



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH OPATŘENÍ PRO PLNĚNÍ EMISNÍCH LIMITŮ U KOTLE BLOKU 210 MW

THE PROPOSAL OF MEASUREMENTS TO FULFILL EMISSION LIMITS FOR BOILER OF POWER
UNIT 210 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVOL SMOKOŇ

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. Pavol Smokoň

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:

Návrh opatření pro plnění emisních limitů u kotle bloku 210 MW

v anglickém jazyce:

The proposal of measurements to fulfill emission limits for boiler of power unit 210 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přepočet parního kotle a návrh opatření pro snížení emisí.

Cíle diplomové práce:

1/ Přepočet parního kotle bloku 210 MW

2/ Návrh úprav pro dosažení nižších emisních limitů

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 7.11.2013

L.S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá denitrifikací hnědouhelného kotle elektrárenského bloku. Úvodní kapitoly jsou věnované technickému popisu kotle a možným úpravám, které by vedly ke snížení emisí NO_x ve spalínách. Pro splnění nových emisních limitů platných od 1.1.2016 je navrženo řešení úpravy spalín pomocí selektivní katalytické redukce (SCR). Těžištěm práce je tepelný přepočet parního kotle s úpravami potřebnými pro instalaci SCR. Cílem výpočtu je určit výstupní teplotu spalín a teplotu v oblasti katalyzátoru, aby bylo možné posoudit vhodnost navržených úprav.

Klíčová slova:

Práškový kotel, denitrifikace, hnědé uhlí, selektivní katalytická redukce, oxidy dusíku.

ABSTRACT

This master's thesis deals with denitrification of brown coal-fired boiler of electric power plant. First chapters describe technical characteristics of the boiler and possible measurements which would lead to lowering NO_x emissions. In order for boiler to meet emission standards valid from 1.1.2016 flue gas treatment by selective catalytic reduction is proposed. Main part of the thesis is thermal calculation of the boiler with modifications necessary in order to apply SCR. The aim of calculation is to determine flue gas exit temperature and temperature at catalyst area in order to assess the suitability of proposed modifications.

Keywords:

Pulverized coal-fired boiler, brown coal, selective catalytic reduction, nitric oxide, nitrogen dioxide.

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

SMOKOŇ, P. *Návrh opatření pro plnění emisních limitů u kotle bloku 210 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 153 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne, za pomoci vedúceho Ing. Mareka Baláša, Ph.D a konzultanta Ing. Ondřeja Nechvátala. Ďalej prehlasujem, že všetky podklady, z ktorých som pri tvorbe práce čerpal, sú uvedené v zozname použitej literatúry.

V Brne dňa 30.5.2014

.....
Bc. Pavol Smokoň

POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som rád poďakoval vedúcemu práce Ing. Marekovi Balášovi Ph.D. a konzultantovi Ing. Ondřejovi Nechvátalovi z firmy Provyko s.r.o. za čas venovaný odborným konzultáciám a cenné rady a pripomienky, ktorými prispeli k vypracovaniu tejto diplomovej práce.

OBSAH

1	ÚVOD	14
2	POPIS SÚČASNÉHO STAVU	15
2.1	Hlavné nedostatky súčasného stavu.....	17
3	MOŽNOSTI ZNÍŽENIA KONCENTRÁCIE NO_x V SPALINÁCH.....	19
3.1	Primárne opatrenia	19
3.2	Sekundárne opatrenia.....	20
4	VOĽBA ZARIADENIA PRE ZNÍŽENIE EMISÍ OXIDOV DUSÍKA	23
4.1	Výpočet veličín potrebných pre dimenzovanie katalyzátora	23
4.1.1	Rozbor paliva s najnižšou výhrevnosťou	23
4.1.2	Stechiometrický výpočet objemu spalín.....	25
4.1.3	Entalpia vzduchu a produktov spaľovania	27
4.1.4	Určenie účinnosti kotla nepriamou metódou.....	28
4.1.5	Výrobné teplo pary a množstvo paliva	30
4.1.6	Maximálny objemový tok spalín v mieste katalyzátora:	30
4.1.7	Výpočet koncentrácie oxidu siričitého a popolčeka	30
4.2	Popis zariadenia pre selektívnu katalytickú redukciu	31
5	ROZBOR PALIVA A STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY	33
5.1	Rozbor paliva	33
5.2	Objemy a entalpie vzduchu a spalín	34
5.2.1	Objem suchého a vlhkého vzduchu	34
5.2.2	Objemy jednotlivých zložiek spalín	35
5.2.3	Skutočný objem vzduchu a spalín	36
5.2.4	Entalpia vzduchu a produktov spaľovania	37
6	TEPELNÁ BILANCIA KOTLA.....	40
6.1	Určenie účinnosti kotla	40
6.1.1	Strata mechanickým nedopalom.....	40
6.1.2	Strata chemickým nedopalom	41
6.1.3	Strata sálaním a vedením tepla do okolia	41
6.1.4	Strata fyzickým teplom tuhých zostatkov	41
6.1.5	Strata fyzickým teplom spalín	42
6.1.6	Tepelná účinnosť kotla	42

6.2	Výrobné teplo pary	42
6.3	Množstvo paliva	43
7	VÝPOČET SPAĽOVACEJ KOMORY	44
7.1	Konštrukčné parametre ohniska	44
7.2	Celkové užitočné teplo uvoľnené v ohnisku:	46
7.3	Teplota spalín na výstupe z ohniska:	48
7.4	Množstvo tepla odovzdané do stien ohniska	49
8	BILANČNÝ VÝPOČET PLÔCH NA STRANE PRACOVNÉHO MÉDIA.....	50
8.1	Tlakové straty jednotlivých plôch	50
8.2	Prehrievač P5.....	50
8.3	Prehrievač P4.....	51
8.4	Prehrievač P3.....	51
8.5	Biflux - vysokotlaká strana.....	52
8.6	Prehrievač P2.....	53
8.7	Prehrievač P1	53
8.8	Výparník.....	54
8.9	Ekonomizér EKO2	54
8.10	Ekonomizér EKO1	55
8.11	Prihrievač MP2	55
8.12	Prihrievač MP1	55
8.13	Biflux - nízkotlaká strana.....	56
8.14	Celkové teplo prijaté na strane média.....	57
9	OBLASŤ DOSKOVÝCH PREHRIEVAČOV	59
9.1	Prehrievač P3.....	60
9.1.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	62
9.1.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín.....	63
9.1.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín.....	64
9.1.4	Tepelný výkon prehrievača	65
9.2	Prehrievač P2 - dosky.....	65
9.2.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	66
9.2.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín.....	67
9.2.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín.....	68
9.2.4	Tepelný výkon prehrievača	68

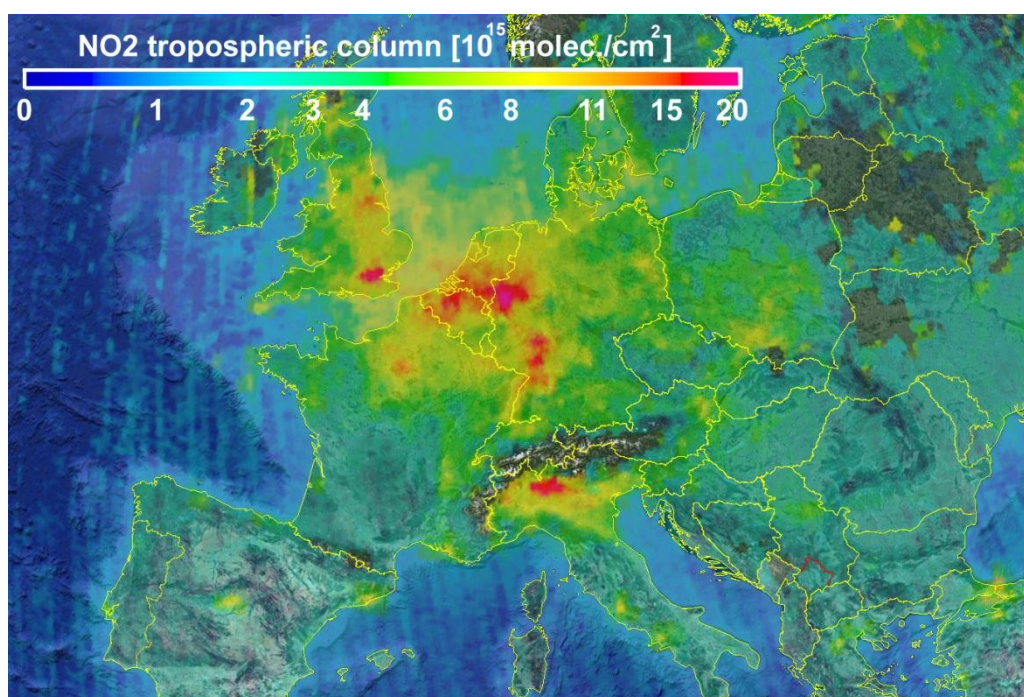
9.3	Prehrievač P2 – strop oblasti DP	69
9.3.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary.....	70
9.3.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín	71
9.3.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín	71
9.3.4	Tepelný výkon doplnkovej plochy	72
9.4	Meandre výparníka (prechodníka) – bočné steny priestoru DP.....	73
9.4.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín	73
9.4.2	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín	74
9.4.3	Tepelný výkon doplnkovej plochy	74
9.5	Tepelná bilancia v oblasti doskových prehrievačov	75
10	OBLASŤ PREHRIEVAČA P5.....	76
10.1	Prehrievač P5.....	76
10.1.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary.....	78
10.1.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín	79
10.1.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín	80
10.1.4	Tepelný výkon prehrievača	81
10.2	Prehrievač P2 – strop priestoru P5	82
10.2.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary.....	82
10.2.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín	83
10.2.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín	83
10.2.4	Tepelný výkon doplnkovej plochy	84
10.3	Meandre výparníka (prechodníka) – bočné steny priestoru P5.....	85
10.3.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín	85
10.3.2	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín	86
10.3.3	Tepelný výkon doplnkovej plochy	86
10.4	Tepelná bilancia v oblasti prehrievača P5	87
11	OBLASŤ PRIHRIEVAČOV	88
11.1	Prihrievač MP2.....	88
11.1.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary.....	90
11.1.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín	90
11.1.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín	91
11.1.4	Tepelný výkon prehrievača	93
11.2	Prihrievač MP1	94

11.2.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	95
11.2.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín.....	95
11.2.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín.....	96
11.2.4	Tepelný výkon prehrievača.....	97
11.3	Prehrievač P2 – strop priestoru prihrievačov.....	98
11.3.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	98
11.3.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín.....	99
11.3.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín.....	100
11.3.4	Tepelný výkon doplnkovej plochy.....	100
11.4	Tepelná bilancia v oblasti prihrievačov	101
12	OBLASŤ PREHRIEVAČA P4	102
12.1	Prehrievač P4	102
12.1.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	104
12.1.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín.....	104
12.1.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín.....	105
12.1.4	Tepelný výkon prehrievača.....	107
12.2	Prehrievač P2 – strop priestoru P4.....	108
12.2.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	109
12.2.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín.....	109
12.2.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín.....	110
12.2.4	Tepelný výkon doplnkovej plochy.....	110
12.3	Tepelná bilancia v oblasti prehrievača P4	111
13	OBLASŤ VRATNEJ KOMORY.....	112
13.1	P1 - Závesné trubky	112
13.1.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	113
13.1.2	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín.....	114
13.1.3	Tepelný výkon závesných trubiek.....	115
13.2	P1 – strop vratnej komory.....	115
13.2.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	116
13.2.2	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín.....	117
13.2.3	Tepelný výkon stropu vratnej komory	117
13.3	Tepelná bilancia v oblasti vratnej komory.....	117
14	PREHRIEVAČ P1	119

14.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary	121
14.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín.....	121
14.3	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín	122
14.4	Tepelný výkon prehrievača a kontrola tepelnej bilancie.....	124
15	EKONOMIZÉR.....	126
15.1	Popis potrebných konštrukčných úprav ekonomizéra.....	126
15.1.1	Požiadavky na nový ekonomizér:.....	126
15.1.2	Návrh nového usporiadania ekonomizéra	126
15.2	Ekonomizér EKO2	127
15.2.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín	129
15.2.2	Tepelný výkon EKO2 a kontrola tepelnej bilancie	130
15.3	Ekonomizér EKO1	131
15.3.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín	133
15.3.2	Tepelný výkon EKO1 a kontrola tepelnej bilancie	134
16	OHRIEVAČ VZDUCHU	136
16.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín	137
16.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane vzduchu	137
16.3	Tepelný výkon ohrievača vzduchu a kontrola tepelnej bilancie	139
16.4	Teplota rosného bodu spalín	140
17	PARNÝ PRIHRIEVAČ - BIFLUX.....	141
17.1	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane VT pary	142
17.2	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane ST pary.....	143
17.3	Tepelný výkon bifluxu a kontrola tepelnej bilancie.....	144
18	KONTROLA TEPELNEJ BILANCIE	145
19	ZÁVER	146
20	ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY	147
21	ZOZNAM POUŽITÝCH VELIČÍN, SKRATIEK A SYMBOLOV	148

1 ÚVOD

Spaľovanie fosílnych palív v energetických prevádzkach je jedným z dominantných zdrojov emisií oxidov dusíka (NO_x). Tie za prítomnosti slnečného žiarenia reagujú v atmosfére s prchavými organickými látkami, čo vedie k vzniku prízemného ozónu a takzvaného fotochemického (oxidačného) smogu. Vysoké koncentrácie prízemného ozónu spôsobujú dýchacie problémy a poškodzujú pľúcne tkanivo najmä u detí, starších ľudí a ľudí trpiacich astmou. Ozón tiež poškodzuje rastliny a môže spôsobovať zhoršenú úrodu niektorých plodín. Okrem toho NO_x spolu s oxidmi síry reagujú s inými látkami v atmosfére za vzniku kyselín, čím prispievajú k vzniku kyslých dažďov. Aj preto oxidy dusíka patria k najsledovanejším znečisťujúcim látkam. [1]



Obr. 1.1 Koncentrácia NO_x v troposfére nad Európou. (Údaje z marca 2014) [2]

Od 1.9.2012 je v Českej republike platný zákon č. 201/2012 Sb. o ochrane ovzdušia, ktorý transponuje európsku právnu úpravu. Zákon okrem iného stanovuje zdrojom znečisťujúcich látok s tepelným príkonom nad 50 MW nový emisný limit koncentrácie NO_x v spalinách 200 mg/Nm³. Splnenie tejto požiadavky si najmä u starších zdrojov vyžiada viacero úprav a rekonštrukcií vedúcich k optimalizácii spaľovacieho procesu za pomoci primárnych opatrení. Väčšina týchto zariadení však len pomocou primárnych opatrení nebude schopná plniť nový limit a bude nutné pristúpiť k sekundárnym opatreniam na odstránenie vzniknutých NO_x zo spalín. [3]

Patrí k nim aj kotol bloku elektrárne Počerady, ktorý je predmetom tejto diplomovej práce. Cieľom bolo urobiť tepelný výpočet tohto kotla a konštrukčnými úpravami vytvoriť priestor pre umiestnenie zariadenia na zníženie koncentrácie NO_x selektívnou katalytickou redukciou. K dosiahnutiu tohto cieľa bolo potrebné urobiť úpravy na ohrievači vody tak, aby boli splnené požiadavky na teplotu spalín v oblasti katalyzátora a za kotlom.

2 POPIS SÚČASNÉHO STAVU

V súčasnej dobe zariadenie Elektrárne Počerady tvorí päť 200 MW blokov. Každý z nich pozostáva z parného kotla typu PG 640 – výrobok Vítkovických železiární s menovitým parným výkonom 640 t/h, ktorý vyrába paru pre kondenzačnú turbínu ŠKODA 200 MW.

Kotly elektrárne spaľujú hnedé energetické uhlie, ktoré sa po železnici dopravuje z neďalekých povrchových baní Mosteckej panvy, prevažne z lokality Hrabák.

Parametre spaľovaného uhlia:

Výhrevnosť:	8,5	až	11,4 MJ/kg
Obsah vody:	26	až	32 %
Obsah popola v pôvodnej vzorke:	27,5	až	28,5%
Obsah popola v sušine:	35	až	52%
Obsah všetkej síry v sušine:	0,8	až	1,8%
Výhrevnosť horľaviny:	25,5	až	26,4 MJ/kg
Obsah prchavej horľaviny:	59,5%		

KOTOL

PG 640 je prietlačný dvojťahový kotol s granulačným ohniskom a zvláštnym usporiadaním pre umiestnenie zásobníkov surového uhlia a mlecích okruhových v priestore medzi spaľovacou komorou a zostupným druhým spalínovým ťahom dodatkových plôch.

Kotol je tzv. polovonkajšieho prevedenia, charakteristického tým, že predná stena a časť bočných stien spaľovacej komory tvoria vonkajšie steny kotolne. Nosná konštrukcia kotla je zároveň nosnou konštrukciou obvodových stien, strechy a ďalších v kotolni umiestnených zariadení.

Tlakový trakt kotla je rozdelený na vysokotlaký a strednotlaký. Vysokotlaký trakt je rozdelený do dvoch paralelných vetiev, uzatváracou armatúrou je každá z nich rozdelená na odparovaciu časť, tvorenú ohrievačom vody a výparníkom a časť prehrievačovú, tvorenú piatimi prehrievačmi pary. Za druhým prehrievačom para prechádza regulačným výmenníkom para-para (biflux), ktorý ohrieva paru vracajúcu sa z turbíny na opätovné prihriatie v strednotlakom trakte kotla. Za jednotlivými prehrievačmi je teplota pary regulovaná vstrekmí napájacej vody. Strednotlaký systém je rozdelený na štyri samostatne regulovateľné vetvy, v ktorých sú za seba postupne radené biflux a dva prihrievače, medzi ktorými je vstrekmí napájacej vody. [4]

Základné parametre kotla		
Vysokotlaký systém:		
Menovitý parný výkon	640	[t/h]
Ekonomický parný výkon	534	[t/h]
Menovitý tlak prehriatej pary	17,5	[MPa]
Najvyšší pracovní tlak za prehrievačom	18,8	[MPa]
Konstrukčný tlak	19,2	[MPa]
Menovitá teplota pary za prehrievačom	540	[°C]
Menovitá teplota napájacej vody	252	[°C]
Strednotlaký systém:		
Parný výkon	564	[t/h]
Menovitý tlak na výstupe	3,7	[MPa]
Menovitá teplota pary na výstupe	550	[°C]
Tlak pary na vstupe	4,02	[MPa]
Teplota pary na vstupe	346	[°C]

Tab.2.1 základné parametre kotla

SPAĽOVACIA KOMORA (SK)

Steny spaľovacej komory sú tvorené meandrami varných trubiek, za ktorými je umiestnená výmurovka a opláštenie krycím plechom. V dolnej časti je spaľovacia komora ukončená na dve časti rozdelenou granulačnou výsypkou s vodným uzáverom. Prierez spaľovacej komory je obdĺžnikového tvaru so skosenými hranami na zadnej stene tak, aby na vzniknutých stenách mohla byť umiestnená dvojica práškových horákov a nasávacích hrdiel spádových sušiacich rúr. Ďalšia dvojica horákov a hrdiel sušiacich rúr je umiestnená na zvyšku zadnej steny a jeden horák a hrdlo sa nachádza na oboch bočných stenách.

Každý práškový horák je tvorený dvojitou plechovou skriňou, do ktorej je vložených 12 kusov práškových hubíc, v ústí každej z nich je umiestnený stredový segment s turbulentnou vložkou. Pod každým práškovým horákom, okrem horákov na bočných stenách, sa nachádza zapalovací a stabilizačný horák na zemný plyn.

