac{\pi}{4} \cdot 6,78^2 \cdot 0,542 \cdot 0,92 \cdot 0,81 = 14,57 \text{ m}^2 \quad 19-2$$

Rychlost proudění spalin v kanále:

$$w_{sp} = \frac{m_{sp}}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{st,sp}}{273,15} = \frac{57,171}{14,57} \cdot \frac{273,15 + 199,1}{273,15} = 6,783 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 19-3$$

19.2 Parametry vzduchu

Vstupní teplota vzduchu:

$$t_{in,vzd} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výstupní teplota vzduchu:

$$t_{out,vzd} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$$

Střední teplota vzduchu:

$$t_{st,vzd} = \frac{t_{in,vzd} + t_{out,vzd}}{2} = \frac{80 + 190}{2} = 135 \text{ }^\circ\text{C}$$

Součinitel přebytku vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu:

$$\beta = \alpha - \Delta\alpha - \Delta\alpha_{ml} = 1,17 - 0 - 0 = 1,17 \quad 19-4$$

Součinitel přebytku vzduchu na straně vzduchu:

$$\beta_{vzd} = \beta + \frac{\Delta\alpha}{2} - \beta_{rec} = 1,17 + \frac{0,15}{2} - 0 = 1,245 \quad 19-5$$

Množství vzduchu (na jeden ohřívák vzduchu):

$$m_{vzd} = \frac{m_{pl} \cdot O_{vzd}^v \cdot \beta_{vzd}}{2} = \frac{75,545 \cdot 0,654 \cdot 1,245}{2} = 30,733 \frac{\text{m}^3_{N \text{ vzd}}}{\text{s}} \quad 19-6$$

Rychlost proudění vzduchu v kanále:

$$w_{vzd} = \frac{m_{vzd} \cdot x_{sp}}{m_{sp} \cdot x_{vzd}} \cdot w_{sp} = \frac{30,733 \cdot 0,542}{57,171 \cdot 0,375} \cdot 6,783 = 5,267 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 19-7$$

19.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Z pohledu horkého dílu:

Opravný koeficient na poměrnou délku:

$$c_e = 1 \quad 19-8$$

Součinitel korekce na teplotu proudu spalin a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{st,sp}$, r_{H_2O}).

$$c_f = 1,12 \quad 19-9$$

Opravný koeficient na typ výplně:

$$c_N = 1,15 \quad 19-10$$

Nomogramový součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (d_e, w_{sp}).

$$\alpha_N = 35 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-11$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí pro horký díl:

$$\alpha_{1sp}^H = c_N \cdot c_e \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1,15 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 35 = 45,08 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-12$$

Z pohledu studeného dílu:

Opravný koeficient na poměrnou délku:

$$c_e = 1 \quad 19-13$$

Součinitel korekce na teplotu proudu spalin a parciální tlak vodní páry:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{st,sp}, r_{H_2O}$).

$$c_f = 1,12 \quad 19-14$$

Opravný koeficient na typ výplně:

$$c_N = 0,9 \quad 19-15$$

Nomogramový součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (d_e, w_{sp}).

$$\alpha_N = 34 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-16$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí pro studený díl:

$$\alpha_{1sp}^S = c_N \cdot c_e \cdot c_f \cdot \alpha_N = 0,9 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 34 = 34,272 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-17$$

19.4 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu

Teplota stěny listů:

$$t_{st(listů)} = \frac{x_{sp} \cdot t_{st,sp} + x_{vzd} \cdot t_{st,vzd}}{x_{sp} + x_{vzd}} \quad 19-18$$

$$t_{st(listů)} = \frac{0,542 \cdot 199,1 + 0,375 \cdot 135}{0,542 + 0,375} = 172,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Z pohledu horkého dílu:

Opravný koeficient na poměrnou délku:

$$c_e = 1 \quad 19-19$$

Součinitel korekce na teplotu proudu vzduchu a teplotu stěny:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{st,vzd.}$, $t_{st(listi)}$).

$$c_f = 1,1 \quad 19-20$$

Opravný koeficient na typ výplně:

$$c_N = 1,15 \quad 19-21$$

Nomogramový součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (d_e , $w_{vzd.}$).

$$\alpha_N = 29 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-22$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí pro horký díl:

$$\alpha_{2vzd}^H = c_N \cdot c_e \cdot c_f \cdot \alpha_N = 1,15 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 29 = 36,685 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-23$$

Z pohledu studeného dílu:

Opravný koeficient na poměrnou délku:

$$c_e = 1 \quad 19-24$$

Součinitel korekce na teplotu proudu vzduchu a teplotu stěny:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách ($t_{st,vzd.}$, $t_{st(listi)}$).

$$c_f = 1,1 \quad 19-25$$

Opravný koeficient na typ výplně:

$$c_N = 0,9 \quad 19-26$$

Nomogramový součinitel:

Určený z grafu v závislosti na hodnotách (d_e , $w_{vzd.}$).

$$\alpha_N = 28 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-27$$

Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí pro studený díl:

$$\alpha_{2vzd}^S = c_N \cdot c_e \cdot c_f \cdot \alpha_N = 0,9 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 28 = 27,72 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-28$$

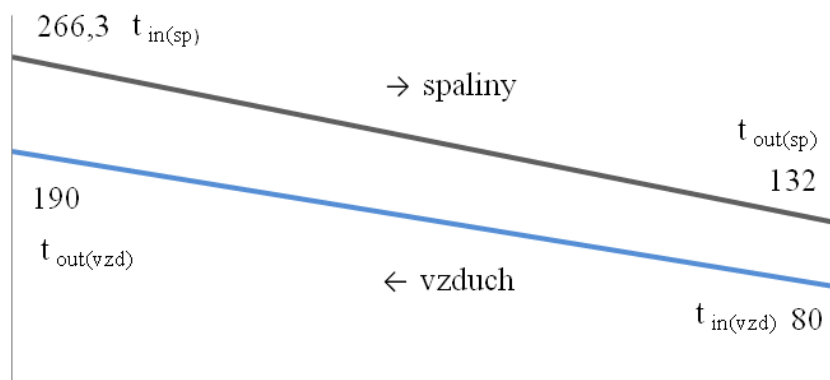
19.5 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon ohříváku vzduchu OVZ

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_1 = t_{in\,sp} - t_{out\,vzd} = 266,2 - 190 = 76,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 19-29$$

$$\Delta t_2 = t_{out\,sp} - t_{in\,vzd} = 132 - 80 = 52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 19-30$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{76,2 - 52}{\ln \frac{76,2}{52}} = 63,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 19-31$$



Obr. 16 Teplotní spád ohříváku vzduchu OVZ

Součinitel využití:

$$\xi = 1 \quad 19-32$$

Z pohledu horkého dílu

Součinitel prostupu tepla pro horký díl:

$$k_H = \frac{\xi}{\frac{1}{x_{sp} \cdot \alpha_{1sp}^H} + \frac{1}{x_{vzd} \cdot \alpha_{2vzd}^H}} = \frac{1}{\frac{1}{0,542 \cdot 45,08} + \frac{1}{0,375 \cdot 36,685}} = 8,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad 19-33$$

Výhřevná plocha horkého dílu:

$$S_H = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot K_r \cdot S_1 \cdot h_1 = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 6,78^2 \cdot 0,92 \cdot 440 \cdot 0,93 = 12912,1 \text{ m}^2 \quad 19-34$$

Tepelný výkon horkého dílu:

$$Q_H^{OVZ} = \frac{k_H \cdot S_H \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{8,8 \cdot 12912,1 \cdot 63,3}{1000} = 7\,197,19 \text{ kW} \quad 19-35$$

Z pohledu studeného dílu

Součinitel prostupu tepla pro studený díl:

$$k_S = \frac{\xi}{\frac{1}{x_{sp} \cdot \alpha_{1sp}^S} + \frac{1}{x_{vzd} \cdot \alpha_{2vzd}^S}} = \frac{1}{\frac{1}{0,542 \cdot 34,272} + \frac{1}{0,375 \cdot 27,72}} = 6,664 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad 19-36$$

Výhřevná plocha studeného dílu:

$$S_S = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot K_r \cdot S_2 \cdot h_2 = 0,95 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 6,78^2 \cdot 0,92 \cdot 325 \cdot 0,94 = 9639,89 \text{ m}^2 \quad 19-37$$

Tepelný výkon studeného dílu:

$$Q_S^{OVZ} = \frac{k_S \cdot S_S \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{6,664 \cdot 9639,89 \cdot 63,3}{1000} = 4\,069,1 \text{ kW} \quad 19-38$$

Celkový tepelný výkon ohříváků vzduchu:

$$Q_C^{OVZ} = (Q_H^{OVZ} + Q_S^{OVZ}) \cdot 2 = (7\,197,19 + 4\,069,1) \cdot 2 = 22\,532,56 \text{ kW} \quad 19-39$$