Na kotloch EPC je v súčasnosti aplikovaná primárna metóda pre zníženie emisií NO_x spočívajúca v riadenom spaľovaní. Prúdovými hubicami horákov je zaistený prívod primárneho a sekundárneho vzduchu približne na úrovni stechiometrického množstva, následne palivo postupne dohorieva, pri nedostatku kyslíka, až do úrovne pásma dohorievacieho vzduchu OFA, ktorý je do SK privedený novoinštalovanou sústavou desiatich hubíc približne 5 m nad hornou hranou horákov. V tejto oblasti je prebytok vzduchu približne 1,2 a dochádza tu k dohoreniu zvyšku paliva a oxidácii časti CO vzniknutej pri podstechiometrickom spaľovaní na CO₂. [4]

MLECIE OKRUHY (MO)

Každý kotol EPC je vybavený ôsmimi mlecími linkami. Pre kotol idúci na plný výkon stačí na dodávku paliva 6 MO, zvyšné dva sú v zálohe. Každý MO je tvorený zásobníkom surového uhlia, doskovým uzáverom medzi zásobníkom a podávačom uhlia, reťazovým podávačom surového uhlia, spádovou suškou, ventilátorovým mlynom s triedičom a práškovodom k horákom. Sušiacim médiom sú spaliny, odoberané z hornej časti spaľovacej komory. Temperovací vzduch je do sušky privádzaný zboku pripojeným kanálom na jej dolnom konci. Ventilátorový mlyn nasáva sušiacie médium, melie uhlie, zbavuje ho povrchovej aj chemicky viazanej vody a dopravuje zmes prášku a bríd cez triedič a práškovody horákom do ohniska. Ohybový triedič je namontovaný priamo na mlyn. Palivo sa v ňom triedi účinkom odstredivých, gravitačných a zotrvačných síl, spôsobených zmenou prúdu média. [4]

Základne Parametre mlynu		
Menovitý mlecí výkon	45	[t/h]
Jemnosť mletia (ostatok na site 0,2 mm)	22	[%]
Otáčky obežného kola	600	[1/min]
Príkon elektromotoru	500	[kW]

Tab.2.2 Základné parametre mlynu. [4]

2.1 Hlavné nedostatky súčasného stavu

Koncepcia riešenia emisií NO_x spĺňa s rezervou požiadavky terajšej legislatívy, ktorá pre toto zariadenie dovoľuje maximálnu koncentráciu NO_x 650 mg/Nm³ (vzťahnuté na suché spaliny s obsahom 6 %O₂). Koncentrácia NO_x sa v EPC pohybuje v rozmedzí 480 - 550 mg/Nm³ v závislosti na aktuálnom výkone a kvalite paliva. Tým však viac ako dvojnásobne prekračuje budúci limit 200 mg/Nm³ platný od 1.1.2016. [4]

NEDOSTATKY SPAĽOVACEJ KOMORY

Spaľovacia komora kotla nie je tvorená membránovými stenami, čo má za následok hlavne u starších kotlov zvýšené prisávanie falošného vzduchu. Pomer falošného vzduchu voči stechiometrickému je vyšší pri nižších výkonoch kotla, čo vedie k zníženiu množstva privádzaného sekundárneho vzduchu. To spôsobuje zhoršenie kvality miešania prášku so vzduchom, čo predlžuje časy potrebné na zapálenie zmesi a teda skracuje čas pre redukciu NO_x.

NEDOSTATKY PRÍVODU DOHORIEVACIEHO VZDUCHU

Čas pre redukciu NO_x je daný rozmermi spaľovacej komory, polohou horákov a dýz dohorievacieho vzduchu. Tie sú od hornej hrany horákov vzdialené 4,5 m na zadnej stene a 5 m na prednej stene SK čo je aj výška pásma pre redukciu NO_x. Aj po zohľadnení sklonu horákov nadol, zavírenia primárnej aj sekundárnej zmesi, čo sú faktory predlžujúce čas pre redukciu, táto dĺžka nie je dostatočná. Navyše súčasné prevedenie dýz OFA neumožňuje reguláciu výtokovej rýchlosti vzduchu, čo spôsobuje nedostatočné pokrytie celého prierezu SK najmä pri nižších výkonoch kotla, kedy vplyvom zníženého množstva dohorievacieho vzduchu klesá výtoková rýchlosť. [4]

Snaha o zníženie emisií NO_x ďalším znížením prebytku vzduchu a vytvorením redukčnej atmosféry v horákovom pásme môže viesť okrem zvýšenej tvorby CO k posunu

charakteristických teplot popola nadol a tvorbe struskových nánosov na stenách ohniska, čo je z hľadiska dlhodobej prevádzky nežiadúce. [4]

NEDOSTATKY HORÁKOV

Každý horák pozostáva z dvoch sekcií, z nich každá obsahuje 6 hubíc, do ktorých je dvoma prívodmi po stranách skrine privedený vzduch. Množstvo vzduchu do celého horáku je regulované len jednou regulačnou klapkou. Toto usporiadanie neumožňuje plynule regulovať množstvo vzduchu po výške horáku a nezaručuje požadovaný pomer paliva a vzduchu v každej z hubíc. Ten je v súčasnosti nastavený len veľmi hrubo a nemenne clonami v tvare medzikružia umiestnenými v niektorých ústiach sekundárneho vzduchu. Dosiahnutie požadovaného pomeru paliva a vzduchu navyše komplikuje nepravidelné rozdelenie prášku do jednotlivých sekcií a následne hubíc horáku. Táto nepravidelnosť je spôsobená rozdielnymi koncentraciami prášku vznikajúcimi jeho vystredením v ohyboch práškovodov, keďže ich osi v blízkosti horákov nie sú totožné s osami výstupov z triedičov.

Horáky sú kvôli prevedeniu spaľovacej komory umiestnené len na zadnej a bočných stenách, čo spôsobuje vyššiu nepravidelnosť prietoku spalín po priereze ohniska. Navyše je celý horák umiestnený nad zapalovacím horákom kvôli čomu je pomerne vysoko v SK. Preto horáky svojim súčasným prevedením a umiestnením neumožňujú výraznejšie zníženie NOx. [4]

3 MOŽNOSTI ZNÍŽENIA KONCENTRÁCIE NO_x V SPALINÁCH

3.1 Primárne opatrenia

Kotly Elektrárne Počerady v súčasnosti využívajú vyššie popísanú metódu pre znižovanie NO_x, týmto však potenciál primárnych opatrení nemožno pokladať za vyčerpaný. Ďalšie zavádzanie primárnych opatrení, ktoré by spočívalo v odstraňovaní spomínaných nedostatkov, by viedlo k obmedzeniu tvorby NO_x. Nemožno však očakávať zníženie koncentrácie NO_x pod prípustnú hranicu pri všetkých prevádzkových stavoch len pomocou týchto opatrení. Môžu ale byť atraktívne z hľadiska zníženia koncentrácie NO_x v spalinách pred ich úpravou sekundárnou metódou.

DRUHÉ PÁSMO DOHORIEVACIEHO VZDUCHU

Vhodná sa z tohto hľadiska javí inštalácia ďalšieho pásma dohorievacieho vzduchu, čo by umožnilo lepšie rozvrstvenie privádzaného vzduchu do SK. Použitie koncentrických dýz dovoľujúce reguláciu výtokovej rýchlosti vzduchu by mohlo odstrániť problémy s nedostatočným pokrytím celého prierezu SK dohorievacím vzduchom, ktoré sú spôsobené v dôsledku ohýbania prúdu vzduchu pri nižších výkonoch kotla.

RECIRKULÁCIA SPALÍN

Princíp redukcie NO_x recirkuláciou spalín je založený na znížení teploty plameňa, čo znižuje tvorbu termických oxidov dusíka v oblasti maximálneho vývinu tepla. Pre tento účel by boli odoberané čisté studené spaliny za kotlom novoinštalovanými ventilátormi a potrubím opätovne zavádzané do mlecích okruhov kotla.

NÍZKOEMISNÉ PRÁŠKOVÉ HORÁKY

Pre maximálne zníženie tvorby NO_x primárnou metódou by bolo nutné okrem vyššie spomínaných zmien zaistiť dôkladné zmiešavacie pomery primárnej zmesi a sekundárneho vzduchu u každej hubice a optimalizovať tak proces spaľovania v oblasti horákov v celom rozsahu výkonov. Podobné opatrenie by však vyžadovalo investične nákladné zásahy do zariadenia kotla. Spočívajúce v demontáži súčasných, z tohto hľadiska nevyhovujúcich a inštalácii nových nízkoemisných horákov. A na to nadväzujúcich zmien potrubných trás a mlecích okruhov.

Zmeny v potrubných trasách horúceho vzduchu by spočívali v novom privedení sekundárneho vzduchu do jednotlivých sekcií horákov. Pre zabezpečenie požadovaného množstva vzduchu by bolo na potrubí pred každým horákom umiestnené meradlo prietoku vzduchu a regulačná klapka ovládaná servopohonom, pracujúca v automatickej regulácii kotla.

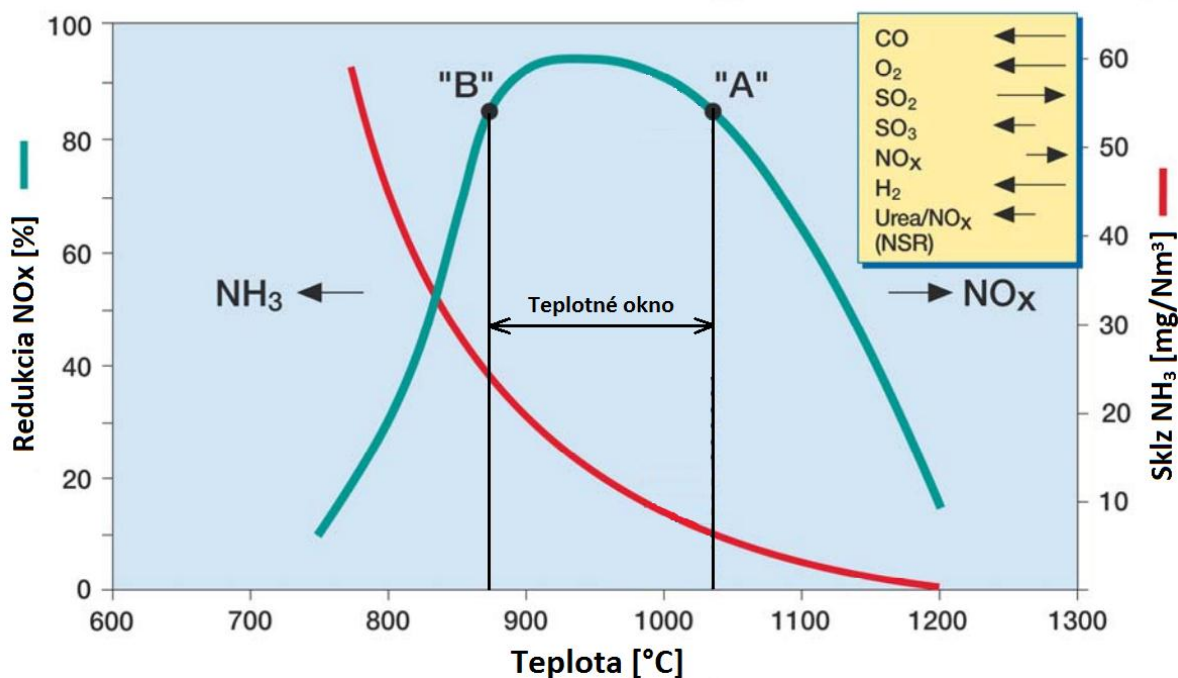
Účelom zmien v mlecích okruhoch by bolo zabezpečenie požadovanej jemnosti prášku, možnosť vyššieho zaťaženia mlynu a zníženie prisávania falošného vzduchu. Ako aj úprava ústí sušiek pre zavedenie vychladených recirkulovaných spalín. [5]

3.2 Sekundárne opatrenia

Aplikáciou primárnych opatrení možno dosiahnuť zníženie tvorby emisií NO_x na úroveň 350 mg/Nm³, čo však na plnenie nových emisných požiadaviek nepostačuje [5]. Ako nevyhnutná sa preto javí inštalácia sekundárneho opatrenia na chemické odstránenie už vzniknutých oxidov dusíka zo spalín. Hlavné metódy, ktorými je toto odstránenie možné docieľiť, sú selektívna nekatalytická redukcia (SNCR) a selektívna katalytická redukcia (SCR). Obe tieto metódy sú založené na reakcii reakčného činidla pridávaného do prúdu spalín s oxidmi dusíka v nich obsiahnutých za vzniku molekulárneho dusíka a vodnej pary.

SELEKTÍVNA NEKATALYTICKÁ REDUKCIA

Pri metóde SNCR je reakčné činidlo vstrekané do oblasti vysokých teplôt a k redukčným reakciám dochádza bez prítomnosti katalyzátora. Úspešnosť metódy je silne závislá na teplote pri ktorej prebiehajú reakcie. Pre správny priebeh je potrebné zabezpečiť aby reakcie prebiehali v rozsahu teplôt 850 °C – 1050 °C. Tento teplotný rozsah sa môže mierne meniť v závislosti na použítom reagente a zložení spalín. Najväčší vplyv naň má koncentrácia plynov CO a O₂, ktoré posúvajú „teplotné okno“ smerom k nižším teplotám a SO₂, ktorý ho posúva k teplotám vyšším. Nástrek reagentu do pásma nižších teplôt spôsobí, že oxidy dusíka s radikálom NH₂ reagujú v menšej miere, čo spôsobí nedostatočnú redukciu koncentrácie NO_x a zvýšenie koncentrácie NH₃ v spalínach, tzv. čpavkový sklz. Pokiaľ je činidlo vstrekané do oblasti s príliš vysokou teplotou, radikál NH₂ reaguje prednostne s kyslíkom obsiahnutým v spalínach, to spôsobí naopak nárast koncentrácie NO_x namiesto ich redukcie. [3, 5]



Obr. 3.1 Vplyv teploty na účinnosť redukcie NO_x a čpavkový sklz. Vplyv určitých plynov na posun teplotného okna. [6]

Výhody SNCR:

- Jednoduchá aplikácia na väčšinu existujúcich zdrojov, ktorá vyžaduje krátke prestoje.
- Malá priestorová náročnosť.
- Nízke investičné a prevádzkové náklady v porovnaní s SCR.

Nevýhody SNCR:

- Nižšia účinnosť (do 60 %) ako SCR. (Vhodná ako doplnkové opatrenie ku niektorému z primárnych opatrení) [3].
- Úzke teplotné okno pre dosiahnutie požadovanej účinnosti.
- Vyšší čpavkový sklz ako u metódy SCR, čo negatívne ovplyvňuje kvalitu popolčeka, ktorý sa používa pre ďalšie priemyslové účely.

SELEKTÍVNA KATALYTICKÁ REDUKCIA

V prípade selektívnej katalytickej redukcie sú redukčné reakcie urýchľované katalyzátorom. Použitie katalyzátora prináša dve veľké výhody: vyššiu účinnosť redukcie NO_x a posun „teplotného okna“ do pásma nižších teplôt. Rozmedzie vhodných teplôt závisí na type použitého katalyzátora. Využívajú sa štyri typy katalyzátorov: [7]

- Oxidy kovov: ktorých základ tvorí TiO₂ spoločne s aktívnymi zložkami vanádu, wolfrámu a molybdénu. Vo väčšine prípadov sa používa oxid vanadičný (V₂O₅) s malým množstvom oxidu wolframového (WO₃), ktorý sa pridáva z dôvodu rozšírenia teplotného okna, malým množstvom oxidu kremičitého (SiO₂), pre stabilizáciu štruktúry a MoO₃ pre lepšiu odolnosť voči katalyzátorovým jedom. Tento typ katalyzátorov potrebuje rozmedzie teplôt 300 – 450 °C.
- Zeolity: sú kryštalické vysokoporézne prírodné alebo syntetické látky. Katalyzátory tohto typu sa využívajú v rozmedzí teplôt 350 – 600 °C.
- Aktívne uhlie: čierne alebo hnedé uhlie s inertnými prvkami spracované do spečených peliet. Z dôvodu nestability pri vyšších teplotách sa vyžadujú nízke prevádzkové teploty od 100 °C do 220 °C.

Katalyzátory môžu mať rozličnú štrukturálnu podobu. Najčastejšie sa vyrábajú ako moduly s voštinovou alebo doskovou štruktúrou, podobnou ako sa používa u regeneračných ohrievačov vzduchu. Z hľadiska umiestnenia technológie SCR v rámci systému čistenia spalín je možné rozlíšiť tri základné konfigurácie: [7]

- Vysokoprašné usporiadanie: pri tomto usporiadaní je katalyzátor umiestnený pred ohrievač vzduchu a spracováva nevyčistené spaliny. Výhodou je, že pre zabezpečenie vhodnej teploty nie je potrebné prihrievať spaliny. Katalyzátor je však vystavený pôsobeniu abrazívnych častíc popolčeka a katalyzátorovým jedom obsiahnutým v spalinách, ktoré spôsobujú jeho deaktiváciu a teda pokles účinnosti redukcie NO_x. Ďalšou nevýhodou je, že k dovybaveniu zariadenia o SCR je potrebný priestor v blízkosti kotla. Toto usporiadanie je však pre mnohé zdroje nákladovo efektívne a používa sa najčastejšie.

- Nízkoprašné usporiadanie: pri tomto usporiadaní sa pred katalyzátor SCR radí elektrostatický odľučovač popolčeka. Výhodou je, že katalyzátor nie je vystavený abrázii prachom, čo predlžuje jeho životnosť. Aby však bolo možné systém prevádzkovať bez dodatočného ohrevu je potrebné použiť odľučovače vysokoteplotného prachu, preto sa toto usporiadanie ukázalo pre rekonštrukciu starých elektrární neekonomické.
- Usporiadanie pre koncový plyn: výhodou tejto varianty je, že katalyzátor je menej vystavený abrázii, korózii aj deaktivácii katalyzátorovými jedmi. Prevádzkové náklady tohto usporiadania sú však vyššie z dôvodu potreby ohriatia spalín na požadovanú teplotu. K tomuto účelu sa používajú výmenníky tepla a prídavné horáky na zemný plyn.

Výhody SCR:

- Vysoká účinnosť redukcie NO_x až do 95 %.
- Dôkladnejšie premiešanie reagentu so spalínami po celom priereze spalínového kanála vďaka vstrekovacej mreži. Z toho plynie hospodárnejšie využitie činidla a menší čpavkový sklz ako u SNCR.
- Možnosť použiť na širokú škálu zariadení spaľujúcich rôzne palivá.

Nevýhody SCR:

- Značné investičné náklady.
- Katalyzátor postupne stráca aktivitu. Je potrebné ho meniť alebo regenerovať.

4 VOĽBA ZARIADENIA PRE ZNÍŽENIE EMISIÍ OXIDOV DUSÍKA

Zariadenie pre zníženie emisií NO_x musí splňovať nasledujúce požiadavky:

- Redukcia emisií NO_x z 550 mg/Nm³ (6 % O₂) pod 200 mg/Nm³ (6 % O₂) požadovaných novou legislatívou. Z toho plynie, že minimálny stupeň redukcie NO_x je:

$$\eta_R = \frac{C_{NOx\ 1} - C_{NOx\ 2}}{C_{NOx\ 1}} = \frac{550 - 200}{550} = 0,6364 = 63,64\% \quad (4.1)$$

- Čpavkový sklz musí byť maximálne 5 mg/Nm³ a koncentrácia amonných solí v popolčeku nesmie prekročiť 100 ppm keďže popoloviny z EPC sa používajú pre ďalšie priemyselné účely.

Faktory ovplyvňujúce voľbu zariadenia sú najmä investičné a prevádzkové náklady, dostupnosť priestoru potrebného pre inštaláciu zariadenia a v neposlednej rade spoľahlivosť zariadenia a dostupnosť náhradných dielov. S uvažovaním všetkých požiadaviek, výhod a nevýhod jednotlivých alternatív, bolo navrhnuté riešenie čistenia spalín metódou SCR s katalyzátorom na báze oxidov kovov vo vysokoprašnom usporiadaní.

4.1 Výpočet veličín potrebných pre dimenzovanie katalyzátora

Objem potrebného katalyzátora závisí na prevádzkových podmienkach, ako sú:

- Požadované zníženie koncentrácie NO_x
- Objemový tok spracovávaných spalín
- Koncentrácia SO₂ v spalínach
- Koncentrácia prachových častíc a ďalšie.

Aby katalyzátor dosahoval požadovanú účinnosť odlúčenia v plnom rozsahu zadania je potrebné pri voľbe jeho rozmerov vychádzať z maximálneho možného prietoku spalín. Za týmto účelom bude výpočet prietoku spalín urobený pre kotol idúci na menovitý výkon pri spaľovaní najmenej výhrevného paliva s maximálnou vlhkosťou v rámci medzí palivovej základne. Keďže je u tohto paliva predpoklad, že bude generovať najväčšie množstvo spalín na kJ vyrobenej pary.

4.1.1 Rozbor paliva s najnižšou výhrevnosťou

Minimálna výhrevnosť paliva v surovom stave: $Q_i^r = 8500 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Maximálny obsah vody v pôvodnej vzorke: $W^r = 32\%$

Obsah popola v pôvodnej vzorke sa pohybuje v rozmedzí $A^r \in \langle 27,5 - 28,5 \rangle$

Volím: $A^r = 28,5\%$

Obsah síry v sušine sa pohybuje v rozmedzí $S^d \in \langle 0,8 - 1,8 \rangle$

Volím: $S^d = 1,45\%$

Pre výpočet entalpií produktov spaľovania je nutné previesť hrubý rozbor paliva na prvkový. Spôsob prevodu hrubého rozboru paliva na prvkový podľa Snížka je založený na stanovení prvkového rozboru organickej hmoty zo známej výhrevnosti horľaviny paliva a obsahu prchavej síry v horľavine. [8]

Obsah síry v horľavine:

$$S^{daf} = \frac{S^d \cdot (1 - W^r)}{1 - A^r - W^r} = \frac{1,45 \cdot (100 - 32)}{100 - 28,5 - 32} = 2,5\% \quad (4.2)$$

Výhrevnosť horľaviny:

$$Q_i^{daf} = \frac{100}{100 - A^r - W^r} \cdot (Q_i^r + 2450 \cdot W^r) \quad (4.3)$$

$$Q_i^{daf} = \frac{100}{100 - 28,5 - 32} \cdot (8500 + 24,5 \cdot 32) = 23504 \frac{kJ}{kg}$$

Hodnoty podielov jednotlivých prvkov v organickej hmote boli odčítané v závislosti na S^{daf} a Q_i^{daf} z nomogramu zo zdroja [8] a sú zapísané v Tab. 4.1.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Obsah uhlíka v organickej hmote	C ^o	62	[%]
Obsah vodíka v organickej hmote	H ^o	6	[%]
Obsah dusíka v organickej hmote	N ^o	1	[%]
Obsah kyslíka v organickej hmote	O ^o	31	[%]

Tab.4.1 Zloženie organickej hmoty paliva o výhrevnosti 8500 kJ/kg.

Prepočet prvkového rozboru organickej hmoty na prvkový rozbor horľaviny sa urobí podľa vzťahu:

$$X^{daf} = X^o \cdot \left(\frac{100 - S^{daf}}{100} \right) \quad (4.4)$$

Kde: $X^{daf} = C^{daf}, N^{daf}, O^{daf}, H^{daf}$
 $X^o = C^o, N^o, O^o, H^o$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Obsah uhlíka v horľavine	C ^{daf}	60,45	[%]
Obsah vodíka v horľavine	H ^{daf}	5,85	[%]
Obsah síry v horľavine	S ^{daf}	2,5	[%]
Obsah dusíka v horľavine	N ^{daf}	0,975	[%]
Obsah kyslíka v horľavine	O ^{daf}	30,225	[%]

Tab. 4.2 Zloženie horľaviny paliva o výhrevnosti 8500 kJ/kg.

Prepočet prvkového zloženia horľaviny na prvkové zloženie surového paliva:

$$X^r = X^{daf} \cdot \left(\frac{100 - W^r - A^r}{100} \right) \quad (4.5)$$

Kde: $X^r = C^r, S^r, N^r, O^r, H^r$
 $X^{daf} = C^{daf}, S^{daf}, N^{daf}, O^{daf}, H^{daf}$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výhrevnosť pôvodnej vzorky	Q_i^r	8500	[kJ/kg]
Obsah vody v surovom stave	W^r	32	[%]
Obsah popola v pôvodnej vzorke	A^r	28,5	[%]
Obsah uhlíka v surovom stave	C^r	23,88	[%]
Obsah vodíka v surovom stave	H^r	2,31	[%]
Obsah síry v surovom stave	S^r	0,99	[%]
Obsah dusíka v surovom stave	N^r	0,3851	[%]
Obsah kyslíka v surovom stave	O^r	11,94	[%]

Tab.4.3 Zloženie surového paliva o výhrevnosti 8500 kJ/kg.

4.1.2 Stechiometrický výpočet objemu spalín

Minimálny objem kyslíka pre dokonalé spálenie 1 kg paliva:

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (4.6)$$

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{23,88}{12,01} + \frac{2,31}{4,032} + \frac{0,99}{32,06} - \frac{11,94}{32} \right) = 0,4968 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Minimálne množstvo suchého vzduchu na spálenie 1 kg paliva:

$$O_{VSmin} = \frac{O_{O_2min}}{0,21} = \frac{0,4968}{0,21} = 2,366 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (4.7)$$

Minimálne množstvo vlhkého vzduchu pre spálenie 1 kg paliva:

$$O_{VVmin} = f \cdot O_{VSmin} \quad (4.8)$$

Pre bežné klimatické podmienky možno voliť súčiniteľ $f = 1,016$ odpovedajúce relatívnej vlhkosti $\varphi = 70\%$ pri teplote $t = 25^\circ C$. [9]

$$O_{VVmin} = 1,016 \cdot 2,366 = 2,404 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (4.9)$$

Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkého vzduchu:

$$O_{H_2O}^V = O_{VVmin} - O_{VSmin} = 2,404 - 2,366 = 0,0381 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (4.10)$$

Objem oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{1201} \cdot C^r + 0,003 \cdot O_{VS \min} \quad (4.11)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{1201} \cdot 23,88 + 0,003 \cdot 2,366 = 0,4433 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Objem oxidu siričitého:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{3206} \cdot S^r = \frac{21,89}{3206} \cdot 0,99 = 0,0067 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (4.12)$$

Objem dusíka:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{2801,6} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} \quad (4.13)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{2801,6} \cdot 0,39 + 0,7805 \cdot 2,366 = 1,85 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Objem argónu:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} = 0,0092 \cdot 2,366 = 0,0218 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (4.14)$$

Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkých spalín:

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V \quad (4.15)$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{403,2} \cdot 2,31 + \frac{22,4}{1801,6} \cdot 32 + 0,0381 = 0,6927 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Minimálny objem suchých spalín:

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (4.16)$$

$$O_{SS \min} = 0,4433 + 0,0067 + 1,85 + 0,0218 = 2,321 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Minimálny objem vlhkých spalín:

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 2,321 + 0,6927 = 3,014 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (4.17)$$

Obsah O_2 vo vlhkých spalínach pred ekonomizérom, teda približne v oblasti kde sa má nachádzať katalyzátor sa má pohybovať v rozmedzí 1 – 4,6 % [4]. Maximálne skutočné množstvo vlhkých spalín v tejto oblasti bude teda vypočítané pre prebytok vzduchu zodpovedajúci hornej medzi tohto rozsahu: $\omega_{O_2 EKO} = 4,6\%$

$$\alpha_{EKO} = \frac{21}{21 - \omega_{O_2 EKO}} = \frac{21}{21 - 4,6} = 1,28 \quad (4.18)$$

Objem vlhkých spalín pri spálení 1 kg paliva s prebytkom vzduchu $\alpha_{EKO} = 1,28$:

$$O_{SV EKO} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \quad (4.19)$$

$$O_{SV EKO} = 3,014 + (1,28 - 1) \cdot 2,404 = 3,688 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

4.1.3 Entalpia vzduchu a produktov spaľovania

Entalpia spalín pri súčiniteli prebytku vzduchu $\alpha=1$:

$$I_{S min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + \frac{X_{pop}}{100} \cdot \frac{A^r}{100} \cdot i_{pop}^t \quad (4.20)$$

Kde: $i_{CO_2}^t, i_{SO_2}^t, i_{N_2}^t, i_{Ar}^t, i_{H_2O}^t, i_{pop}^t$ sú merné entalpie zložiek spalín a popolčeka pri teplote t [°C] určené podľa [9] a X_{pop} predstavuje pomerný úlet popolčeka z ohniska vzťahnutý k celkovému obsahu popola v palive A^r .

Entalpia minimálneho množstva vlhkého vzduchu:

$$I_{V min}^t = O_{VS min} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad (4.21)$$

Kde: $i_{VS}^t, i_{H_2O}^t$ je merná entalpia suchého vzduchu respektíve vodnej pary pri teplote t [°C].

Entalpia spalín po spálení 1 kg paliva s prebytkom vzduchu α :

$$I_S^{t,\alpha} = I_{S min}^t \cdot i_{VS}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V min}^t \quad (4.22)$$

t [°C]	$I_{S min}^t$ [kJ/kg _{pal}]	$I_{V min}^t$ [kJ/kg _{pal}]	$I_S(\alpha=1,22)$ [kJ/kg _{pal}]	$I_S(\alpha=1,28)$ [kJ/kg _{pal}]	$I_S(\alpha=1,425)$ [kJ/kg _{pal}]
0	0	0	0	0	0
25	106,53	78,54	123,81	128,52	139,91
100	422,52	318,74	492,64	511,77	557,98
200	856,82	641,39	997,93	1036,41	1129,41
300	1303,71	969,88	1517,08	1575,27	1715,91
400	1763,65	1305,42	2050,85	2129,17	2318,46
500	2236,63	1648,74	2599,35	2698,27	2937,34
600	2722,72	1999,61	3162,63	3282,61	3572,55
700	3220,76	2357,80	3739,48	3880,95	4222,83
800	3730,50	2721,89	4329,32	4492,63	4887,30
900	4249,75	3093,50	4930,32	5115,93	5564,49
1000	4780,48	3470,08	5543,90	5752,10	6255,26
1100	5318,17	3851,58	6165,52	6396,61	6955,09
1200	5864,59	4235,63	6796,43	7050,56	7664,73
1300	6417,16	4622,24	7434,05	7711,39	8381,61
1400	6974,99	5011,33	8077,49	8378,17	9104,81
1500	7538,61	5405,34	8727,78	9052,10	9835,88
1600	8110,78	5799,47	9386,66	9734,63	10575,56
1800	9259,56	6595,20	10710,50	11106,22	12062,52

Tab.4.4 Entalpia spalín po spálení 1 kg paliva vypočítané podľa vzťahov (4.20) – (4.22) pre rôzne prebytky vzduchu a teploty.

4.1.4 Určenie účinnosti kotla nepriamou metódou

Na určenie maximálneho toku spalín cez katalyzátor je ďalej potrebné vypočítať množstvo paliva spáleného za jednu sekundu. Pre tento účel je potrebné poznať účinnosť kotla.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výhrevnosť uhlíka	Q_C	32600	[kJ/kg]
Obsah spáliteľných látok v popolčeku	C_{pop}	1	[%]
Obsah spáliteľných látok v struske	C_{str}	12,5	[%]
Podiel popola z paliva v popolčeku	X_{pop}	84	[%]
Podiel popola z paliva v struske	X_{str}	11	[%]
Súčiniteľ prebytku vzduchu za kotlom	α_K	1,375	[-]
Maximálna teplota spalín za kotlom	t_K	171	[°C]
Teplota strusky	t_{str}	600	[°C]

Tab.4.5 Veličiny potrebné pre výpočet strát kotla. [4, 8]

Strata mechanickým nedopalom v struske:

$$\xi_{str} = \frac{C_{str}}{100 - C_{str}} \cdot \frac{X_{str}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot Q_C \quad (4.23)$$

$$\xi_{str} = \frac{12,5}{100 - 12,5} \cdot \frac{11}{100} \cdot \frac{28,5}{8500} \cdot 32600 = 1,718 \%$$

Strata mechanickým nedopalom v popolčeku:

$$\xi_{pop} = \frac{C_{pop}}{100 - C_{pop}} \cdot \frac{X_{pop}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot Q_C = \frac{1}{100 - 1} \cdot \frac{84}{100} \cdot \frac{28,5}{8500} \cdot 32600 = 0,927 \% \quad (4.24)$$

Celková strata mechanickým nedopalom:

$$\xi_c = \xi_{str} + \xi_{pop} = 1,718 + 0,927 = 2,645 \% \quad (4.25)$$

Strata chemickým nedopalom sa spočíta z maximálnej povolenej koncentrácie CO v spalínach podľa vzťahu:

$$\xi_{CO} = \frac{0,2116 \cdot C_{CO} \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_i^r} = \frac{0,2116 \cdot 50 \cdot 2,321}{(21 - 6) \cdot 8,5} = 0,192\% \quad (4.26)$$

Kde: C_{CO} je maximálna povolená koncentrácia CO v spalínach teda 50 mg/Nm³ podľa novej legislatívy a $O_{2\ ref}$ je obsah kyslíku v percentách pre referenčný stav spalín teda 6 %.

Strata sálaním a vedením tepla do okolia:

$$\xi_{sv} = 0,32\% \text{ Určené podľa [8]}$$

Strata fyzickým teplem tuhých zůstatkov:

$$\xi_f = \left(\frac{X_{str}}{100 - c_{str}} \cdot i_{str} + \frac{X_{pop}}{100 - c_{pop}} \cdot i_{pop} \right) \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \quad (4.27)$$

$$\xi_f = \left(\frac{11}{100 - 12.5} \cdot 606 + \frac{84}{100 - 1} \cdot 136,458 \right) \cdot \frac{28.5}{8500} = 0,643 \%$$

Kde: entalpia jednotlivých typů tuhých zůstatkov sa vypočíta ako: $i_i = c_i \cdot t_i$
A merné teplo tuhých zůstatkov ako: $c_i = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_i$

Merné teplo strusky:

$$c_{str} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_{str} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 600 = 1,01 \frac{kJ}{kgK} \quad (4.28)$$

Merné teplo popolčeku:

$$c_{pop} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_{pop} \quad (4.29)$$

$$c_{pop} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 171 = 0,7955 \frac{kJ}{kgK}$$

Entalpia strusky:

$$i_{str} = c_{str} \cdot t_{str} = 1,01 \cdot 600 = 606 \frac{kJ}{kg} \quad (4.30)$$

Entalpia popolčeku:

$$i_{pop} = c_{pop} \cdot t_{pop} = 0,798 \cdot 175 = 136,458 \frac{kJ}{kg} \quad (4.31)$$

Strata fyzickým teplem spalín:

$$\xi_k = (100 - \xi_c) \cdot \frac{I_S^{t_K, \alpha_K} - I_{VZ}^{t_{VZ}, \alpha_K}}{Q_i^r} \quad (4.32)$$

$$\xi_k = (100 - 2,645) \cdot \frac{936,31 - 108}{8500} = 9,49 \%$$

Kde: $I_S^{t_K, \alpha_K}$ je entalpia spalín pri teplote na konci kotla t_K a prebytku vzduchu v spalínach za kotlom α_K , ktorá sa určí lineárnou aproximáciou hodnôt z Tab. 4.4. Pre maximálnu povolenú teplotu za kotlom $t_K = 171 \text{ } ^\circ\text{C}$ a odhadovaný prebytok vzduchu $\alpha_K = 1,375$ je entalpia spalín:

$$I_S^{t_K, \alpha_K} = 936,31$$

$I_{VZ}^{t_{VZ}, \alpha_K}$ je entalpia vzduchu, ktorá sa vypočíta ako:

$$I_{VZ}^{t_{VZ}, \alpha_K} = \alpha_K \cdot I_{V \min}^{t_{VZ}} = 1,375 \cdot 78,544 = 108 \frac{kJ}{kg_{pal}} \quad (4.33)$$

Kde: $I_{V \min}^{t_{VZ}} = 78,54$ je entalpia nasávaného vzduchu pri teplote $t_{VZ} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$

Tepelná účinnost' kotla sa stanoví zo vzorca:

$$\eta_k = 100 - \sum \xi \quad (4.34)$$

$$\eta_k = 100 - (2,645 + 0,192 + 0,32 + 0,643 + 9,49) = 86,71\%$$

4.1.5 Výrobné teplo pary a množstvo paliva

Výrobné teplo pary (celkový tepelný výkon kotla) sa určí zo vzťahu:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_{mp} \cdot (i_2^{mp} - i_1^{mp}) \quad (4.35)$$

$$Q_v = 177,778 \cdot (3395,23 - 1096,08) + 156,667 \cdot (3563,04 - 3082,82) = 483972,4 \text{ kW}$$

$$Q_v = 483972,4 \text{ kW}$$

Kde: $M_{pp} = 640 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 177,78 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je parný výkon kotla.

$M_{mp} = 546 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 156,667 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je množstvo medziprehrievanej pary.

$i_{pp} = 3395,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ je entalpia prehriatej pary. Odpovedá menovitému tlaku na výstupe z kotla 17,5 MPa a teplote 540 °C

$i_{nv} = 1096,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ je entalpia napájacej vody. Odpovedá tlaku 21 MPa a teplote 252 °C

$i_2^{mp} = 3563,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ entalpia medziprehriatej pary na výstupe z prihrievača.

Odpovedá menovitému tlaku 3,7 MPa a teplote 550 °C

$i_1^{mp} = 3082,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ entalpia pary vracajúcej sa z turbíny pri tlaku 4,02 Mpa a teplote 346 °C

Entalpie boli určené podľa zdroja [10].

Množstvo paliva privedeného do kotla:

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i \text{ red}} \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{483972,4}{8500 \cdot \frac{86,71}{100}} = 65,66 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.36)$$

Kde: $Q_{i \text{ red}} = Q_i^r = 8500 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ je teplo privedené do kotla s 1 kg paliva.

Množstvo paliva skutočne spáleného:

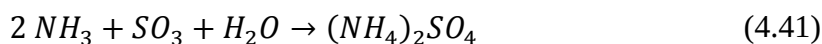
$$M_{pv} = M_{pal} \cdot \left(1 - \frac{\xi_c}{100}\right) = 66,222 \cdot \left(1 - \frac{2,645}{100}\right) = 63,93 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.37)$$

4.1.6 Maximálny objemový tok spalín v mieste katalyzátora:

$$V_{SV EKO} = O_{SV EKO} \cdot M_{pv} = 3,688 \cdot 63,93 = 235,77 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \quad (4.38)$$

4.1.7 Výpočet koncentrácie oxidu siričitého a popolčeka

Jednou z nežiadúcich reakcií, ktorá môže prebiehať na katalyzátore je oxidácia oxidu siričitého (SO₂) na oxid sírový (SO₃) (4.39). Ten ďalej reaguje s vodnou parou obsiahnutou v spalínach a nezreagovaným amoniakom za vzniku amónnych solí (4.40), (4.41). Tie môžu spôsobovať nánosy na spodných vrstvách katalyzátora prípadne výhrevných plochách za ním. Vedú k zníženiu aktivity katalyzátora a zvyšujú teplotu rosného bodu spalín. Oxidáciu SO₂ je preto potrebné minimalizovať vhodným návrhom zloženia katalyzátora. [12]



Emisný faktor SO_2 pre granulačné kotly na hnedé uhlie sa určí ako [11]:

$$f_{SO_2} = 19 \cdot S^r \frac{kg}{t_{pal}} = 19 \cdot 0,9875 \frac{kg}{t_{pal}} = 18,76 \frac{kg}{t_{pal}} \quad (4.42)$$

Množstvo SO_2 po spálení 1 kg paliva je $M_{SO_2} = 18760 \text{ mg}$.

Koncentrácia SO_2 v suchých spalinách za normálnych podmienok pre referenčný obsah kyslíka $O_{2 \text{ ref}} = 6 \%$ je:

$$C_{SO_2} = \frac{M_{SO_2}}{O_{SS \text{ min}}} \cdot \frac{21 - O_{2 \text{ ref}}}{21} = \frac{18760}{2,321} \cdot \frac{21 - 6}{21} = 5773,37 \frac{mg}{Nm^3} \quad (4.43)$$

Na katalyzátoroch vo vysokoprašnom usporiadaní sa okrem amónnych solí usadzujú aj prachové častice zo spalín. To spôsobuje upchávanie buniek katalyzátora, čím sa zmenší jeho aktívna plocha a narastá tlaková strata. Tento efekt sa dá obmedziť vhodným nastavením veľkosti preirezu buniek podľa známej koncentrácie častíc popolčeka.

Koncentrácia popolčeka:

$$\mu = \frac{0,1 \cdot A^r \cdot X_{pop}}{O_{SV}} = \frac{0,1 \cdot 28,5 \cdot 84}{3,688} = 64,9 \frac{g}{Nm^3} \quad (4.44)$$

Veličina	Hodnota	Jednotka
Koncentrácia NOx pred katalyzátorom (6 % O_2)	550	mg/Nm^3
Koncentrácia NOx za katalyzátorom (6 % O_2)	190	mg/Nm^3
Maximálny tok spalín	235,77	Nm^3/s
Koncentrácia SO_2 (6 % O_2)	5773,37	mg/Nm^3
Koncentrácia popolčeka	64,9	g/Nm^3

Tab.4.6 Tok a parametre spalín s najväčším vplyvom na rozmery katalyzátora.

4.2 Popis zariadenia pre selektívnu katalytickú redukciu

Na základe parametrov spalín pred úpravou a požadovaných parametrov na výstupe bolo navrhnuté zariadenie pre redukciu NOx zo spalín. Celá inštalácia pozostáva zo samotného SCR reaktora a zariadení pre skladovanie, zásobovanie a prípravu reagentu.