19.6 Tepelná bilance ohříváku vzduchu OVZ

Tepelná bilance spalin ohříváku vzduchu:

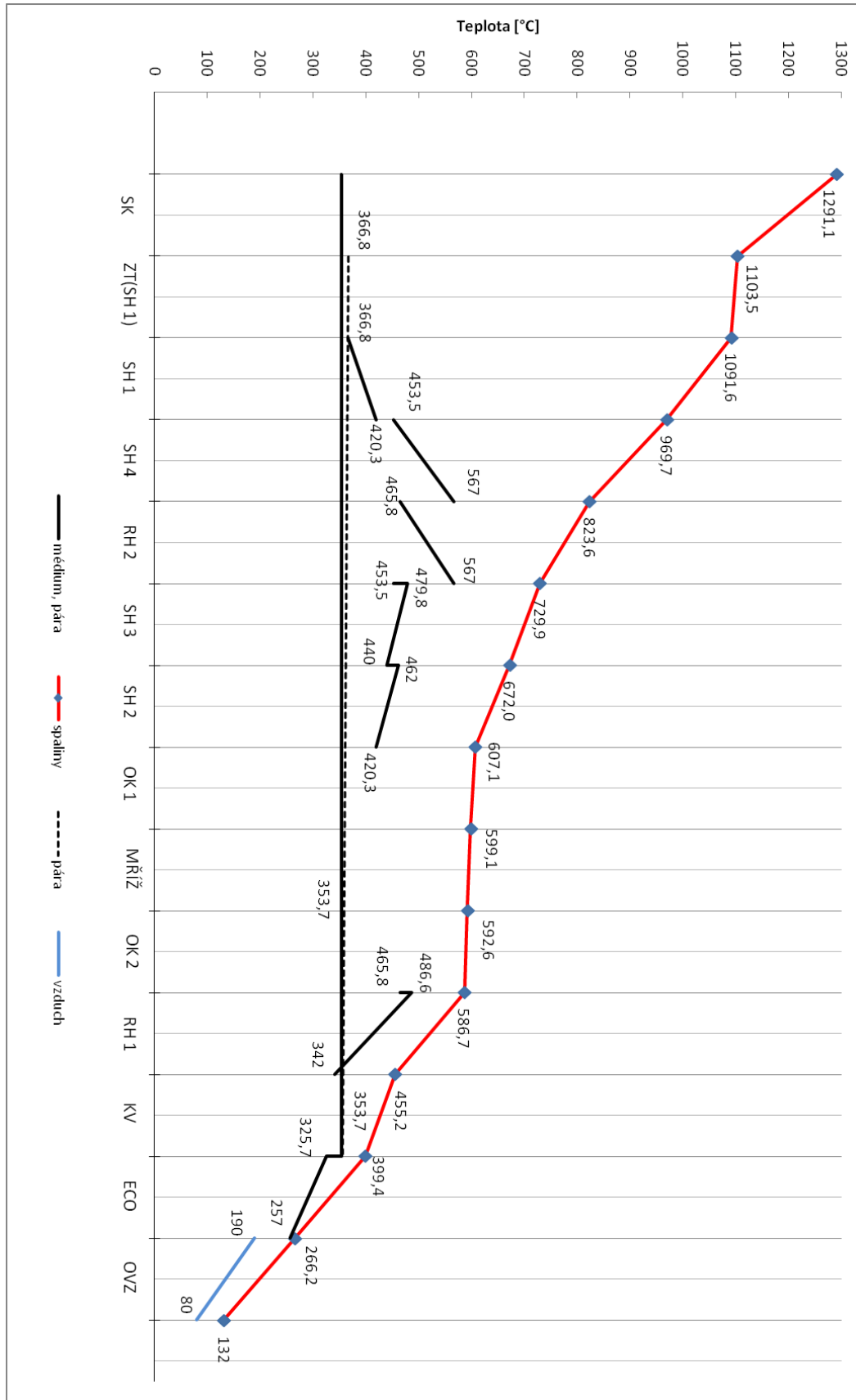
$$Q_{sp}^{OVZ} = m_{pl} \cdot \varphi \cdot (I_{in} - I_{out}) \quad 19-40$$

$$Q_{sp}^{OVZ} = 75,545 \cdot 0,997 \cdot (592,003 - 293,045) = 22\,523,07 \text{ kW}$$

Bilanční odchylka tepel:

$$\Delta Q_b = \frac{Q_{sp}^{OVZ} - Q_C^{OVZ}}{Q_{sp}^{OVZ}} \cdot 100 = \frac{22\,523,07 - 22\,532,56}{22\,523,07} \cdot 100 = -0,042 \% \quad 19-41$$

20 Pilový diagram



Obr. 17 Pilový diagram

21 Celkový tepelný výkon převzatý vedlejšími výhřevnými plochami kotle

Tepelný výkon převzatý membránovou stěnou ve spalovací komoře:

$$Q_P^{M SK} = Q_s \cdot m_{pl} = 531,407 \cdot 75,545 = 40\,144,98 \text{ kW} \quad 21-1$$

Celkový tepelný výkon převzatý výparníkem:

$$Q_P^{V C} = Q_P^{M SK} + Q_P^{M 1} + Q_P^{M 2} + Q_P^{M 3} + Q_P^{M 4} + Q_P^{M 5} + Q_P^{M 6} + Q_P^{M 7} + Q_P^{VM} + \\ + Q_P^{M 8} + Q_P^{M 9} + Q_P^{KV} + Q_P^{M 10} \quad 21-2$$

$$Q_P^{V C} = 40\,144,98 + 711,77 + 4\,492,4 + 4\,091,57 + 2\,256,12 + 1\,432,44 + 1\,883,72 + \\ + 736,1 + 1\,195,2 + 191,57 + 1\,051,02 + 9\,999,5 + 102,6$$

$$Q_P^{V C} = 68\,288,96 \text{ kW}$$

Celkový tepelný výkon převzatý závěsnými trubkami, stěnovým a stropním přehřívákem:

$$Q_P^{SH C} = Q_P^{ZT 1} + Q_P^{ZT 2} + Q_P^{ZT 3} + Q_P^{ZT 4} + Q_P^{ZT 5} + Q_P^{ZT 6} + Q_P^{ZT 7} + Q_P^{ZT 8} + \\ + Q_P^{SP 1} + Q_P^{SP 2} + Q_P^{SP 3} + Q_P^{ZT 9} + Q_P^{ZT 10} + Q_P^{BP 1} + Q_P^{BP 2} \quad 21-3$$

$$Q_P^{SH C} = 2\,154,53 + 1\,905,37 + 1\,735,36 + 956,89 + 607,54 + 798,95 + 542,44 + \\ + 605,15 + 38,9 + 571,43 + 356,44 + 655,97 + 499,38 + 122,91 + 48,75$$

$$Q_P^{SH C} = 11\,600 \text{ kW}$$

22 Kontrola tepelné bilance kotle

Celková tepelná bilance

$$Q_{sp}^C = Q_{sp}^{SK} + Q_{sp}^{PZT\ 1} + Q_{sp}^{PSH\ 1} + Q_{sp}^{PSH\ 4} + Q_{sp}^{PRH\ 2} + Q_{sp}^{PSH\ 3} + Q_{sp}^{PSH\ 2} + Q_{sp}^{PM\ 7} + \\ + Q_{sp}^{PVM} + Q_{sp}^{PSP\ 3} + Q_{sp}^{PRH\ 1} + Q_{sp}^{PKV} + Q_{sp}^{ECO} \quad 22-1$$

$$Q_{sp}^C = 40\ 144,98 + 2\ 865,64 + 25\ 791,1 + 30\ 019,66 + 18\ 856,13 + \\ + 11\ 372,53 + 12\ 814,19 + 1882,64 + 1233,5 + 1\ 120,21 + 24\ 841,75 \\ + 10\ 281,79 + 23\ 884,91$$

$$Q_{sp}^C = 205\ 111,12\ \text{kW}$$

Výpočet celkové bilanční odchylky:

$$\Delta Q_b^C = Q_p^p \cdot m_{PI} \cdot \frac{\eta_k}{100} - Q_{sp}^C = 3\ 240 \cdot 75,545 \cdot \frac{84,046}{100} - 205\ 111,1 = 603,4\ \text{kW} \quad 22-2$$

$$\Delta Q = \frac{\Delta Q_b^C}{Q_p^p \cdot m_{PI} \cdot \frac{\eta_k}{100}} \cdot 100 = \frac{603,4}{3\ 240 \cdot 75,545 \cdot \frac{84,046}{100}} \cdot 100 = 0,29\ \% \quad 22-3$$

Pokud je výpočet správně proveden, nesmí být hodnota celkové bilanční odchylky ΔQ větší než 0,5 %. Výpočet splňuje danou podmínku.