Priestor pre skladovanie pozostáva z jednej nádrže, čerpadla na jej napúšťanie a čerpadla na zásobovanie reagenta do reaktora. Okrem toho je skladový priestor vybavený všetkým potrebným bezpečnostným vybavením ako je podtlakový a pretlakový ventil, ochrana pred preplnením nádrže, absorpčná nádrž, systém detekcie netesností a bezpečnostná a očná sprcha. Nádrž a zariadenie na jej napúšťanie sú umiestnené v spoločnom bazéne. Ten je vybavený čerpadlom na vypúšťanie a systémom merania pH akumulovanej vody.

Ako reagent je použitý čpavok (NH_4OH). Väčšina zariadení na jeho úpravu pred vstrekaním je umiestnená na plošine pri samotnom reaktore, kam je reagent z nádrže

dopravovaný zásobovacím čerpadlom. Správne dávkovanie NH_4OH zabezpečuje jednotka riadenia prietoku pozostávajúca z uzatváracieho ventilu, prietokomeru, ventilu pre reguláciu prietoku a snímaču tlaku. Za touto jednotkou je radený výparník v ktorom je NH_4OH rozprašovaný, zriedený so vzduchom a následne odparený na NH_3 a vodnú paru. Ako zriedňovací vzduch je použitý ohriaty spaľovací vzduch odoberaný za OVZ. Pre účel jeho dodávky sú na plošine inštalované dve dúchadlá, jedno v prevádzke, druhé ako záloha.

Samotný reaktor je inštalovaný v druhom ťahu kotla medzi zväzkami ekonomizéra. A pozostáva z dvoch vrstiev tvorených 140 modulmi katalyzátora s pôdorysom $0,95 \times 1,89$ m a výškou 1,63 m. Medzera medzi vrstvami je 0,98 m potrebná pre nosníky na uloženie modulov a zdvíhacie zariadenie pre manipuláciu s modulmi pri ich výmene v dobe odstávky.

Spaliny pred vstupom do reaktoru prechádzajú vstrekovou mrežou tvorenou trúbkami, profilmi výstuže a 5040 dýzami, ktorými je vstrekován reagent. Táto mreža je rozdelená na 35 polí, ktoré je možné individuálne nastavovať pre dosiahnutie optimálnej distribúcie reagenta do prúdu spalín a čo najvyššej účinnosti odlúčenia NO_x . Rozmery mreže sú 7 m šírka, 19 m dĺžka a 0,5 m výška.

Pre adekvátne nastavenie množstva vstrekovaneho reagenta do jednotlivých polí siete je potrebné poznať rozloženie koncentrácie NO_x po priereze spalínového kanála za druhou vrstvou katalyzátora. Pre tento účel je v tejto oblasti inštalovaná sieť meradiel. Ktojej konštrukcia je tvorená oceľovými trúbkami s priemerom 12 mm a oceľovou výstužou.

Na udržiavanie čistoty katalyzátora počas prevádzky je reaktor vybavený akustickými ofukovačmi na odstraňovanie usadenín. Napriek tomu katalyzátor v priebehu prevádzky postupne stráca účinnosť odlúčenia. Toto „starnutie“ je spôsobené mechanickými príčinami ako je upchávanie pórov katalyzátora a chemickými ako je pôsobenie katalyzátorových jedov, čo vedie k zmenšovaniu aktívnej plochy pre katalytickú reakciu. Väčšina procesov spojených so „starnutím“ je vratná, vďaka čomu je katalyzátor možné regenerovať. Regenerácia môže prebiehať priamo na mieste v špeciálnych regeneračných zariadeniach. Tento proces má vysokú účinnosť a odstráni rôzne druhy usadenín ako popolček, amónne soli a iné rozpustné chemické zlúčeniny. Odpadová voda z tohto procesu môže byť upravovaná v existujúcej čističke odpadových vôd, keďže je svojím zložením veľmi podobná vode použitej na čistenie OVZ. [12]

5 ROZBOR PALIVA A STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

V nasledujúcich kapitolách 5 až 18 je urobený tepelný výpočet kotla s novým usporiadaním ekonomizéra. Výpočet je urobený pre kotol idúci na menovitý výkon pri spaľovaní paliva s výhrevnosťou 11400 kJ/kg. Väčšina použitých vzťahov a postupov je zo zdrojov [8] a [9].

5.1 Rozbor paliva

Výhrevnosť paliva v surovom stave: $Q_i^r = 11400 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Obsah vody v pôvodnej vzorke sa podľa zadania pohybuje v rozmedzí $W^r \in \langle 26 - 32 \rangle$

Pre výpočet volím: $W^r = 26\%$

Obsah popola v pôvodnej vzorke sa pohybuje v rozmedzí $A^r \in \langle 27,5 - 28,5 \rangle$

Volím: $A^r = 27,5\%$

Obsah síry v sušine sa pohybuje v rozmedzí $S^d \in \langle 0,8 - 1,8 \rangle$

Volím: $S^d = 0,0157 = 1,57\%$

Obsah síry v horľavine možno určiť prepočtom z obsahu síry v sušine:

$$S^{daf} = \frac{S^d \cdot (100 - W^r)}{100 - A^r - W^r} = \frac{1,57 \cdot (100 - 26)}{100 - 27,5 - 26} = 2,5\% \quad (5.1)$$

Výhrevnosť horľaviny:

$$Q_i^{daf} = \frac{100}{100 - A^r - W^r} \cdot (Q_i^r + 2450 \cdot W^r) \quad (5.2)$$

$$Q_i^{daf} = \frac{1}{100 - 27,5 - 26} \cdot (11400 + 24,5 \cdot 32) = 25886 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Hodnoty podielov jednotlivých prvkov v organickej hmote boli odčítané v závislosti na S^{daf} a Q_i^{daf} z nomogramu zo zdroja [8] a sú zapísané v Tab. 5.1.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Obsah uhlíka v organickej hmote	C ^o	68,1	[%]
Obsah vodíka v organickej hmote	H ^o	5,8	[%]
Obsah dusíka v organickej hmote	N ^o	1,2	[%]
Obsah kyslíka v organickej hmote	O ^o	24,9	[%]

Tab.5.1 Zloženie organickej hmoty paliva o výhrevnosti 11400 kJ/kg.

Prepočet prvkového rozboru organickej hmoty na prvkový rozbor horľaviny sa urobí podľa vzťahu:

$$X^{daf} = X^o \cdot \left(\frac{100 - S^{daf}}{100} \right) \quad (5.3)$$

Kde: $X^{daf} = C^{daf}, N^{daf}, O^{daf}, H^{daf}$

$$X^o = C^o, N^o, O^o, H^o$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Obsah uhlíka v horľavine	C^{daf}	66,43	[%]
Obsah vodíka v horľavine	H^{daf}	5,65	[%]
Obsah síry v horľavine	S^{daf}	2,5	[%]
Obsah dusíka v horľavine	N^{daf}	1,17	[%]
Obsah kyslíka v horľavine	O^{daf}	24,25	[%]

Tab.5.2 Zloženie horľaviny paliva o výhrevnosti 11400 kJ/kg.

Prepočet prvkového zloženia horľaviny na prvkové zloženie surového paliva:

$$X^r = X^{daf} \cdot \left(\frac{100 - W^r - A^r}{100} \right) \quad (5.4)$$

Kde: $X^r = C^r, S^r, N^r, O^r, H^r$

$$X^{daf} = C^{daf}, S^{daf}, N^{daf}, O^{daf}, H^{daf}$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výhrevnosť v surovom stave	Q_i^r	11400	[kJ/kg]
Obsah vody v surovom stave	W^r	26	[%]
Obsah popola v surovom stave	A^r	27,5	[%]
Obsah uhlíka v surovom stave	C^r	30,89	[%]
Obsah vodíka v surovom stave	H^r	2,63	[%]
Obsah síry v surovom stave	S^r	1,16	[%]
Obsah dusíka v surovom stave	N^r	0,54	[%]
Obsah kyslíka v surovom stave	O^r	11,28	[%]

Tab.5.3 Zloženie surového paliva o výhrevnosti 11400 kJ/kg.

5.2 Objemy a entalpie vzduchu a spalín

5.2.1 Objem suchého a vlhkého vzduchu

Minimálny objem kyslíka pre dokonalé spálenie 1 kg paliva:

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (5.5)$$

$$O_{O_2min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{30,89}{12,01} + \frac{2,63}{4,032} + \frac{1,16}{32,06} - \frac{11,28}{32} \right) = 0,6509 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Minimálne množstvo suchého vzduchu pre spálenie 1 kg paliva:

$$O_{VSmin} = \frac{O_{O_2min}}{0,21} = \frac{0,6509}{0,21} = 3,0998 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (5.6)$$

Minimálne množstvo vlhkého vzduchu pre spálenie 1 kg paliva:

$$O_{VV \min} = f \cdot O_{VS \min} \quad (5.7)$$

$$O_{VV \min} = 1,016 \cdot 3,0998 = 3,15 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{\text{pal}}}$$

Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkého vzduchu:

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = 3,15 - 3,0998 = 0,0499 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (5.8)$$

5.2.2 Objemy jednotlivých zložiek spalín

Objem oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{1201} \cdot C^r + 0,003 \cdot O_{VS \min} \quad (5.9)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{1201} \cdot 30,89 + 0,003 \cdot 3,0998 = 0,5734 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{\text{pal}}}$$

Objem oxidu siričitého:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{3206} \cdot S^r = \frac{21,89}{3206} \cdot 1,16 = 0,0079 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (5.10)$$

Objem dusíka:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{2801,6} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} \quad (5.11)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{2801,6} \cdot 0,54 + 0,7805 \cdot 3,0998 = 2,4237 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{\text{pal}}}$$

Objem argónu:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} = 0,0092 \cdot 3,0998 = 0,0285 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{\text{pal}}} \quad (5.12)$$

Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkých spalín:

$$O_{H_2O}^S \min = \frac{44,8}{403,2} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V \quad (5.13)$$

$$O_{H_2O}^S \min = \frac{44,8}{403,2} \cdot 2,63 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 26 + 0,0499 = 0,6651 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{\text{pal}}}$$

Minimálny objem suchých spalín:

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (5.14)$$

$$O_{SS \min} = 0,5734 + 0,0079 + 2,4237 + 0,0285 = 3,0336 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{\text{pal}}}$$

Minimálny objem vlhkých spalín:

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 3,0336 + 0,6651 = 3,699 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (5.15)$$

5.2.3 Skutočný objem vzduchu a spalín

Súčiniteľ prebytku vzduchu na konci spaľovacej komory sa pre mlynské okruhy s priamym fúkaním ventilátorovými mlynmi pohybuje v rozmedzí 1,22 – 1,25 [8]

Volím: $\alpha_{ok} = 1,22$

Súčiniteľ prebytku vzduchu na výstupe z ohrievača vzduchu (OVZ) sa spočíta ako:

$$\beta''_{OVZ} = \alpha_{ok} - \Delta\alpha_o - \Delta\alpha_{ml} = 1,22 - 0,05 - 0,25 = 0,92 \quad (5.16)$$

Kde: $\Delta\alpha_o$ je prisávanie falošného vzduchu v ohnisku. Pre ohniská s ľahkou výmurovkou a zváraným oplechovaním je $\Delta\alpha_o = 0,05$.

$\Delta\alpha_{ml}$ je prisávanie falošného vzduchu v sústave prípravy paliva. Pre mlynské okruhy s ventilátorovými mlynmi sa pohybuje v rozmedzí 0,2 – 0,25. [8]

Volím: $\Delta\alpha_{ml} = 0,25$

Súčiniteľ prebytku vzduchu na vstupe do ohrievača vzduchu (bez recirkulácie vzduchu):

$$\beta'_{OVZ} = \beta''_{OVZ} + \Delta\alpha_{OVZ} = 0,92 + 0,06 = 0,98 \quad (5.17)$$

Kde: $\Delta\alpha_{OVZ}$ je prisávanie vzduchu v OVZ. pre dvojdielny rekuperačný trubkový výmenník sa pohybuje v rozmedzí 0,06 – 0,08. [8] Volím: $\Delta\alpha_{OVZ} = 0,06$.

Skutočné množstvo prisávaného vzduchu:

$$O_{VV} = \beta'_{OVZ} \cdot O_{VV \min} = 0,98 \cdot 3,15 = 3,087 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (5.18)$$

Výpočet produktov spaľovania pre rôzne hodnoty súčiniteľa prebytku vzduchu sa urobí podľa vzorcov (5.19)- (5.24). Výsledky výpočtu sú uvedené v Tab.5.4 pre stav spalín na výstupe z ohniska a jednotlivých oblastí, ako aj pre stredný prebytok vzduchu v týchto oblastiach.

Objem vlhkých spalín:

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \quad (5.19)$$

Objem vodnej pary v spalínach:

$$O_{H_2O} = O_{H_2O \min}^S + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VS \min} \quad (5.20)$$

Objemové časti trojatómových plynov:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SV}} \quad (5.21)$$

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SV}} \quad (5.22)$$

Súčet objemových častí trojatómových plynov:

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} \quad (5.23)$$

Koncentrácia popolčeka v spalínach:

$$\mu = \frac{100 \cdot A^r \cdot X_{pop}}{O_{SV}} \quad (5.24)$$

Rozdelenie prisávaného falošného vzduchu do spalín na jednotlivé oblasti kotla. Určené podľa [9].

Ohnisko:.....	0,05
Oblasť doskových prehrievačov DP:.....	0
Oblasť výstupného prehrievača P5:.....	0,01
Oblasť prihrievačov pary MP:.....	0,01
Oblasť prehrievača P4:.....	0,02
Priestor vratnej komory VK:.....	0,01
Priestor prehrievača P1:.....	0,01
Ekonomizér – zväzky nad katalyzátorom EKO2:.....	0,015
Ekonomizér – zväzky pod katalyzátorom EKO1:.....	0,02
Trubkový ohrievač vzduchu OVZ:.....	0,06

5.2.4 Entalpia vzduchu a produktov spaľovania

Entalpia spalín pri súčiniteli prebytku vzduchu $\alpha=1$:

$$I_{Smin}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + X_{pop} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t \quad (5.25)$$

Kde: $i_{CO_2}^t, i_{SO_2}^t, i_{N_2}^t, i_{Ar}^t, i_{H_2O}^t, i_{pop}^t$ sú merné entalpie zložiek spalín a popolčeka pri teplote t [°C], podľa [9] a X_{pop} predstavuje pomerný úlet popolčeka z ohniska vztiahnutý k celkovému obsahu popola v palive A^r .

Entalpia minimálneho množstva vlhkého vzduchu:

$$I_{Vmin}^t = O_{VSmin} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad (5.26)$$

Kde: $i_{VS}^t, i_{H_2O}^t$ je merná entalpia suchého vzduchu respektíve vodnej pary pri teplote t .

Entalpia spalín vzniknutých spálením 1 kg paliva pri teplote t a prebytku vzduchu α :

$$I_S^{t,\alpha} = I_{Smin}^t \cdot i_{VS}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t \quad (5.27)$$

Výsledky vzťahov (5.25)- (5.27) sú zapísané v Tab. 5.5 pre rôzne teploty a prebytky vzduchu na výstupe z jednotlivých oblastí. Entalpie použité ďalej vo výpočte sú určené interpoláciou z týchto hodnôt.

Oblast'	α [-]		O_{SV} [Nm ³ /kg]		O_{H_2O} [Nm ³ /kg]		r_{RO_2} [-]		r_{H_2O} [-]		r_{sp} [-]		μ [g/m ³]	
	Stred	Výstup	Stred	Výstup	Stred	Výstup	Stred	Výstup	Stred	Výstup	Stred	Výstup	Stred	Výstup
Ohnisko		1,22	-	0,676	-	0,676	-	0,132	-	0,154	-	0,286	-	52,601
DP	1,22	1,22	4,392	4,392	0,676	0,676	0,132	0,132	0,154	0,154	0,286	0,286	52,601	52,601
P5	1,225	1,23	4,407	4,423	0,676	0,677	0,132	0,131	0,153	0,153	0,285	0,284	52,413	52,226
MP	1,235	1,24	4,439	4,455	0,677	0,677	0,131	0,131	0,152	0,152	0,283	0,283	52,041	51,857
P4	1,25	1,26	4,486	4,518	0,678	0,678	0,130	0,129	0,151	0,150	0,281	0,279	51,493	51,134
VK	1,265	1,27	4,533	4,549	0,678	0,679	0,128	0,128	0,150	0,149	0,278	0,277	50,956	50,780
P1	1,275	1,28	4,565	4,581	0,679	0,679	0,127	0,127	0,149	0,148	0,276	0,275	50,604	50,430
EKO2	1,2875	1,295	4,604	4,628	0,679	0,680	0,126	0,126	0,148	0,147	0,274	0,273	50,172	49,916
EKO1	1,305	1,315	4,659	4,691	0,680	0,681	0,125	0,124	0,146	0,145	0,271	0,269	49,578	49,245
OVZ	1,335	1,375	4,754	4,880	0,682	0,684	0,122	0,119	0,143	0,140	0,266	0,259	48,593	47,338

Tab.5.4 Produkty spaľovania v jednotlivých oblastiach kotla (5.19)- (5.24).

Návrh opatření pro plnění emisních limitů u kotle bloku 210 MW

		OHNSKO												OVZ
t	$I_{S \min}^t$ [kJ/kgpal]	$I_{V \min}^t$ [kJ/kgpal]	DP	P5	MP	P4	VK	P1	EKO2	EKO1	OVZ			
[°C]			$I_S(\alpha=1,22)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,22)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,23)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,24)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,26)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,27)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,28)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,295)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,315)$ [kJ/kgpal]	$I_S(\alpha=1,375)$ [kJ/kgpal]		
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
25	134,42	102,91	157,06	157,06	158,09	159,12	161,17	162,20	163,23	164,78	166,83	173,01		
100	534,26	417,61	626,13	626,13	630,31	634,49	642,84	647,01	651,19	657,45	665,81	690,86		
200	1085,14	840,35	1270,02	1270,02	1278,42	1286,83	1303,63	1312,04	1320,44	1333,04	1349,85	1400,27		
300	1652,48	1270,75	1932,05	1932,05	1944,76	1957,46	1982,88	1995,59	2008,29	2027,36	2052,77	2129,02		
400	2236,24	1710,37	2612,52	2612,52	2629,63	2646,73	2680,94	2698,04	2715,14	2740,80	2775,01	2877,63		
500	2835,86	2160,19	3311,10	3332,70	3354,30	3397,51	3419,11	3440,71	3473,11	3516,32	3645,93			
600	3451,36	2619,91	4027,74	4053,94	4080,13	4132,53	4158,73	4184,93	4224,23	4276,63	4433,82			
700	4081,45	3089,21	4761,08	4791,97	4822,86	4884,65	4915,54	4946,43	4992,77	5054,56	5239,91			
800	4725,92	3566,25	5510,50	5546,16	5581,82	5653,15	5688,81	5724,47	5777,97	5849,29	6063,27			
900	5382,79	4053,14	6274,48	6315,01	6355,54	6436,61	6477,14	6517,67	6578,47	6659,53	6902,72			
1000	6054,78	4546,54	7055,02	7100,49	7145,95	7236,88	7282,35	7327,81	7396,01	7486,94	7759,74			
1100	6736,71	5046,38	7846,91	7897,38	7947,84	8048,77	8099,23	8149,69	8225,39	8326,32	8629,10			
1200	7431,30	5549,57	8652,20	8707,70	8763,19	8874,19	8929,68	8985,18	9068,42	9179,41	9512,39			
1300	8135,50	6056,11	9467,85	9528,41	9588,97	9710,09	9770,65	9831,21	9922,06	10043,18	10406,54			
1400	8848,39	6565,90	10292,89	10358,55	10424,20	10555,52	10621,18	10686,84	10785,33	10916,65	11310,60			
1500	9569,94	7082,14	11128,01	11198,83	11269,65	11411,29	11482,12	11552,94	11659,17	11800,81	12225,74			
1600	10344,47	7598,53	12016,15	12092,13	12168,12	12320,09	12396,08	12472,06	12586,04	12738,01	13193,92			
1800	11808,64	8641,11	13709,68	13796,09	13882,50	14055,33	14141,74	14228,15	14357,76	14530,59	15049,05			
2000	13243,69	9696,63	15376,95	15473,92	15570,89	15764,82	15861,78	15958,75	16104,20	16298,13	16879,93			
2500	16242,95	12373,06	18965,02	19088,75	19212,49	19459,95	19583,68	19707,41	19893,00	20140,47	20882,85			

Tab.5.5 Entalpia spalín po spálení 1 kg paliva pre prebytky vzduchu α na výstupe z jednotlivých oblastí a rôzne teploty t.