23 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout parní kotel s přehříváním páry pro zadané parametry přehřáté páry při množství 255 t/h, teplotě 567 °C, 16,6 MPa a pro zadané parametry přehřáté páry při množství 245 t/h, teplotě 567 °C, 3,3 MPa. Parní kotel je navržen pro spalování vyčištěného vysokopecního plynu do železáren. Vysokopecní plyn se řadí mezi paliva málo výhřevná, kdy výhřevnost paliva hraničí s jeho vlastní schopností hoření. Tato vlastnost je způsobena složením vysokopecního plynu, kdy převážnou část plynu tvoří inertní složky N_2 a CO_2 . Z tohoto důvodu vychází nízká teplota spalin na výstupu ze spalovací komory. Po konzultaci bylo třeba zavést nepočitatelnou ztrátu, která zohledňuje tyto specifické vlastnosti plynu.

Typ konstrukčního provedení parního kotle je polověžový (neboli El Paso), kdy nad spalovací komorou jsou umístěny první dva tahy kotle. Celkový koncept kotle se skládá ze čtyř tahů.

Spalovací komora, první tah a část druhého tahu kotle je tvořena membránovými stěnami výparníku. Nad spalovací komoru, v prvním tahu kotle, se nachází přehřívák páry SH 1 s nejnižší teplotou páry, aby nedošlo k propalu várníc. V prvním tahu kotle se dále nachází přehříváky páry SH 2, SH 3, SH 4 a přehřívák páry RH 2. Stropní prostor a boční část druhého tahu tvoří stěny přehříváku. V druhém tahu je umístěn přehřívák páry RH 1 a konvekční svazek výparníku. Ve třetím tahu dochází ke snižování oxidů dusíku NO_x ve spalinách pomocí selektivní katalytické redukce. Tato metoda pracuje na bázi rozprašování čpavku, čpavkové vody, močoviny nebo jiných sloučenin, které reagují s NO_x ve spalinách. V posledním tahu kotle se nachází ekonomizér. Spaliny vystupující z ekonomizéru vstupují do dvoustupňového ohříváku vzduchu typu Ljungström.

Pomocí vstřikování napájecí vody se provádí regulace teploty páry. Regulace je umístěna mezi přehříváky páry SH 2 – SH 3 a SH 3 – SH 4. Regulace přehřáté páry je závislá na samotném okruhu napájecí vody a je umístěna mezi přehříváky RH 1 – RH 2.

V kapitole 20 se nachází výsledný diagram průběhu teplot pracovního média a spalin. Detailní rozvržení výhřevných ploch je uvedeno na výkresu v příloze 1. Veškeré podklady a informace pro výpočty byly převzaty ze zdroje [1].

Seznam použité literatury

- [1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. vyd. Praha: Vysoké učení technické v Brně, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] KONVIČKA, Vladislav. *Hornická skripta: Vysokopecní provoz železáren* [online]. 3.3.2014 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://www.hornictvi.info/prirucka/zprac/vyspec/vyspec.htm>
- [3] KÓL, Přemysl. *Spalování plynných paliv* [online]. © 2011- [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://spalovaci-procesy.wz.cz/PP.html>
- [4] HOVORKA, František. *Technologie chemických látek*. 1. vyd. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 2005. ISBN 80-7080-588-9.
- [5] KOCUREK, Pavel. *Odprašování odpadních plynů* [online]. © 2009-2013 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/uchop/velebudice/ovzdusi/odprasovani.htm>
- [6] *Spalování a kotle* [online]. České vysoké učení technické v Praze: Fakulta strojní, © 2011 [cit. 2014-05-29]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/files/VTK%20pr6%5B1%5D.pdf>
- [7] Software X Steam Tables – IF-97 Steam tables by Magnus Holmgren (www.x-eng.com)

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
A	[m]	Šířka tahu
a_0	[-]	Stupeň černosti ohniště
a_{NS}	[-]	Stupeň černosti nesvítivé části plamene
a_{pl}	[-]	Efektivní stupeň černosti plamene
a_{st}	[-]	Stupeň černosti povrchu stěn
a_{SV}	[-]	Stupeň černosti svítivé části plamene
a_0	[-]	Stupeň černosti ohniště
B	[m]	Hloubka tahu
B_0	[-]	Boltzmannovo číslo
C	[m]	Výška tahu
c	[-]	Cirkulační číslo
c_d	[-]	Opravný koeficient pro určení součinitele přestupu tepla
c_f	[-]	Součinitel korekce na teplotu proudu a parciální tlak vodní páry
C^r	[%]	Celkové množství uhlíku v plynu
c_s	[-]	Součinitel korekce na uspořádání svazku
c_{sp}	[kJ/m ³ · K]	Měrné teplo spalin
cp_{vzd}	[kJ/m ³ · K]	Měrné teplo suchého vzduchu
c_z	[-]	Součinitel korekce na počet podélných řad
D	[m]	Vnější průměr trubky
d	[m]	Vnitřní průměr trubky
d_e	[m]	Ekvivalentní průměr
E	[-]	Součinitel efektivity žebra
F_{sp}	[m ²]	Průtočná plocha spalin
F_{st}	[m ²]	Povrch stěn ohniště
$F_{ús}$	[m ²]	Účinná sálavá plocha stěn ohniště
f_v	[-]	Součinitel vlhkosti
h	[m]	Výška dílu OVZ
h_c	[m]	Výška spalovací komory
h_h	[m]	Střední výška hořáků
$h_ž$	[m]	Výška žebra
i	[kJ/m ³]	Entalpie jednotlivých složek spalin
i'	[kJ/kg]	Entalpie syté kapaliny
i''	[kJ/kg]	Entalpie syté páry
i_{in}	[kJ/kg]	Vstupní entalpie média
I_{in}	[kJ/m ³]	Vstupní entalpie spalin
I_0	[kJ/m ³]	Entalpie spalin na konci ohniště
i_{out}	[kJ/kg]	Výstupní entalpie média
I_{out}	[kJ/m ³]	Výstupní entalpie spalin
I_{sp}	[kJ/m ³]	Entalpie spalin
$I_{sp.min}^V$	[kJ/m ³]	Entalpie minimálního objemu vlhkých spalin
$I_{vzd.min}^S$	[kJ/m ³]	Entalpie minimálního objemu suchého vzduchu
$I_{vzd.min}^V$	[kJ/m ³]	Entalpie minimálního objemu vlhkého vzduchu

I_u	[kJ/m ³ _{sp}]	Užitečné teplo uvolněné ve spalovací komoře
k	[kW]	Součinitel prostupu tepla
K_c	[1/m. MPa]	Součinitel zeslabení sálání částicemi sazí
$k \cdot p \cdot s$	[–]	Optická hustota spalin
K_r	[–]	Součinitel rotoru OVZ
K_{sp}	[1/m. MPa]	Součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů
K_v	[–]	Součinitel výplně rotoru OVZ
k_x	[–]	Součinitel využití plochy
l_{tr}	[m]	Délka trubky
M	[–]	Součinitel respektující průběh teplot v ohništi
mgCO	[%]	Emisní limit CO
m_{pl}	[m ³ _{N pl} /s]	Množství paliva skutečně spáleného
$m_{pl(t)}$	[m ³ _{N pl} /s]	Množství paliva přivedeného do kotle
M_{MP}^{vstup}	[kg/s]	Množství páry vstupující do přehříváku
$M_{MP}^{výstup}$	[kg/s]	Množství páry vystupující z přehříváku
M_{OD}	[kg/s]	Množství odluhu
M_{PP}	[kg/s]	Množství přehřáté páry
M_{VST}	[kg/s]	Množství vstříku
$n_{řad}$	[–]	Počet řad
O_{Ar}^{sp}	[m ³ _{N Ar} /m ³ _{N pl}]	Objem Ar ve spalinách
$O_{CO_2}^{sp}$	[m ³ _{N CO_2} /m ³ _{N pl}]	Objem CO ₂ ve spalinách
$O_{H_2O}^{sp}$	[m ³ _{N H_2O} /m ³ _{N pl}]	Skutečný objem vodní páry H ₂ O ve spalinách
$O_{H_2O \min}^{sp}$	[m ³ _{N H_2O} /m ³ _{N pl}]	Objem vodní páry H ₂ O ve spalinách
$O_{N_2}^{sp}$	[m ³ _{N N_2} /m ³ _{N pl}]	Objem N ₂ ve spalinách
$O_{SO_2}^{sp}$	[m ³ _{N SO_2} /m ³ _{N pl}]	Objem SO ₂ ve spalinách
$O_{sp.min}^s$	[m ³ _{N sp} /m ³ _{N pl}]	Minimální objem suchých spalin při spálení suchého plynu
O_{sp}^v	[m ³ _{N sp} /m ³ _{N pl}]	Skutečný objem vlhkých spalin
$O_{sp.min}^v$	[m ³ _{N sp} /m ³ _{N pl}]	Minimální objem vlhkých spalin při spálení suchého plynu
$O_{vzd.min}^s$	[m ³ _{N vzd} /m ³ _{N pl}]	Minimální objem suchého vzduchu na spálení plynu
O_{vzd}^v	[m ³ _{N vzd} /m ³ _{N pl}]	Skutečný objem vlhkého vzduchu s přebytkem vzduchu
$O_{vzd.min}^v$	[m ³ _{N vzd} /m ³ _{N pl}]	Minimální objem vlhkého vzduchu na spálení plynu
$\overline{O_{sp} \cdot c}$	[kJ/m ³ _{sp} · K]	Střední celkové měrné teplo spalin
$O_{2 \min}$	[m ³ _{N O_2} /m ³ _{N pl}]	Minimální objem kyslíku na spálení plynu
O_{2ref}	[%]	Obsah kyslíku pro referenční stav
p	[MPa]	Tlak v ohništi
p''	[MPa]	Absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě
p_c	[MPa]	Celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu
p_{in}	[MPa]	Tlak média na vstupu
p_{out}	[MPa]	Tlak média na výstupu
p_{sp}	[MPa]	Parciální tlak tříatomových plynů
p_{st}	[MPa]	Střední tlak