6 TEPELNÁ BILANCIA KOTLA

Redukovaná výhrevnost' (teplo přivedené do kotla na 1 kg paliva):

$$Q_{i\text{red}} = Q_i^r + i_p + Q_{vzv} + Q_{pr} = 11400 + 0 + 0 + 0 = 11400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1)$$

Kde: $Q_{vzv} = 0$ je teplo na ohřátí vzduchu z cizího zdroje.

$Q_{pr} = 0$ teplo přivedené parou (při rozprašování mazutu)

$i_p = 0$ je fyzické teplo paliva. Při sušení paliva v uzavřetom mlecom okruhu sa neuvažuje.

6.1 Určenie účinnosti kotla

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Výhrevnost' uhlíka	Q_C	32600	[MJ/kg]
Obsah spáliteľných látok v popolčeku	C_{pop}	1	[%]
Obsah spáliteľných látok v struske	C_{str}	12,5	[%]
Podiel popola z paliva v popolčeku	X_{pop}	84	[%]
Podiel popola z paliva v struske	X_{str}	11	[%]
Súčiniteľ prebytku vzduchu za kotlom	α_K	1,375	[-]
Teplota spalín za kotlom	t_K	160	[°C]
Teplota strusky	t_{str}	600	[°C]

Tab. 6.1 Veličiny potrebné pre výpočet strát kotla. [4, 8]

6.1.1 Strata mechanickým nedopalom

Strata mechanickým nedopalom v struske:

$$\xi_{str} = \frac{C_{str}}{100 - C_{str}} \cdot \frac{X_{str}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot Q_C \quad (6.2)$$

$$\xi_{str} = \frac{12,5}{100 - 12,5} \cdot \frac{11}{100} \cdot \frac{27,5}{11400} \cdot 32600 = \xi_{str} = 0,01236 = 1,236 \%$$

Strata mechanickým nedopalom v popolčeku:

$$\xi_{pop} = \frac{C_{pop}}{100 - C_{pop}} \cdot \frac{X_{pop}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot Q_C \quad (6.3)$$

$$\xi_{pop} = \frac{1}{100 - 1} \cdot \frac{84}{100} \cdot \frac{27,5}{11400} \cdot 32600 = 0,667 \%$$

Celková strata mechanickým nedopalom:

$$\xi_c = \xi_{str} + \xi_{pop} = 1,236 + 0,667 = 1,903 \% \quad (6.4)$$

6.1.2 Strata chemickým nedopalom

Strata chemickým nedopalom sa spočíta z maximálnej povolenej koncentrácie CO v spalínach podľa vzťahu:

$$\xi_{CO} = \frac{0,2116 \cdot C_{CO} \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_i^r} = \frac{0,2116 \cdot 50 \cdot 3,034}{(21 - 6) \cdot 11,4} = 0,188\% \quad (6.5)$$

6.1.3 Strata sálaním a vedením tepla do okolia

Strata zdieľaním tepla do okolia sa odhadne v závislosti na menovitom parnom výkone kotla a druhu náteru oplechovania:

$$\xi_{sv} = 0,32\% \text{ Určené podľa diagramu v zdroji [8]}$$

6.1.4 Strata fyzickým teplom tuhých zostatkov

Merné teplo strusky:

$$c_{str} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_{str} \quad (6.6)$$
$$c_{str} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 600 = 1,01 \frac{kJ}{kgK}$$

Merné teplo popolčeka:

$$c_{pop} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_{pop} \quad (6.7)$$
$$c_{pop} = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 160 = 0,79 \frac{kJ}{kgK}$$

Entalpia strusky:

$$i_{str} = c_{str} \cdot t_{str} = 1,01 \cdot 600 = 606 \frac{kJ}{kg} \quad (6.8)$$

Entalpia popolčeka:

$$i_{pop} = c_{pop} \cdot t_{pop} = 0,79 \cdot 160 = 126,4 \frac{kJ}{kg} \quad (6.9)$$

Strata fyzickým teplom strusky:

$$\xi_{f\ str} = \left(\frac{X_{str}}{100 - C_{str}} \cdot i_{str} \right) \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \quad (6.10)$$

$$\xi_{f\ str} = \left(\frac{11}{100 - 12,5} \cdot 606 \right) \cdot \frac{27,5}{11400} = 0,184\%$$

Strata fyzickým teplom popolčeka:

$$\xi_{f\ pop} = \left(\frac{X_{pop}}{100 - C_{pop}} \cdot i_{pop} \right) \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \quad (6.11)$$

$$\xi_{f\ pop} = \left(\frac{84}{100 - 1} \cdot 126,4 \right) \cdot \frac{27,5}{11400} = 0,258\%$$

Celková strata fyzickým teplom tuhých zostatkov:

$$\xi_f = \xi_{f\ str} + \xi_{f\ pop} = 0,184 + 0,264 = 0,448 \quad (6.12)$$

6.1.5 Strata fyzickým teplem spalín

Strata fyzickým teplem spalín (komínová strata) sa vypočíta zo vzťahu:

$$\xi_k = (100 - \xi_c) \cdot \frac{I_S^{t_K, \alpha_K} - I_{VZ}^{t_{VZ}, \alpha_K}}{Q_i^r} \quad (6.13)$$

$$\xi_k = (100 - 1,903) \cdot \frac{1116,51 - 141,5}{11400} = 8,39 \%$$

Kde: $I_S^{t_K, \alpha_K} = 1116,51 \text{ kJ/kg}$ je entalpia spalín pri teplote na konci kotla $t_K = 160 \text{ °C}$ a prebytku vzduchu v spalínach za kotlom $\alpha_K = 1,375$ určená lineárnou interpoláciou hodnôt v Tab. 5.5.

$I_{VZ}^{t_{VZ}, \alpha_K}$ je entalpia studeného vzduchu, ktorá sa vypočíta ako:

$$I_{VZ}^{t_{VZ}, \alpha_K} = \alpha_k \cdot I_{V \min}^{t_{VZ}} = 1,375 \cdot 102,91 = 141,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{pal}} \quad (6.14)$$

$I_{V \min}^{t_{VZ}}$ je entalpia stechiometrického množstva vzduchu pri teplote $t_{VZ} = 25 \text{ °C}$.

$$I_{VZ}^{t_{VZ}, \alpha_K} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

6.1.6 Tepelná účinnosť kotla

Tepelná účinnosť kotla sa stanoví nepriamou metódou podľa vzťahu:

$$\eta_k = 100 - \sum \xi = 100 - (1,903 + 0,188 + 0,32 + 0,442 + 8,39) = 88,76 \% \quad (6.15)$$

6.2 Výrobné teplo pary

Výrobné teplo pary (celkový tepelný výkon kotla) sa určí zo vzťahu:

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_{mp} \cdot (i_2^{mp} - i_1^{mp}) \quad (6.16)$$

$$Q_v = 177,778 \cdot (3395,23 - 1096,08) + 156,667 \cdot (3563,04 - 3082,82)$$

$$Q_v = 483972,4 \text{ kW}$$

Kde: $M_{pp} = 640 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 177,78 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je parný výkon kotla.

$M_{mp} = 546 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 156,667 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je množstvo medziprehrievanej pary.

$i_{pp} = 3395,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ je entalpia prehriatej pary. Odpovedá menovitému tlaku na výstupe z kotla 17,5 MPa a teplote 540 °C

$i_{nv} = 1096,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ je entalpia napájacej vody. Odpovedá tlaku 21 MPa a teplote 252 °C

$i_2^{mp} = 3563,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ entalpia medziprehriatej pary na výstupe z prihrievača. Odpovedá menovitému tlaku 3,7 MPa a teplote 550 °C

$i_1^{mp} = 3082,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ entalpia pary vracajúcej sa z turbíny pri tlaku 4,02 Mpa a teplote 346 °C

Entalpie boli určené zo zdroja [10].

6.3 Množstvo paliva

Množstvo paliva privedeného do kotla:

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i\ red} \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{483972,4}{11400 \cdot \frac{88,76}{100}} = 47,838 \frac{kg}{s} \quad (6.17)$$

Výpočtové množstvo spáleného paliva:

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot \left(1 - \frac{\xi_c}{100}\right) = 47,838 \cdot \left(1 - \frac{1,903}{100}\right) = 46,93 \frac{kg}{s} \quad (6.18)$$

7 VÝPOČET SPALOVACEJ KOMORY

Pre zistenie teploty spalín na výstupe z ohniska je potrebné urobiť tepelný výpočet spaľovacej komory. Ten vychádza z jej konštrukčného usporiadania a využíva metódu postupných priblížení, kedy sa výstupná teplota z ohniska napred odhaduje. Pre odhadovanú teplotu sa vypočítajú všetky faktory, v závislosti na ktorých sa určí nová teplota na výstupe z ohniska. V prípade, že sa táto teplota líši od odhadovanej teploty o viac ako $\pm 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ je výpočet potrebné opakovať s novou teplotou. Pri menšom rozdiely je vypočítanú hodnotu možné považovať za konečnú. [8]

7.1 Konštrukčné parametre ohniska

Hranice aktívneho objemu tvoria roviny prechádzajúce osami trubiek na stenách ohniska, roviny prechádzajúce prvou radou trubiek doskových prehrievačov P2 a P3 a vodorovná rovina prechádzajúca stredom granulačnej výsypky. Veľkosť tohto objemu ako aj plocha rovín, ktoré ho ohraničujú, boli vypočítané podľa výkresovej dokumentácie kotla.

Aktívny objem ohniska: $V_{Ao} = 4334,704\text{ m}^3$
Projekčný povrch stien ohniska: $S_{st} = 1951,111\text{ m}^2$

Charakter plôch ohraničujúcich aktívny objem ohniska nie je rovnaký. Niektoré plochy ako sú horáky, ústia sušiek, výstupný prierez granulačnej výsypky, atď. sú neotrubkované a nezúčastňujú sa teda na výmene tepla. Chladené povrchy sa od seba zas líšia priemerom a rozstupom trubiek. Špecifické postavenie pri výpočte má výstupný otvor, jeho plocha sa počíta ako aktívna pre odber tepla a započítava sa do účinnej sálavej plochy. Teplo dopadajúce na túto plochu je rešpektované v bilančných vzťahoch plôch za ohniskom. Plochy sa teda líšia v niektorých parametroch uvedených nižšie, ich hodnoty sú zapísané v Tab. 7.1.

Uhlový súčiniteľ x : určí sa v závislosti na vonkajšom priemere, rozstupe a odsadení trubiek od výmurovky ohniska z diagramu v zdroji [8] pre výstupný otvor je $x = 1$.

Súčiniteľ zanesenia stien ξ : Pri spaľovaní hnedého uhlia $\xi = 0,45$ [8]

Pre výstupný otvor platí: $\xi_{vo} = \xi \cdot \delta = 0,45 \cdot 0,96 = 0,432$

Kde: Súčiniteľ δ sa určí z diagramu v zdroji [8] v závislosti na type paliva a teplote spalín na výstupe z ohniska. Pri spaľovaní uhlia a odhadovanej teplote $t_{ok} = 1105^{\circ}\text{C}$ je $\delta = 0,96$.

$$\text{Súčiniteľ tepelnej efektívnosti steny: } \Psi = x \cdot \xi \quad (7.1)$$

$$\text{Účinná sálavá plocha stien: } S_{ús} = S_{st} \cdot x \quad (7.2)$$

$$\text{Účinná sálavá plocha výstupného otvoru: } S_{ús\,vo} = S_{vo} \cdot \delta \cdot y_h \quad (7.3)$$

Kde: $y_h = 0,65$ je súčiniteľ nerovnomernosti vývinu tepla. [8]

Plocha	D[mm]	e[mm]	s[mm]	x[-]	ξ[-]	S[m ²]	S _{ús} [m ²]	Ψ[-]
Spodná časť výparníka	35	50	44	0,97	0,45	671,04	650,9	0,4365
Stredná časť výparníka	38	50	46	0,98	0,45	496,63	486,7	0,441
Vrchná časť výparníka	44,5	50	63	0,94	0,45	328,94	309,2	0,423
Strop spaľovacej komory	38	80	46	0,98	0,45	72,35	70,903	0,441
Výstupný otvor	-	-	-	1	0,432	222,55	138,868	0,432
Neotrubkované plochy (horáky, ústia sušiek, prielezy,...)	-	-	-	-	-	160	0	0

Tab. 7.1 Prehľadová tabuľka vlastností častí ohniska.

Účinná sálavá plocha výparníka:

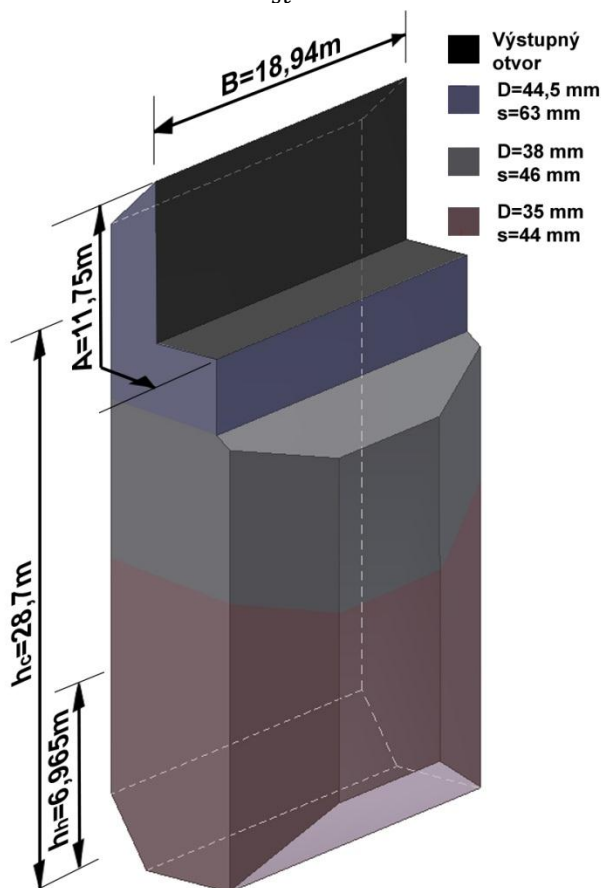
$$S_{ús VYP} = \sum S_{ús VYP_i} = 650,9 + 486,7 + 309,2 = 1446,81 \text{ m}^2 \quad (7.4)$$

Celková účinná sálavá plocha ohniska:

$$S_{ús} = \sum S_{st_i} \cdot x_i = 1656,579 \text{ m}^2 \quad (7.5)$$

Stredný súčiniteľ tepelnej efektívnosti steny:

$$\bar{\Psi} = \sum \frac{\Psi_i \cdot S_{st_i}}{S_{st}} = 0,399 \quad (7.6)$$



Obr. 7.1 Model aktívneho objemu spaľovacej komory.

7.2 Celkové užitočné teplo uvoľnené v ohnisku:

Teplo uvoľnené v ohnisku sa určí zo vzťahu:

$$I_u = Q_{i\ red} \cdot \frac{(100 - \xi_{co} - \xi_c - \xi_{f\ str})}{100 - \xi_c} + Q_V - Q_{cz} + Q_S^r \quad (7.7)$$

$$I_u = 11400 \cdot \frac{(100 - 0,1877 - 1,903 - 0,184)}{100 - 1,903} + 962,38 - 0 + 0 = 12319,19 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

Kde: Q_S^r je teplo privedené v recirkulovaných spalínach. Jediné recirkulované spaliny sú odoberané z priestoru ohniska pre sušenie paliva, tie sa do výpočtu nezahŕňajú a platí: $Q_S^r = 0$. [8]

$Q_{cz} = 0$ je teplo privedené cudzím zdrojom.

Q_V je teplo privedené vo vzduchu:

$$Q_V = \beta''_{ovz} \cdot I_V^{t_{ovz}} + (\Delta\alpha_o + \Delta\alpha_{ml}) \cdot I_V^{t_f} \quad (7.8)$$

$$Q_V = 0,92 \cdot 1012,51 + (0,05 + 0,25) \cdot 102,91$$

$$Q_V = 962,38 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

$I_V^{t_{ovz}}$ je entalpia riadeného vzduchu privádzaného do ohniska. Pri odhadovanej teplote za ohrievačom vzduchu $t_{ovz} = 240$ °C je entalpia:

$$I_V^{t_{ovz}} = 1012,51 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

A $I_V^{t_f}$ je entalpia prisávaného vzduchu. Teplote $t_f = 25$ °C odpovedá:

$$I_V^{t_f} = 102,91 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

Adiabatická teplota plameňa t_a sa určí interpoláciou z Tab. 5.5. Odpovedá teplu uvoľnenému v spaľovacej komore I_u a prebytku vzduchu na konci ohniska $\alpha_{ok} = 1,22$.

$$t_a = 1635,79$$
 °C

Boltzmannovo číslo:

Stredné celkové merné teplo spalín sa vypočíta podľa vzorca:

$$\overline{O_{sp} \cdot C} = \frac{I_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_a - t_{ok}} \quad (7.9)$$

$$\overline{O_{sp} \cdot C} = \frac{12319,19 - 7887,18}{1635,79 - 1105} = 8,35 \frac{kJ}{kgK}$$

t_{ok} a $I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}}$ je teplota respektíve entalpia spalín na konci ohniska.

Odhadovanej teplote $t_{ok} = 1105$ °C odpovedá entalpia: $I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 7887,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$

Súčiniteľ uchovania tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{\xi_{so}}{\eta_k + \xi_{so}} = 1 - \frac{0,32}{88,76 + 0,32} = 0,996 \quad (7.10)$$

Boltzmannovo číslo:

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot C}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\Psi} \cdot S_{st} \cdot (273,15 + t_a)^3} \quad (7.11)$$

$$Bo = \frac{0,996 \cdot 46,93 \cdot 8,35}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,399 \cdot 1951,111 \cdot (273,15 + 1635,79)^3} = 1,264$$

Súčiniteľ M:

Súčiniteľ M rešpektuje priebeh teplôt po výške ohniska, závisí na konštrukčnom usporiadaní ohniska a druhu spaľovaného paliva.

Celková výška ohniska: $h_c = 28,7 \text{ m}$ (určené z výkresu)
Výška horákov: $h_h = 6,965 \text{ m}$ (určené z výkresu)
Pomerná výška horákov:

$$x_h = \frac{h_h}{h_c} = \frac{6,965}{28,7} = 0,243 \quad (7.12)$$

Pri spaľovaní prášku s čelným usporiadaním horákov v kotloch s $M_{pp} > 117 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ sa zavádza korekcia pomernej výšky maximálnej teploty plameňa $\Delta x = 0,05$. [8]

Pomerná výška maximálnej teploty plameňa:

$$x_0 = x_h + \Delta x = 0,243 + 0,05 = 0,293 \quad (7.13)$$

Súčiniteľ M pri spaľovaní hnedého uhlia v práškovom ohnisku:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 \quad (7.14)$$

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0,293 = 0,4437$$

Stupeň čiernosti plameňa:

Súčiniteľ zoslabenia sálania nesvietivými trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (7.15)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,154}{3,16 \cdot \sqrt{0,0286 \cdot 8,016}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1105 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,286$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 0,8109 \text{ m}^{-1} \text{ MPa}^{-1}$$

Kde: $r_{H_2O} = 0,154$ je objemová časť vodnej pary v spalínach.

$r_{sp} = 0,286$ je objemová časť trojatómových plynov v spalínach.