Q_i^r	$[M]/m_{N\text{pl}}^3$	Výhřevnost paliva
Q_p^p	$[kJ]/m_{\text{pl}}^3$	Teplu přivedené do kotle
Q_s	$[kJ]/m_{\text{sp}}^3$	Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn
Q_V	$[kW]$	Tepelný výkon kotle
Q_{vzd}	$[kJ]/m_{\text{vzd}}^3$	Teplu přivedené do kotle se vzduchem
ΔQ	$[\%]$	Bilanční odchylka tepel
$r_{\text{H}_2\text{O}}$	$[-]$	Objemové části vodní páry ve spalinách
r_{RO_2}	$[-]$	Objemové části tříatomových plynů
r_{sp}	$[-]$	Součet objemových částí tříatomových plynů
S	$[m^2]$	Celková výhřevná plocha
s	$[m]$	Účinná tloušťka sálové vrstvy
S_p	$[m^2]$	Průřez pro páru
s_1	$[m]$	Příčná rozteč
s_2	$[m]$	Podélná rozteč
T_a	$[K]$	Absolutní teplota nechlazeného plamene
t_{in}	$[^\circ\text{C}]$	Teplota média na vstupu
tl	$[m]$	Tloušťka stěny trubky
T_0	$[K]$	Absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště
t_{ok}	$[^\circ\text{C}]$	Teplota vzduchu okolí
t_{out}	$[^\circ\text{C}]$	Teplota média na výstupu
t_{st}	$[^\circ\text{C}]$	Střední teplota
Δt_{ln}	$[^\circ\text{C}]$	Střední teplotní logaritmický spád
V_0	$[m^3]$	Objem spalovací komory
v_{st}	$[m^3/\text{kg}]$	Střední měrný objem
w_p	$[m/\text{s}]$	Rychlost páry
w_{sp}	$[m/\text{s}]$	Rychlost proudění spalin
x_0	$[-]$	Poměrná výška hořáků
x_{sp}	$[-]$	Spalinový díl
x_{st}	$[-]$	Úhlový součinitel
x_{vzd}	$[-]$	Vzduchový díl
Z_{cn}	$[\%]$	Ztráta hořlavinou ve spalinách
Z_{nep}	$[\%]$	Nepočitatelná ztráta
Z_k	$[\%]$	Ztráta fyzickým teplem spalin
Z_{sv}	$[\%]$	Ztráta sdílením tepla do okolí
z_1	$[-]$	Počet trubek v řadě
z_2	$[-]$	Počet hadů
α	$[-]$	Součinitel přebytku vzduchu
α_N	$[W/m^2 \cdot K]$	Nomografický součinitel
α_{k1}	$[W/m^2 \cdot K]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin
α_{k2}	$[W/m^2 \cdot K]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně média
α_{1r}	$[W/m^2 \cdot K]$	Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin
α_{2r}	$[W/m^2 \cdot K]$	Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně média
α_{sal}	$[W/m^2 \cdot K]$	Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin
β	$[-]$	Součinitel přebytku vzduchu na straně vzduchu
η_k	$[\%]$	Tepelná účinnost kotle
ξ	$[-]$	Součinitel zanesení stěn ohniště