Obe hodnoty boli určené pre spaliny s prebytkom vzduchu $\alpha_{ok} = 1,22$

$p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ je celkový parciálny tlak trojatómových plynov. U kotlov bez pretlaku v ohnisku možno brať $p = 0,1 \text{ MPa}$ a teda $p_{sp} = 0,1 \cdot 0,286 = 0,0286 \text{ MPa}$.

s je hrúbka účinnej sálavej vrstvy a určí sa ako:

$$s = \frac{V_{AO}}{S_{st}} = \frac{4334,704}{1951,111} = 8,016 \text{ m} \quad (7.16)$$

Súčiniteľ zoslabenia sáľania časticami popolčeka:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pop}^2}} \cdot \mu \quad (7.17)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(1105 + 273,15)^2 \cdot 16^2}} \cdot 52,6 = 2,876 \text{ m}^{-1} \text{ MPa}^{-1}$$

Kde: $\mu = 52,6 \text{ g} \cdot \text{m}^{-3}$ je stredná hmotová koncentrácia popolčeka v spalinách
 d_{pop} je stredný efektívny priemer častíc popolčeka. Pri spaľovaní hnedého uhlia v práškovom ohnisku s ventilátorovými mlynmi možno brať $d = 16 \mu\text{m}$. [8]

Súčiniteľ zoslabenia sáľania koksovými časticami $k_k = 1$ [8]

Bezrozmerné charakteristiky zohľadňujúce koncentráciu koksových častíc:

V závislosti na druhu paliva: $\kappa_1 = 0,5$ pre hnedé uhlie. [8]

V závislosti na spôsobe spaľovania: $\kappa_2 = 0,1$ pre práškové ohnisko. [8]

Súčiniteľ zoslabenia sáľania:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (7.118)$$

$$k = 0,8109 + 2,876 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,1 = 4,187 \text{ m}^{-1} \text{ MPa}^{-1}$$

Stupeň čiernosti plameňa:

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-4,187 \cdot 0,1 \cdot 8,016} = 0,9652 \quad (7.19)$$

Stupeň čiernosti ohniska pre práškové ohnisko:

$$a_o = \frac{a_{pl}}{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \bar{\Psi}} \quad (7.20)$$

$$a_o = \frac{0,9652}{0,9652 + (1 - 0,9652) \cdot 0,399} = 0,9858$$

7.3 Teplota spalín na výstupe z ohniska:

$$t_{ok} = \frac{t_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15 \quad (7.21)$$

$$t_{ok} = \frac{1635,79 + 273,15}{1 + 0,4437 \cdot \left(\frac{0,9858}{1,264}\right)^{0,6}} - 273,15 = 1107,92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vypočítaná teplota na konci ohniska sa nachádza v rozmedzí $\pm 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ od odhadovanej teploty $1105 \text{ } ^\circ\text{C}$. Výpočet nie je potrebné opakovať.

Vypočítanej teploty odpovedá nová entalpia spalín na konci ohniska:

$$I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 7910,67 \frac{kJ}{kg_{pal}}$$

7.4 Množstvo tepla odovzdané do stien ohniska

Celkové teplo odovzdané v ohnisku do stien:

$$Q_s = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}}) \quad (7.22)$$

$$Q_s = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (12319,19 - 7910,67) = 206132,19 \text{ kW}$$

Stredné tepelné zaťaženie stien ohniska:

$$\bar{q} = \frac{Q_s}{S_{ús}} = \frac{206132,19}{1656,58} = 124,43 \frac{kW}{m^2} \quad (7.23)$$

Teplo zo spaľovacej komory zachytené vo výparníku:

$$Q_{VYP sk} = \bar{q} \cdot S_{ús VYP} = 124,43 \cdot 1446,81 = 180029,9 \text{ kW} \quad (7.24)$$

Teplo zachytené v strope spaľovacej komory (prehrievač P2):

$$Q_{P2 sk} = \bar{q} \cdot S_{ús P2} = 124,43 \cdot 70,9 = 8822,63 \text{ kW} \quad (7.25)$$

Hustota tepelného toku výstupným prierezom ohniska:

$$q_{vo} = \bar{q} \cdot \delta \cdot y_h = 124,43 \cdot 0,98 \cdot 0,65 = 79,26 \frac{kW}{m^2} \quad (7.26)$$

8 BILANČNÝ VÝPOČET PLÔCH NA STRANE PRACOVNÉHO MÉDIA

8.1 Tlakové straty jednotlivých plôch

Vysokotlaký trakt:

Ekonomizér EKO1:.....	$\Delta p_{EKO1} = 0,4 \text{ MPa}$
Ekonomizér EKO2:.....	$\Delta p_{EKO2} = 0,2 \text{ MPa}$
Výparník:.....	$\Delta p_{VYP} = 1,5 \text{ MPa}$
Prehrievač P1:	$\Delta p_{P1} = 0,25 \text{ MPa}$
Prehrievač P2:	$\Delta p_{P2} = 0,30 \text{ MPa}$
Biflux:.....	$\Delta p_{BF VT} = 0,20 \text{ MPa}$
Prehrievač P3:	$\Delta p_{P3} = 0,15 \text{ MPa}$
Prehrievač P4:	$\Delta p_{P4} = 0,3 \text{ MPa}$
Prehrievač P5:	$\Delta p_{P5} = 0,2 \text{ MPa}$

Strednotlaký trakt:

Biflux:.....	$\Delta p_{BF ST} = 0,10 \text{ MPa}$
Prihrievač MP1:.....	$\Delta p_{MP1} = 0,11 \text{ MPa}$
Prihrievač MP2:.....	$\Delta p_{MP2} = 0,11 \text{ MPa}$

Tlak napájacej vody je:

$$p_{nv} = p_{P5 \text{ out}} + \Delta p_{P5} + \Delta p_{P4} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{BF} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{VYP} + \Delta p_{EKO1} + \Delta p_{EKO2} \quad (8.1)$$

$$p_{nv} = 17,5 + 0,2 + 0,3 + 0,15 + 0,2 + 0,3 + 0,25 + 1,5 + 0,4 + 0,2 = 21 \text{ MPa}$$

8.2 Prehrievač P5

Prehrievač P5 je radený ako posledná teplovýmenná plocha zo strany média. Para z neho je vedená na turbínu. Entalpický spád na prehrievači P5 je volený v rozmedzí 125 – 330 $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. [8] Volím: $\Delta i_{P5} = 241 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Menovité parametre produkovanej pary:

Teplota pary na výstupe:	$t_{P5 \text{ out}} = 540 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Tlak pary na výstupe:	$p_{P5 \text{ out}} = 17,5 \text{ MPa}$
Entalpia pary na výstupe [10]:	$i_{P5 \text{ out}} = 3395,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Entalpia pary na vstupe do P5:

$$i_{P5 \text{ in}} = i_{P5 \text{ out}} - \Delta i_{P5} = 3395,23 - 241 = 3154,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.2)$$

Tlak pary na vstupe do P5:

$$p_{P5 \text{ in}} = p_{P5 \text{ out}} + \Delta p_{P5} = 17,5 + 0,2 = 17,7 \text{ MPa} \quad (8.3)$$

Tlaku a entalpii odpovedá teplota na vstupe [10]: $t_{P5 \text{ in}} = 463,22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Prietok média prehrievačom P5: $M_{P5} = M_{pp} = 177,78 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Teplo prijaté médiom v prehrievači P5:

$$Q_{P5} = M_{P5} \cdot \Delta i_{P5} = 177,78 \cdot 241 = 42844,98 \text{ kW} \quad (8.4)$$

8.3 Prehrievač P4

Prehrievač P4 je na strane pracovného média radený pred výstupným prehrievačom P5, teplota na jeho výstupe je regulovaná vstrekom napájacej vody V3. Veľkosť vstreku volím $x_{V3} = 4,7 \%$ po zohľadnení údajov z prevádzky. Entalpický spád na prehrievači P4 je volený v rozmedzí $125 - 330 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Volím: $\Delta i_{P4} = 180 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Prietok vstrekovanej vody:

$$M_{V3} = \frac{x_{V3}}{100} \cdot M_{pp} = \frac{4,7}{100} \cdot 177,78 = 8,36 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.5)$$

Prietok pary prehrievačom P4:

$$M_{P4} = M_{P5} - M_{V3} = 177,78 - 8,36 = 169,42 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.6)$$

Entalpia pary na výstupe z P4:

$$i_{P4 \text{ out}} = \frac{M_{P5} \cdot i_{P5 \text{ in}} - M_{V3} \cdot i_{nv}}{M_{P4}} \quad (8.7)$$
$$i_{P4 \text{ out}} = \frac{177,78 \cdot 3154,23 - 8,36 \cdot 1096,08}{169,42} = 3255,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tlak pary na výstupe:

$$p_{P4 \text{ out}} = p_{P5 \text{ in}} = 17,7 \text{ MPa}$$

Teplota pary na výstupe [10]:

$$t_{P4 \text{ out}} = 494,17^\circ \text{C}$$

Entalpia pary na vstupe do P4:

$$i_{P4 \text{ in}} = i_{P4 \text{ out}} - \Delta i_{P4} = 3255,73 - 180 = 3075,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.8)$$

Tlak pary na vstupe do P4:

$$p_{P4 \text{ in}} = p_{P4 \text{ out}} + \Delta p_{P4} = 17,7 + 0,3 = 18 \text{ MPa} \quad (8.9)$$

Tomu odpovedá teplota [10]:

$$t_{P4 \text{ in}} = 443,07^\circ \text{C}$$

Teplo prijaté médiom v prehrievači P4:

$$Q_{P4} = M_{P4} \cdot \Delta i_{P4} = 169,42 \cdot 180 = 30495,6 \text{ kW} \quad (8.10)$$

8.4 Prehrievač P3

Prehrievač P3 je na strane pracovného média radený pred prehrievač P4, teplota pary na jeho výstupe je regulovaná vstrekom napájacej vody V2. Veľkosť vstreku volím $x_{V3} = 3,3 \%$ po zohľadnení údajov z prevádzky. Entalpický spád na prehrievači P3 je volený v rozmedzí $125 - 330 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Volím: $\Delta i_{P3} = 179 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

Prietok vstrekovanej vody:

$$M_{V2} = \frac{x_{V3}}{100} \cdot M_{pp} = \frac{3,3}{100} \cdot 177,78 = 5,87 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.11)$$

Prietok pary prehrievačom P3:

$$M_{P3} = M_{P4} - M_{V2} = 169,42 - 5,87 = 163,56 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.12)$$

Entalpia pary na výstupe z P3:

$$i_{P3 \text{ out}} = \frac{M_{P4} \cdot i_{P4 \text{ in}} - M_{V2} \cdot i_{nv}}{M_{P3}} \quad (8.13)$$

$$i_{P3 \text{ out}} = \frac{169,42 \cdot 3075,73 - 5,87 \cdot 1096,08}{163,56} = 3146,74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tlak pary na výstupe:

$$p_{P3 \text{ out}} = p_{P4 \text{ in}} = 18 \text{ MPa}$$

Teplota pary na výstupe[10]:

$$t_{P3 \text{ out}} = 462,59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpia pary na vstupe do P3:

$$i_{P3 \text{ in}} = i_{P3 \text{ out}} - \Delta i_{P3} = 3146,74 - 179 = 2967,74 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.14)$$

Tlak pary na vstupe do P3:

$$p_{P3 \text{ in}} = p_{P3 \text{ out}} + \Delta p_{P3} = 18 + 0,15 = 18,15 \text{ MPa} \quad (8.15)$$

Tomu odpovedá teplota[10]:

$$t_{P3 \text{ in}} = 417,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplu prijaté médiom v prehrievači P3:

$$Q_{P3} = M_{P3} \cdot \Delta i_{P3} = 163,56 \cdot 179 = 29277,24 \text{ kW} \quad (8.16)$$

8.5 Biflux - vysokotlaká strana

Para z prehrievača P2 je vedená do parného prihrievača - bifluxu, kde odovzdáva teplo na reguláciu teploty pary v strednotlakom trakte pred vstupom do prihrievača MP1. Teplota ostrej pary za bifluxom je pred vstupom do P3 regulovaná vstrekom V2a. Veľkosť vstreku volím: $x_{V2a} = 3,2 \%$. Zmenu entalpie ostrej pary v bifluxe volím: $\Delta i_{BF-VT} = 110 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Prietok vstrekovanej vody:

$$M_{V2a} = \frac{x_{V2a}}{100} \cdot M_{pp} = \frac{3,2}{100} \cdot 177,78 = 5,69 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.17)$$

Prietok ostrej pary bifluxom:

$$M_{BF-VT} = M_{P3} - M_{V2a} = 163,56 - 5,69 = 157,87 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.18)$$

Entalpia ostrej pary na výstupe z bifluxu:

$$i_{BF \text{ VT out}} = \frac{M_{P3} \cdot i_{P3 \text{ in}} - M_{V2a} \cdot i_{nv}}{M_{BF-VT}} \quad (8.19)$$

$$i_{BF \text{ VT out}} = \frac{163,56 \cdot 2967,74 - 5,69 \cdot 1096,08}{157,87} = 3035,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tlak pary za bifluxom:

$$p_{BF-VT \text{ out}} = p_{P3 \text{ in}} = 18,15 \text{ MPa}$$

Teplota pary na výstupe [10]:

$$t_{BF-VT \text{ out}} = 433,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpia pary na vstupe do BF:

$$i_{BF-VT \text{ in}} = i_{BF \text{ VT out}} + \Delta i_{BF-VT} = 3035,19 + 110 = 3145,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (8.20)$$

Tlak pary na vstupe do BF:

$$p_{BF-VT\ in} = p_{BF-VT\ out} + \Delta p_{BF-VT} = 18,15 + 0,2 = 18,35\ MPa \quad (8.21)$$

Tomu odpovedá teplota[10]:

$$t_{BF-VT\ in} = 463,92\ ^\circ C$$

Teplo prenesené v bifleuxe je:

$$Q_{reg} = \Delta i_{BF-VT} \cdot M_{BF-VT} = 110 \cdot 157,87 = 17365,7\ kW \quad (8.22)$$

8.6 Prehrievač P2

Entalpický spád na prehrievači P2 je volený v rozmedzí $125 - 330\ kJ \cdot kg^{-1}$. Volím: $\Delta i_{P2} = 282,43\ kJ \cdot kg^{-1}$

Teplota pary na výstupe:

$$t_{P2\ out} = t_{BF-VT\ in} = 463,92\ ^\circ C$$

Tlak pary na výstupe:

$$p_{P2\ out} = p_{BF-VT\ in} = 18,35\ MPa$$

Entalpia pary na výstupe:

$$i_{P2\ out} = i_{BF\ VT\ in} = 3145,19\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Entalpia pary na vstupe do P2:

$$i_{P2\ in} = i_{P2\ out} - \Delta i_{P2} = 3145,19 - 282,43 = 2862,76\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (8.23)$$

Tlak pary na vstupe do P2:

$$p_{P2\ in} = p_{P2\ out} + \Delta p_{P2} = 18,35 + 0,3 = 18,65\ MPa \quad (8.24)$$

Tomu odpovedá teplota:

$$t_{P2\ in} = 399,65\ ^\circ C$$

Prietok média prehrievačom P2:

$$M_{P2} = M_{BF-VT} = 157,87\ kg \cdot s^{-1}$$

Teplo prijaté médiom v prehrievači P2:

$$Q_{P2} = M_{P2} \cdot \Delta i_{P2} = 157,87 \cdot 282,43 = 44587,22\ kW \quad (8.25)$$

8.7 Prehrievač P1

Prehrievač P1 je prvý prehrievač zo strany média, teplota pary na jeho výstupe je regulovaná vstrekom napájacej vody. Veľkosť vstreku V1 volím $x_{V1} = 4,3\ \%$. Entalpický volím: $\Delta i_{P1} = 265,78\ kJ \cdot kg^{-1}$

Prietok vstrekovanej vody:

$$M_{V1} = \frac{x_{V1}}{100} \cdot M_{pp} = \frac{4,3}{100} \cdot 177,78 = 7,64\ kg \cdot s^{-1} \quad (8.26)$$

Prietok pary prehrievačom P1:

$$M_{P1} = M_{P2} - M_{V1} = 157,87 - 7,64 = 150,23\ kg \cdot s^{-1} \quad (8.27)$$

Entalpia pary na výstupe z P1:

$$i_{P1\ out} = \frac{M_{P2} \cdot i_{P2\ in} - M_{V1} \cdot i_{nv}}{M_{P1}} \quad (8.28)$$

$$i_{P1\ out} = \frac{157,87 \cdot 2862,76 - 7,64 \cdot 1096,08}{150,23} = 2952,67\ \frac{kJ}{kg}$$

Tlak pary na výstupe:

$$p_{P1\ out} = p_{P2\ in} = 18,65\ MPa$$

Teplota pary na výstupe [10]:

$$t_{P1\ out} = 415,12\ ^\circ C$$

Entalpia pary na vstupe do P1:

$$i_{P1\ in} = i_{P1\ out} - \Delta i_{P1} = 2952,67 - 265,78 = 2686,89\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (8.29)$$

Tlak pary na vstupe do P1:

$$p_{P1\ in} = p_{P1\ out} + \Delta p_{P1} = 18,65 + 0,25 = 18,9\ MPa \quad (8.30)$$

Tomu odpovedá teplota [10]:

$$t_{P1\ in} = 376,09\ ^\circ C$$

Teplo prijaté médiom v prehrievači P1:

$$Q_{P1} = M_{P1} \cdot \Delta i_{P1} = 150,22 \cdot 265,78 = 39925,47\ kW \quad (8.31)$$

8.8 Výparník

Výparník tvoria meandre trubiek, ktoré pokrývajú steny spaľovacej komory a bočné steny šikmej časti medziťahu kotla. Okrem tepla potrebného na fázovú premenu výparník odoberá zo spaľovacej komory teplo na ohrev vody, keďže tá doňho z ekonomizéra vstupuje pod bodom varu. Výparník je vo vrchnej časti zakončený tzv. prechodníkom, v ktorom dochádza k prehrevu vyprodukovanej pary nad medzu sýtosti.

Teplota pary na výstupe: $t_{V\dot{Y}P\ out} = t_{P1\ in} = 376,09\ ^\circ C$

Tlak pary na výstupe: $p_{V\dot{Y}P\ out} = p_{P1\ in} = 18,9\ MPa$

Entalpia pary na výstupe: $i_{V\dot{Y}P\ out} = i_{P1\ in} = 2686,89\ kJ \cdot kg^{-1}$

Tlak vody na vstupe:

$$p_{V\dot{Y}P\ in} = p_{V\dot{Y}P\ out} + \Delta p_{V\dot{Y}P} = 18,9 + 1,5 = 20,4\ MPa \quad (8.32)$$

Nedohrev vody v ekonomizéri volím: $\Delta t_{EKO} = 44,69\ ^\circ C$

Teplota bodu varu pre vstupný tlak [10]: $t_{BV} = 367,4\ ^\circ C$

Teplota na vstupe do výparníku:

$$t_{V\dot{Y}P\ in} = t_{BV} - \Delta t_{EKO} = 367,4 - 44,69 = 322,71\ ^\circ C \quad (8.33)$$

Tomu odpovedá entalpia na vstupe [10]: $i_{V\dot{Y}P\ in} = 1460,58\ kJ \cdot kg^{-1}$

Prietok média výparníkom: $M_{V\dot{Y}P} = M_{P1} = 150,22\ kg \cdot s^{-1}$

Teplo prijaté médiom vo výparníku:

$$Q_{V\dot{Y}P} = M_{V\dot{Y}P} \cdot (i_{V\dot{Y}P\ out} - i_{V\dot{Y}P\ in}) \quad (8.34)$$

$$Q_{V\dot{Y}P} = 150,22 \cdot (2686,89 - 1460,58) = 184216,29\ kW$$

8.9 Ekonomizér EKO2

EKO2 je druhý diel ekonomizéra po prúde média. Entalpický spád v ekonomizéri EKO2 volím: $\Delta i_{EKO2} = 174\ kJ \cdot kg^{-1}$

Teplota vody na výstupe: $t_{EKO2\ out} = t_{V\dot{Y}P\ in} = 322,71\ ^\circ C$

Tlak vody na výstupe: $p_{EKO2\ out} = p_{V\dot{Y}P\ in} = 20,4\ MPa$

Entalpia vody na výstupe: $i_{EKO2\ out} = i_{V\dot{Y}P\ in} = 1460,58\ kJ \cdot kg^{-1}$

Entalpia vody na vstupe do EKO2:

$$i_{EKO2\ in} = i_{EKO2\ out} - \Delta i_{EKO2} \quad (8.35)$$

$$i_{EKO2\ in} = 1460,58 - 174 = 1286,58\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Tlak vody na vstupe do EKO2:

$$p_{EKO2\ in} = p_{EKO2\ out} + \Delta p_{EKO2} = 20,4 + 0,2 = 20,6\ MPa \quad (8.36)$$

Tomu odpovedá teplota:

$$t_{EKO2\ in} = 290,96\ ^\circ C$$

Prietok média ekonomizérom:

$$M_{EKO2} = M_{VYP} = 150,22\ kg \cdot s^{-1}$$

Teplo prijaté médiom v EKO2:

$$Q_{EKO2} = M_{EKO2} \cdot \Delta i_{EKO2} = 150,22 \cdot 174 = 26138,28\ kW \quad (8.37)$$

8.10 Ekonomizér EKO1

Teplota vody na výstupe:

$$t_{EKO1\ out} = t_{EKO2\ in} = 290,96\ ^\circ C$$

Tlak vody na výstupe:

$$p_{EKO1\ out} = p_{EKO2\ in} = 20,6\ MPa$$

Entalpia vody na výstupe:

$$i_{EKO1\ out} = i_{EKO2\ in} = 1286,58\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Teplota vody na vstupe:

$$t_{EKO1\ in} = t_{nv} = 252\ ^\circ C$$

Tlak vody na vstupe:

$$p_{EKO1\ in} = p_{nv} = 21\ MPa$$

Entalpia vody na vstupe [10]:

$$i_{EKO1\ in} = i_{nv} = 1096,08\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Prietok média ekonomizérom EKO1:

$$M_{EKO1} = M_{EKO2} = 150,22\ kg \cdot s^{-1}$$

Teplo prijaté médiom v EKO1:

$$Q_{EKO1} = M_{EKO1} \cdot (i_{EKO1\ out} - i_{EKO1\ in}) \quad (8.38)$$

$$Q_{EKO1} = 150,22 \cdot (1286,58 - 1096,08) = 28616,91\ kW$$

8.11 Prihrievač MP2

Čiastočne vyexpandovaná para z turbíny je vedená naspäť do kotla na opätovné prihriatie. To prebieha v strednotlakom trakte kotla. Jeho poslednou výmennikovou plochou je prihrievač MP2, z ktorého je prihriata para vedená do ďalšieho dielu turbíny. Entalpický spád na prihrievači MP2 volím: $\Delta i_{MP2} = 168\ kJ \cdot kg^{-1}$

Teplota pary na výstupe:

$$t_{MP2\ out} = 550\ ^\circ C$$

Tlak pary na výstupe:

$$p_{MP2\ out} = 3,7\ MPa$$

Entalpia pary na výstupe:

$$i_{MP2\ out} = 3563,04\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Entalpia pary na vstupe do MP2:

$$i_{MP2\ in} = i_{MP2\ out} - \Delta i_{MP2} = 3563,04 - 168 = 3395,04\ \frac{kJ}{kg} \quad (8.39)$$

Tlak pary na vstupe do MP2:

$$p_{MP2\ in} = p_{MP2\ out} + \Delta p_{MP2} = 3,7 + 0,11 = 3,81\ MPa \quad (8.40)$$

Tomu odpovedá teplota [10]:

$$t_{MP2\ in} = 476,81\ ^\circ C$$

Prietok média prihrievačom:

$$M_{MP2} = M_{mp} = 156,67\ kg \cdot s^{-1}$$

Teplo prijaté médiom v MP2:

$$Q_{MP2} = M_{MP2} \cdot \Delta i_{MP2} = 156,67 \cdot 168 = 26320,56\ kW \quad (8.41)$$

8.12 Prihrievač MP1

Pred MP2 je radený prihrievač MP1, para na výstupe z neho môže byť v prípade potreby regulovaná vstrekom vody V4. V nominálnej prevádzke je však prietok vody týmto vstrekom $M_{V4} = 0\ kg \cdot s^{-1}$.

Teplota pary na výstupe:

$$t_{MP1\ out} = t_{MP2\ in} = 476,81\ ^\circ C$$

Tlak pary na výstupe: $p_{MP1\ out} = p_{MP2\ in} = 3,81\ MPa$
Entalpia pary na výstupe: $i_{MP1\ out} = i_{MP2\ in} = 3395,04\ kJ \cdot kg^{-1}$

Stav pary na vstupe aj výstupe zo strednotlakého traktu kotla je známy. Entalpický spád na prihrievači MP2 a teplo odovzdané v bifluxe už boli zvolené, takže je možné dopočítať entalpický spád na prihrievači MP1 podľa vzorca:

$$\Delta i_{MP1} = (i_{MP2\ out} - i_{BF-NT\ in}) - \Delta i_{MP2} - \frac{Q_{reg}}{M_{mp}} \quad (8.42)$$

$$\Delta i_{MP1} = (3563,04 - 3082,82) - 168 - \frac{17365,7}{156,67} = 201,38\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Entalpia pary na vstupe do MP1:

$$i_{MP1\ in} = i_{MP1\ out} - \Delta i_{MP1} \quad (8.43)$$

$$i_{MP1\ in} = 3395,04 - 201,38 = 3193,66\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Tlak pary na vstupe do MP1:

$$p_{MP1\ in} = p_{MP1\ out} + \Delta p_{MP1} = 3,81 + 0,11 = 3,92\ MPa \quad (7.44)$$

Tomu odpovedá teplota [10]: $t_{MP1\ in} = 390,65\ ^\circ C$

Prietok média prihrievačom: $M_{MP1} = M_{mp} = 156,67\ kg \cdot s^{-1}$

Teplo prijaté médiom v MP1:

$$Q_{MP1} = M_{MP1} \cdot \Delta i_{MP1} = 156,67 \cdot 201,38 = 31550,2\ kW \quad (8.45)$$

8.13 Biflux - nízkotlaká strana

Pred vstupom do samotných prihrievačov je teplota pary regulovaná bifluxom. Týmto výmenníkom neprechádza všetka para vracajúca sa z turbíny. Časť pary biflux obchádza bypassom, obe vetvy sa spájajú pred vstupom do MP1. Časť prihrievanej pary prechádzajúcu BF volím: $x_{BF} = 0,463 = 46,3\ \%$.

Množstvo pary prechádzajúcej cez BF:

$$M_{BF} = x_{BF} \cdot M_{mp} = 0,463 \cdot 156,67 = 72,54\ kg \cdot s^{-1} \quad (8.46)$$

Teplota pary na vstupe: $t_{BF-NT\ in} = 346\ ^\circ C$

Tlak pary na vstupe: $p_{BF-NT\ in} = 4,02\ MPa$

Entalpia pary na vstupe: $i_{BF-NT\ in} = 3082,82\ kJ \cdot kg^{-1}$

Zmena entalpie prihrievanej pary v BF:

$$\Delta i_{BF-NT} = \frac{Q_{reg}}{M_{BF}} = \frac{17365,7}{72,54} = 239,39\ \frac{kJ}{kg} \quad (8.47)$$

Entalpia pary na výstupe z bifluxu:

$$i_{BF-NT\ out} = i_{BF-NT\ in} + \Delta i_{BF-NT} \quad (8.48)$$

$$i_{BF-NT\ out} = 3082,82 + 239,39 = 3322,21\ kJ \cdot kg^{-1}$$

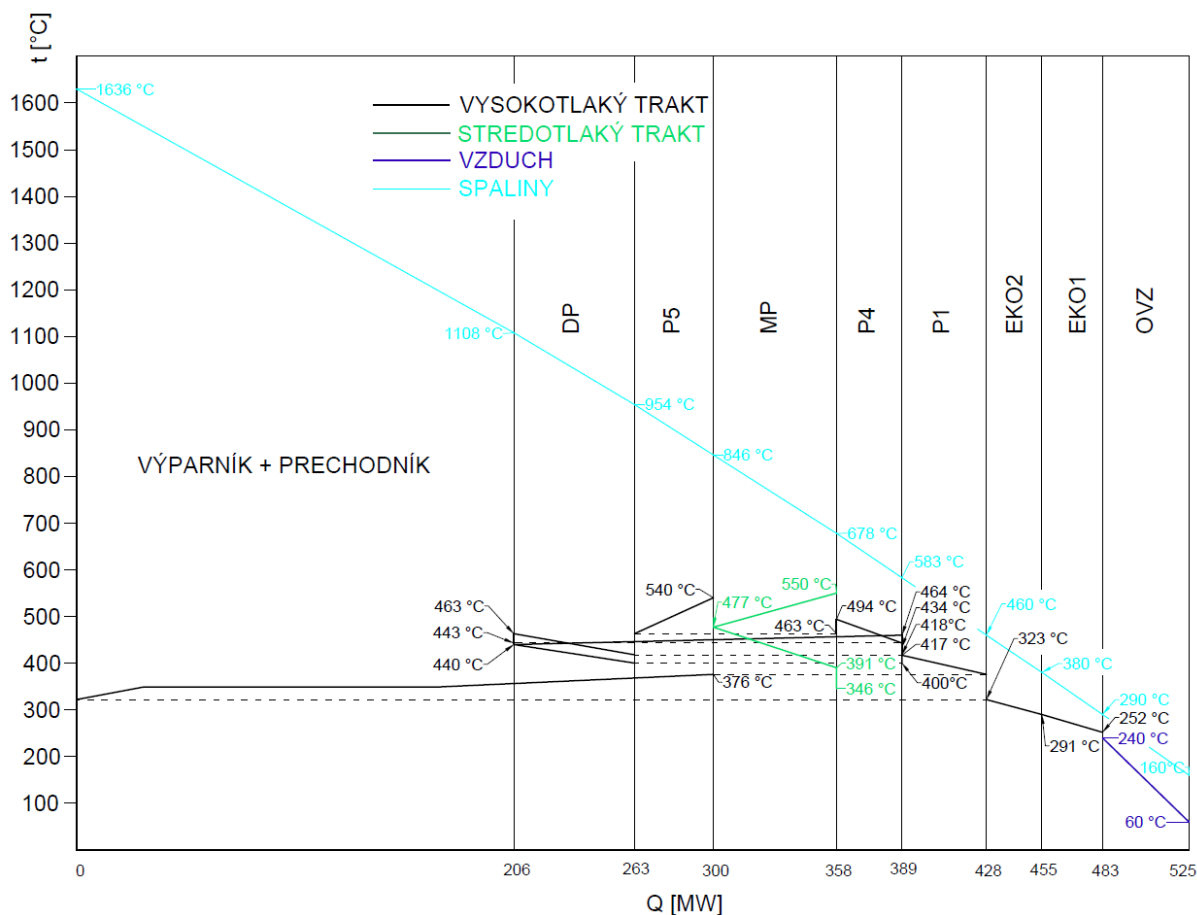
Tlak na výstupe: $p_{BF-NT\ out} = p_{MP1\ in} = 3,92\ MPa$

Teplota na výstupe: $t_{BF-NT\ out} = 445,71\ ^\circ C$

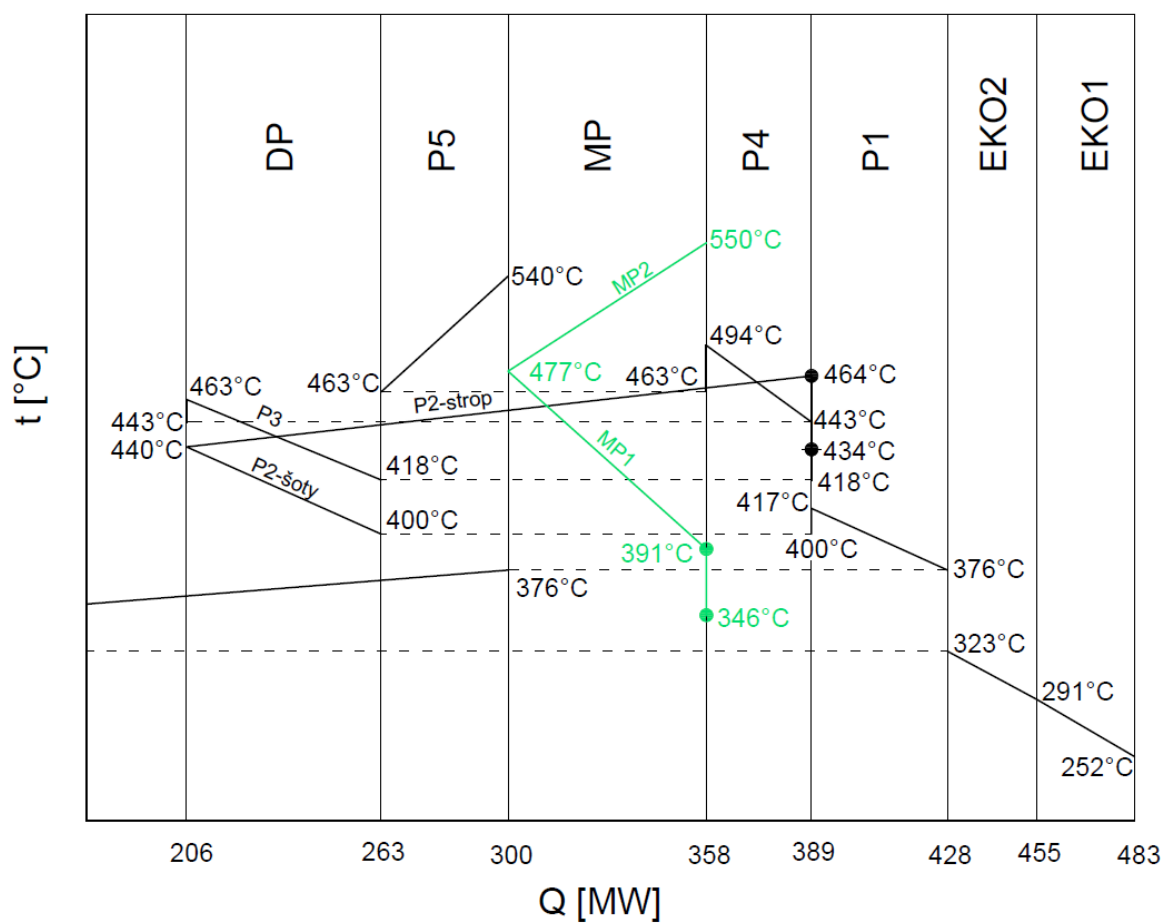
8.14 Celkové teplo přijaté na strane média

$$Q_c = Q_{P5} + Q_{P4} + Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{P1} + Q_{VÝP} + Q_{EKO2} + Q_{EKO1} + Q_{MP2} + Q_{MP1} \quad (8.49)$$

$$Q_c = 42844,98 + 30495,6 + 29277,24 + 44587,22 + 39925,47 + 184216,29 + 26138,28 + 28616,91 + 26320,56 + 31550,2 = 483972,75 \text{ kW}$$



Obr. 8.1 Pílový diagram priebehu teplôt spalín a média.



Obr. 8.2 Výřez pílového diagramu. Bodkou sú označené teploty na vstupe a výstupe z parného prihrievača.

9 OBLASŤ DOSKOVÝCH PREHRIEVAČOV

V nasledujúcich kapitolách 9-18 je spracovaný výpočet prestupu tepla pre jednotlivé výhrevné plochy. Pre účely výpočtu je kotol rozdelený na niekoľko oblastí s jednou alebo viacerými výhrevnými plochami. V každej oblasti je vopred odhadnutá teplota spalín na výstupe. Teplota na vstupe je známa z výpočtu predchádzajúcej oblasti respektíve z výpočtu spaľovacej komory. Pre odhadovanú teplotu spalín na výstupe sa vypočítajú súčinitele prestupu tepla, stredný teplotný spád a prestúpené teplo do výhrevných plôch. Výpočet je považovaný za ukončený v prípade, že odchýlka súčtu tepeľ vypočítaných z rovnice prestupu tepla od tepla vypočítaného z rovnice tepelnej bilancie nepresahuje u jednotlivých oblastí $\pm 2\%$. [8]

Oblasť doskových prehrievačov sa nachádza za výstupom z ohniska. Je v nej umiestnených 20 šotov. Desať z nich, umiestnených v strede spalínového kanála tvorí prehrievač P3. Zvyšných 10 po stranách kanála je súčasťou prehrievača P2, ten tvorí aj strop tejto oblasti. Bočné steny sú tvorené meandrami prechodníkovej časti výparníku.

ROZMERY SPALINOVÉHO KANÁLA A PARAMETRE SPALÍN

Výška ťahu na vstupe: $A_1 = 11,75\text{ m}$

Výška ťahu na výstupe: $A_2 = 11,6\text{ m}$

Šírka ťahu: $B = 18,94\text{ m}$

Vstupný prierez ťahu: $S_1 = A_1 \cdot B = 11,75 \cdot 18,94 = 222,55\text{ m}^2$

Výstupný prierez ťahu: $S_2 = A_2 \cdot B = 11,6 \cdot 18,94 = 219,7\text{ m}^2$

Stav spalín na vstupe: $t_1^{sp} = t_{ok} = 1107,92\text{ °C} \rightarrow$ entalpia $I_1 = I_{ok} = 7910,67\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 953,74\text{ °C} \rightarrow$ entalpia $I_2 = 6693,94\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{1107,92 + 953,74}{2} = 1030,83\text{ °C} \quad (9.1)$$

SÁLAVÉ TEPLLO Z OHNISKA ZACHYTENÉ V TEJTO OBLASTI

Uhlový súčiniteľ ohnisko-zväzok:

$$\varphi_{o-zv} = \sqrt{\left(\frac{c}{b}\right)^2 + 1} - \frac{c}{b} = \sqrt{\left(\frac{3371}{900}\right)^2 + 1} - \frac{3371}{900} = 0,1312 \quad (9.2)$$

Kde: $b = 900\text{ mm}$ je vzdialenosť medzi jednotlivými doskami.

$c = 3371\text{ mm}$ je hĺbka doskového prehrievača v smere prúdu spalín.

Hustota tepelného toku do stien v mieste výstupného prierezu ohniska:

$$q_m = y_h \cdot \bar{q} = 0,65 \cdot 124,43 = 80,88 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \quad (9.3)$$

Hustota tepelného toku procházejícího výstupným prierezom oblasti:

$$q_{sv} = q_m \cdot \frac{S_1}{S_2} \cdot (1 - a) \cdot \varphi_{o-zv} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \Psi_{sv} \cdot a \cdot \left(\frac{t_{str}^{sp} + 273,15}{100} \right)^4 \quad (9.4)$$

$$q_{sv} = 80,88 \cdot \frac{222,55}{219,7} \cdot (1 - 0,477) \cdot 0,1312 + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 0,477 \cdot \left(\frac{1030,83 + 273,15}{100} \right)^4 = 44,93 \frac{kW}{m^2}$$

Kde: $a = 0,477$ je stupeň čierosti prostredia v počítanej oblasti. (podľa vzťahu (9.27))
 Ψ_{sv} je súčiniteľ tepelnej efektívnosti zväzku. Pri spaľovaní uhlia je možné brať:
 $\Psi_{sv} = 0,5$. [8]

Súčet výhrevných plôch v tejto oblasti:

$$S_c = \sum S_i = 637,43 + 637,43 + 63,07 + 97,82 = 1435,03 m^2 \quad (9.5)$$

Sálavé teplo z ohniska a z priestoru doskových prehrievačov zachytené v tejto oblasti:

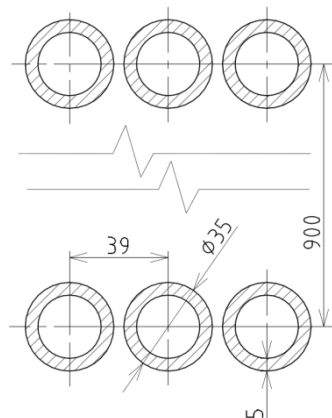
$$Q_{sal} = S_1 \cdot q_{vo} - S_2 \cdot q_{sv} = \quad (9.6)$$

$$Q_{sal} = 222,55 \cdot 79,26 - 219,7 \cdot 44,93 = 7768,19 kW$$

9.1 Prehrievač P3

P3 je doskový prehrievač, tvorený desiatimi doskami. Každá z nich má 40 trubiek ohnutých do tvaru hranatého písmena U.

Počet dosiek: $n_d = 10$
 Počet hadov v jednej doske: $x = 40$
 Vonkajší priemer trubiek: $D = 35 mm$
 Hrúbka steny trubky: $t = 5 mm$
 Vnútorný priemer trubiek: $d = 25 mm$
 Počet paralelne radených trubiek: $n_{tr} = 400$
 Pričná rozteč trubiek: $s_1 = 900 mm$
 Pozdĺžna rozteč trubiek: $s_2 = 39 mm$
 Hĺbka dosky v smere spalín: $c = 3371 mm$
 Stredná výška dosky: $h = 9850 mm$



Obr 9.1 Schéma trubiek prehrievača P3.