ρ	[kg/m ³]	Hustota
σ_1	[–]	Poměrná příčná rozteč
σ_2	[–]	Poměrná podélná rozteč
φ	[%]	Relativní vlhkost
φ	[–]	Součinitel uchování tepla
ϑ_a	[°C]	Adiabatická teplota spalin
ϑ_K	[°C]	Výstupní teplota spalin
ϑ_0	[°C]	Teplota na konci ohniště
ψ	[–]	Součinitel tepelné efektivity
$\bar{\psi}$	[–]	Střední hodnota součinitele tepelné efektivity

Seznam příloh

Příloha č. 1: Výkres kotle

Seznam obrázků

Obr. 1 Zjednodušené schéma vysoké pece	15
Obr. 2 I-t diagram vzduchu a spalin (pro různé přebytky vzduchu).....	22
Obr. 3 Schéma spalovací komory kotle.....	26
Obr. 4 Teplotní spád ZT 1 (pod SH 1)	44
Obr. 5 Teplotní spád přehříváku SH 1	50
Obr. 6 Teplotní spád přehříváku SH 4.....	56
Obr. 7 Teplotní spád přehříváku RH 2	62
Obr. 8 Teplotní spád přehříváku SH 3	68
Obr. 9 Teplotní spád přehříváku SH 2.....	74
Obr. 10 Teplotní spád membránové stěny	80
Obr. 11 Teplotní spád výparníkové mříže	86
Obr. 12 Teplotní spád stropního přehříváku SP	91
Obr. 13 Teplotní spád přehříváku RH 1	97
Obr. 14 Teplotní spád konvekčního výparníku KV	104
Obr. 15 Teplotní spád ekonomizéru ECO	111
Obr. 16 Teplotní spád ohříváku vzduchu OVZ	117
Obr. 17 Pilový diagram	119

Seznam tabulek

Tab. 1 Složení vybraných druhů paliv [3].....	16
Tab. 2 Tabulka entalpie složek spalin a měrné teplo suchého vzduchu	21
Tab. 3 Tabulka entalpie vzduchu a produktů spalování.....	22
Tab. 4 Přehled teplosměnných ploch z pohledu pracovního média.....	38
Tab. 5 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy ZT 1	39
Tab. 6 Vstupní a výstupní parametry páry	39
Tab. 7 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku ZT 1	44
Tab. 8 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SH 1	46
Tab. 9 Vstupní a výstupní parametry páry	46
Tab. 10 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SH 1.....	51
Tab. 11 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SH 4	52
Tab. 12 Vstupní a výstupní parametry páry SH 4	52
Tab. 13 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SH 4.....	57
Tab. 14 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy RH 2.....	58
Tab. 15 Vstupní a výstupní parametry páry přehříváku RH 2.....	58
Tab. 16 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku RH 2.....	63
Tab. 17 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SH 3	64
Tab. 18 Vstupní a výstupní parametry páry SH 3.....	64
Tab. 19 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SH 3.....	69
Tab. 20 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SH 2	70
Tab. 21 Vstupní a výstupní parametry páry SH 2	70
Tab. 22 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SH 2.....	75
Tab. 23 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy M 7.....	76
Tab. 24 Vstupní a výstupní parametry média výparníku	76
Tab. 25 Vedlejší teplosměnné plochy membránové stěny M7	80
Tab. 26 Charakteristika rozměrů a geometrie výparníkové mříže.....	82
Tab. 27 Vedlejší teplosměnné plochy výparníkové mříže.....	86
Tab. 28 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy SP 3.....	87
Tab. 29 Vstupní a výstupní parametry páry SP 3	87
Tab. 30 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku SP 3	92
Tab. 31 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy RH 1.....	93
Tab. 32 Vstupní a výstupní parametry páry RH 1	93
Tab. 33 Vedlejší teplosměnné plochy přehříváku RH 1	98
Tab. 34 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy KV	99
Tab. 35 Vedlejší teplosměnné plochy výparníku KV	105
Tab. 36 Charakteristika rozměrů a geometrie výhřevné plochy ECO	106
Tab. 37 Vstupní a výstupní parametry média ECO	106
Tab. 38 Charakteristika rozměrů a geometrie ohříváku vzduchu OVZ.....	113