Pomerná pričná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{900}{35} = 25,71 \quad (9.7)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{39}{35} = 1,11 \quad (9.8)$$

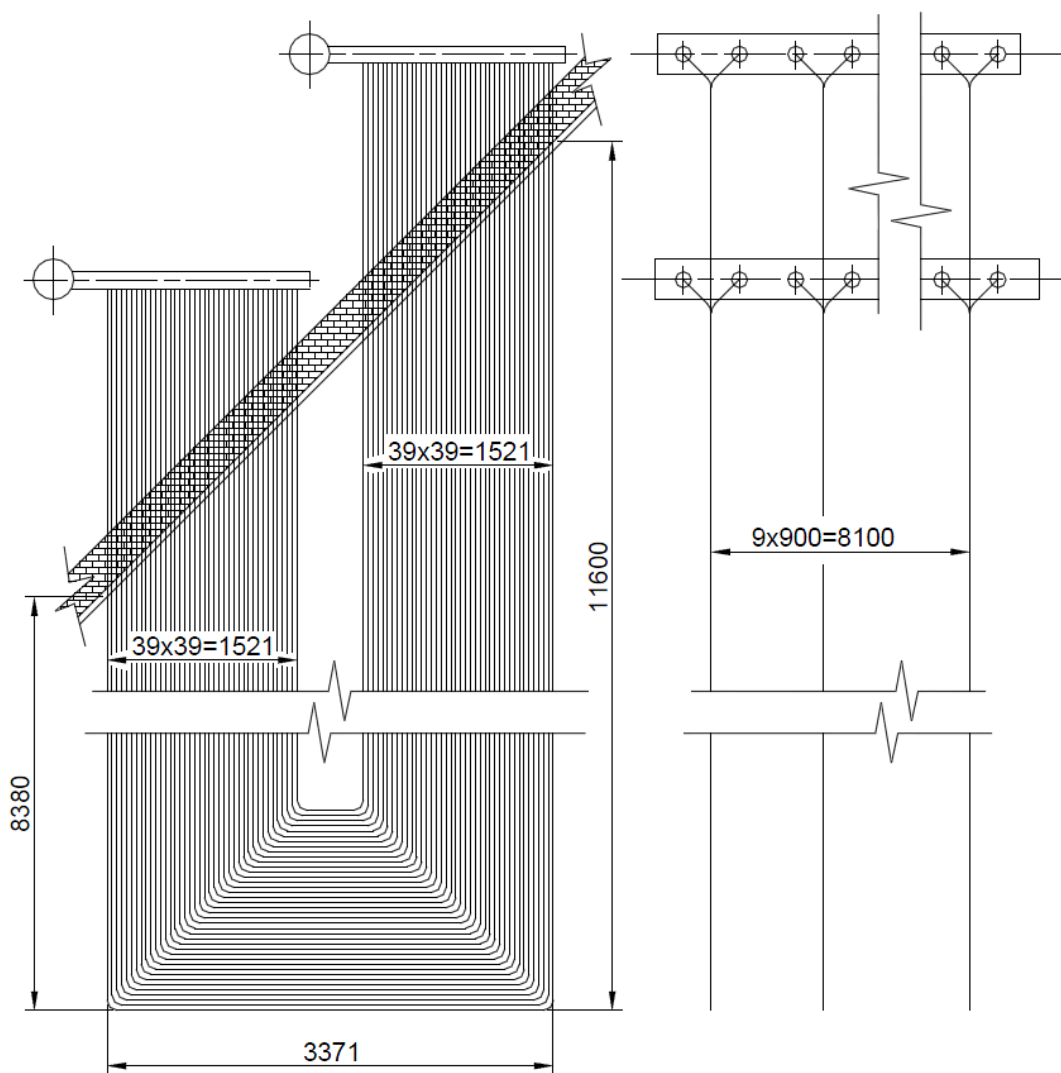
Obojstranná plocha jednej dosky:

$$S_{doska} = 2 \cdot h \cdot (c + D) = 2 \cdot 9,85 \cdot (3,371 + 0,035) = 67,1 m^2 \quad (9.9)$$

Výhrevná plocha P3:

$$S = n_d \cdot S_{doska} \cdot x = 10 \cdot 67,1 \cdot 0,95 = 637,43 \text{ m}^2 \quad (9.10)$$

Kde: $x = 0,96$ je uhlový súčiniteľ dosky, určený v závislosti na pomernej pozdĺžnej rozteči σ_2 zo zdroja [8].



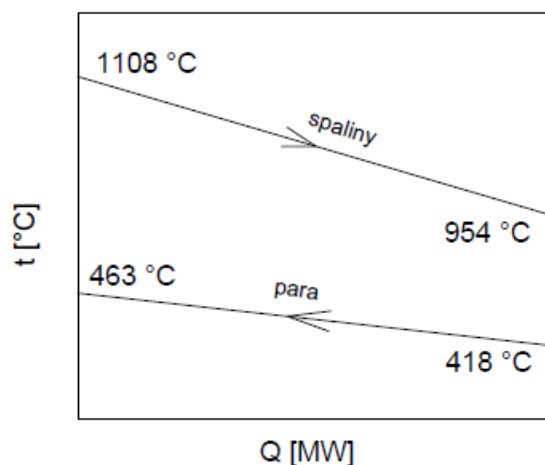
Obr. 9.2 Schéma dosiek prehrievača P3.

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 2967,74 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak pary na vstupe: $p_1 = 18,15 \text{ MPa}$
 Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 417,7 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav pary na výstupe:

Tlak pary na výstupe: $i_2 = 3146,74 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak pary na výstupe: $p_2 = 18 \text{ MPa}$
 Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 462,59 \text{ }^\circ\text{C}$



Obr. 9.3 Teploty spalín a média na vstupe a výstupe z P3.

9.1.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{417,7 + 462,59}{2} = 440,15 \text{ °C} \quad (9.11)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18,15 + 18}{2} = 18,075 \text{ MPa} \quad (9.12)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak [10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0141 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,0854 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,709 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 1,23$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity pary:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0141 \cdot 2,709 \cdot 10^{-5} = 3,82 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.13)$$

Prietočný prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 400 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \right) = 0,196 \text{ m}^2 \quad (9.14)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{P3}}{S_p} \cdot v_p = \frac{163,56}{0,196} \cdot 0,0141 = 11,77 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (9.15)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (9.16)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0854}{0,025} \cdot \left(\frac{11,77 \cdot 0,025}{3,82 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,23^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 4370,49 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

9.1.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Stredná výška ťahu:

$$A = \frac{A_1 + A_2}{2} = \frac{11,75 + 11,6}{2} = 11,675 \text{ m} \quad (9.17)$$

Prietochný prierez pre spaliny (svetlý prierez kanála):

$$S_{sp} = A \cdot B - A \cdot n \cdot D \quad (9.18)$$

$$S_{sp} = 11,675 \cdot 18,94 - 11,675 \cdot 20 \cdot 0,035 = 212,95 \text{ m}^2$$

Kde: $n = 20$ je počet dosiek prehrievačov P3 a P2 spolu.

Rýchlosť prúdu spalín:

$$w_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sv}}{S_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{sp}}{273,15} \right) \quad (9.19)$$

$$w_{sp} = \frac{46,93 \cdot 4,392}{212,95} \cdot \left(1 + \frac{1030,83}{273,15} \right) = 4,62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre priečne obtekané dosky:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.20)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,63 \cdot \frac{0,115}{0,035} \cdot \left(\frac{4,62 \cdot 0,035}{0,000185} \right)^{0,65} \cdot 0,588^{0,33} = 28,37 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $\lambda = 0,115 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín

$\nu = 0,000185 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity spalín

$Pr = 0,588$ je Prandtlovo číslo pre spaliny

λ, ν, Pr určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 1030,83 \text{ }^\circ\text{C}$

a stredný pomerný objem vodnej pary v spalínach v tejto oblasti $r_{H_2O} = 0,154$.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych rád pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku podľa vzorca:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (9.21)$$

Pri $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ sa uvažuje $\sigma_1 = 3$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,11}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,63 \quad (9.22)$$

9.1.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy:

$$s = \frac{1,8}{\frac{1}{h} + \frac{1}{s_1} + \frac{1}{c}} = \frac{1,8}{\frac{1}{9,85} + \frac{1}{0,9} + \frac{1}{3,371}} = 1,19 \text{ m} \quad (9.23)$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{str}^{sp} + 273,15}{1000} \right) \quad (9.24)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,154}{3,16 \cdot \sqrt{0,0286 \cdot 1,19}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1030,83 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 8,59 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Kde: $p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ je celkový parciálny tlak trojatómových plynov. U kotlov bez pretlaku v ohnisku platí: $p = 0,1 \text{ MPa} \rightarrow p_{sp} = 0,1 \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,286 = 0,0286 \text{ MPa}$

Súčiniteľ zoslabenia sálania popolčekom:

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{str}^{sp} + 273,15)^2 \cdot d_{pop}^2}} \quad (9.25)$$

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(1030,83 + 273,15)^2 \cdot 16^2}} = 0,057 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Optická hustota prostredia:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad (9.26)$$

$$k \cdot p \cdot s = (8,59 \cdot 0,286 + 0,057 \cdot 52,6) \cdot 0,1 \cdot 1,19 = 0,649$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - 2,718^{-0,649} = 0,477 \quad (9.27)$$

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{P3}}{S} \cdot 10^3 \quad (9.28)$$

$$t_z = 440,15 + \left(0,009 + \frac{1}{4370,49} \right) \cdot \frac{29277,24}{637,34} \cdot 10^3 = 864,09 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_{P3} je teplo odovzdané prehrievaču P3 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média $Q_{P3} = 29277,24 \text{ kW}$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre doskové prehrievače možno brať $\varepsilon = 0,009$ až $0,011$. [8] Volím: $\varepsilon = 0,009$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{str}^{sp3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (9.29)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,477 \cdot 1303,98^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1137,24}{1303,98}\right)^4}{1 - \frac{1137,24}{1303,98}}$$

$$\alpha_s = 178,83 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 1137,24 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1303,98 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

9.1.4 Tepelný výkon prehrievača

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_s + \alpha_k) = 0,9 \cdot (178,83 + 28,37) = 207,1 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.30)$$

Kde: $\omega = 0,9$ je súčiniteľ omývania dosiek závislý na prevedení doskového prehrievača. [8]

Súčiniteľ prestupu tepla pre doskový prehrievač sa určí ako:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{178,83} + \frac{1}{4370,49} + 0,009} = 67,47 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.31)$$

Stredný teplotný spád pre doskový prehrievač možno brať ako rozdiel stredných teplôt spalín a média:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 1030,83 - 440,15 = 590,68 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.32)$$

Tepelný výkon odovzdaný do prehrievača P3 spalínami:

$$Q_{P3}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{67,47 \cdot 637,43 \cdot 590,68}{1000} = 25405,21 \text{ kW} \quad (9.33)$$

Sálavé teplo z ohniska zachytené prehrievačom P3:

$$Q_{P3}^{sal} = \frac{S}{S_c} \cdot Q_{sal} = \frac{637,43}{1435,03} \cdot 7768,19 = 3450,57 \text{ kW} \quad (9.34)$$

Tepelný výkon prehrievača:

$$Q_{P3}^c = Q_{P3}^{sp} + Q_{P3}^{sal} = 25405,21 + 3450,57 = 28855,78 \text{ kW} \quad (9.35)$$

9.2 Prehrievač P2 - dosky

P2 je prehrievač tvorený desiatimi doskami umiestnenými v krajných štvrtinách prierezu spalínového kanála. Súčasťou P2 sú aj trubky pod stropom spaľovacej komory a

medziťahu kotla. Výkon stropu bude počítaný ako výkon doplnkovej plochy pre každú oblasť zvlášť.

Dosky P2 majú rovnakú konštrukciu ako dosky prehrievača P3 (Obr. 9.1 a Obr. 9.2).

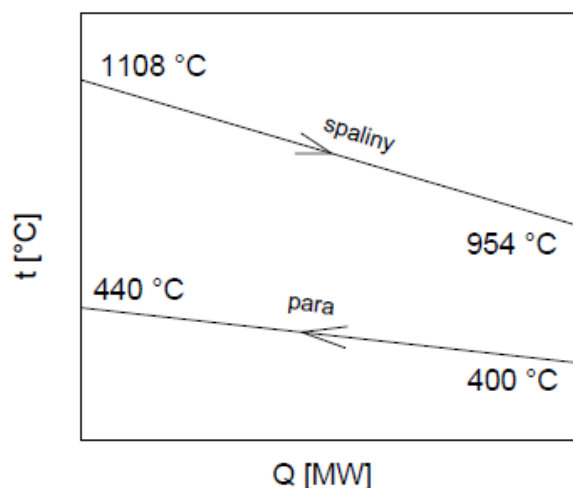
Počet dosiek: $n_d = 10$
 Počet hadov v jednej doske: $x = 40$
 Vonkajší priemer trubiek: $D = 35 \text{ mm}$
 Hrúbka steny trubky: $t = 5 \text{ mm}$
 Vnútorňý priemer trubiek: $d = 25 \text{ mm}$
 Počet paralelne radených trubiek: $n_{tr} = 400$
 Pričná rozteč trubiek: $s_1 = 900 \text{ mm}$
 Pozdĺžna rozteč trubiek: $s_2 = 39 \text{ mm}$
 Hĺbka dosky v smere spalín: $c = 3371 \text{ mm}$
 Stredná výška dosky: $h = 9850 \text{ mm}$
 Pomerná pričná rozteč : $\sigma_1 = 25,71$
 Pomerná pozdĺžna rozteč: $\sigma_2 = 1,11$
 Výhrevná plocha: $S = 637,43 \text{ m}^2$

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 2862,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak pary na vstupe: $p_1 = 18,65 \text{ MPa}$
 Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 399,65 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav pary na výstupe (volený):

Entalpia pary na výstupe: $i_2 = 3053,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak pary na výstupe: $p_2 = 18,55 \text{ MPa}$
 Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 440,39 \text{ }^\circ\text{C}$



Obr.9.3 teploty spalín a media na vstupe a výstupe z šotov P2.

9.2.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{399,65 + 440,39}{2} = 420,02 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.36)$$

Středný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18,65 + 18,55}{2} = 18,6 \text{ MPa} \quad (9.37)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak[10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0125 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,0892 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,637 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 1,34$
 Kinematická viskozita pary:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0125 \cdot 2,637 \cdot 10^{-5} = 3,296 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.38)$$

Prietokový prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 400 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \right) = 0,196 \text{ m}^2 \quad (9.39)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{p2}}{S_p} \cdot v_p = \frac{157,87}{0,196} \cdot 0,0125 = 10,07 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (9.40)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (9.41)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0892}{0,025} \cdot \left(\frac{10,07 \cdot 0,025}{3,296 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,34^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 4692,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

9.2.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre priečne obtekané dosky:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.42)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,63 \cdot \frac{0,115}{0,035} \cdot \left(\frac{4,62 \cdot 0,035}{0,000185} \right)^{0,65} \cdot 0,588^{0,33} = 28,37 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: w_{sp} je stredná rýchlosť prúdu spalín (rovnaká pre celú oblasť).

λ , ν , Pr sú vlastnosti spalín určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 1030,83^\circ \text{C}$ a stredný pomerný objem vodnej pary v spalínach v tejto oblasti $r_{H_2O} = 0,154$.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych rád pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku:

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (9.43)$$

Pri $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ sa uvažuje $\sigma_1 = 3$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,11}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,63 \quad (9.44)$$

9.2.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (9.45)$$

$$t_z = 420,02 + \left(0,009 + \frac{1}{4692,24} \right) \cdot \frac{30153,17}{637,34} \cdot 10^3 = 855,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané doskám prehrievača P2 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média:

$$Q_m = M_{p2} \cdot (i_2 - i_1) = 157,87 \cdot (3053,76 - 2862,76) = 30153,17 \text{ kW}$$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy pre doskové prehrievače možno brať $\varepsilon = 0,009$ až $0,011$. [8] Volím: $\varepsilon = 0,009$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (9.46)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,477 \cdot (1303,98)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1129,08}{1303,98} \right)^4}{1 - \frac{1129,05}{1303,98}} = 177,16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $a = 0,477$ je stupeň čiernosti spalín v počítanej oblasti.

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 1129,05 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trúbiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1303,98 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

9.2.4 Tepelný výkon prehrievača

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_s + \alpha_k) = 0,9 \cdot (177,16 + 28,37) = 184,98 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (9.47)$$

Kde: $\omega = 0,9$ je súčiniteľ omývania dosiek závislý na prevedení doskového prehrievača. [B]

Súčiniteľ prestupu tepla pre doskový prehrievač sa určí ako:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{184,98} + \frac{1}{4692,24} + 0,009} = 68,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (9.48)$$

Stredný teplotný spád pre doskový prehrievač možno brať ako rozdiel strednej teploty spalín a média:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 1030,83 - 420,02 = 610,81 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.49)$$

Tepelný výkon odovzdaný do prehrievača spalínami:

$$Q_{P2-dosky}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{68,4 \cdot 637,43 \cdot 610,81}{1000} = 26631,45 \text{ kW} \quad (9.50)$$

Sálavé teplo z ohniska zachytené prehrievačom:

$$Q_{P2-dosky}^{sal} = \frac{S}{S_c} \cdot Q_{sal} = \frac{637,43}{1435,03} \cdot 7768,19 = 3450,57 \text{ kW} \quad (9.51)$$

Tepelný výkon šotov prehrievača P2:

$$Q_{P2-dosky}^c = Q_{P2-dosky}^{sp} + Q_{P2-dosky}^{sal} \quad (9.52)$$

$$Q_{P2-dosky}^c = 26631,45 + 3450,57 = 30082,02 \text{ kW}$$

9.3 Prehrievač P2 – strop oblasti DP

Para zo šotov prehrievača P2 vstupuje do trubiek stropu. Pred vstupom do tejto oblasti však prechádzajú stropom spaľovacej komory. Teplo, ktoré tam para prijme je známe z výpočtu spaľovacej komory. Entalpia pary na vstupe do tejto doplnkovej plochy sa určí ako entalpia pary na výstupe z doskovej časti P2 zväčšená o teplo prijaté na kg pary v spaľovacej komore $Q_{P2\ sk}/M_{P2}$. Podobne aj vstupný tlak sa určí ako tlak na výstupe z šotov P2 zmenšený o tlakovú stratu pripadajúcu na strop SK. Volím: $\Delta p_{P2\ SK} = 0,04 \text{ MPa}$

Parametre stropného prehrievača:

Vonkajší priemer trubiek: $D = 38 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 6 \text{ mm}$

Vnútny priemer trubiek: $d = 26 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 46 \text{ mm}$

Dĺžka trubiek (v počítanej oblasti): $l = 5270 \text{ mm}$

Počet paralelne zapojených trubiek: $n_{tr} = 410$

Pomerná rozteč trubiek:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{46}{38} = 1,21 \quad (9.53)$$

Veľkosť výhrevnej plochy sa určí ako účinná sálavá plocha steny zo vzťahu:

$$S = l \cdot B \cdot x = 5,27 \cdot 18,94 \cdot 0,98 = 97,82 \text{ m}^2 \quad (9.54)$$

Kde: $x = 0,98$ je uhlový súčiniteľ dosky, určený v závislosti na pomernej rozteči σ_1 zo zdroja [8].

Stav pary na vstupe:

$$\begin{aligned} \text{Entalpia pary na vstupe:} & i_1 = 3109,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Tlak pary na vstupe:} & p_1 = 18,51 \text{ MPa} \\ \text{Teplota pary na vstupe:} & t_1^m = 454,85 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Stav pary na výstupe (volený):

$$\begin{aligned} \text{Entalpia pary na výstupe:} & i_2 = 3129,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Tlak pary na výstupe:} & p_2 = 18,47 \text{ MPa} \\ \text{Teplota pary na výstupe:} & t_2^m = 460,02 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

9.3.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{454,85 + 460,02}{2} = 457,44 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.55)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18,51 + 18,47}{2} = 18,49 \text{ MPa} \quad (9.56)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak [10]:

$$\begin{aligned} \text{Merný objem pary:} & \dots\dots\dots v_p = 0,0145 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary:} & \dots\dots\dots \lambda = 0,0857 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ je} \\ \text{Súčiniteľ dynamickej viskozity pary:} & \dots\dots\dots \mu = 2,788 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2} \\ \text{Prandtlovo číslo:} & \dots\dots\dots Pr = 1,18 \\ \text{Súčiniteľ kinematickej viskozity pary:} & \end{aligned}$$

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0144 \cdot 2,788 \cdot 10^{-5} = 4,015 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (9.57)$$

Prietokový prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 410 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \right) = 0,218 \text{ m}^2 \quad (9.58)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{p2}}{S_p} \cdot v_p = \frac{157,87}{0,218} \cdot 0,0145 = 10,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (9.59)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (9.60)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0857}{0,026} \cdot \left(\frac{10,5 \cdot 0,026}{4,015 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,18^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3753,79 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

9.3.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení spalín:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (9.61)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,115}{13,91} \cdot \left(\frac{4,62 \cdot 13,91}{0,000185} \right)^{0,8} \cdot 0,588^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 4,16 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: d_e je ekvivalentný priemer podľa vzorca:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot S_{sp}}{2 \cdot (A + B)} = \frac{4 \cdot 212,95}{2 \cdot (11,675 + 18,94)} = 13,91 \text{ m} \quad (9.62)$$

w_{sp} je stredná rýchlosť prúdu spalín v oblasti.

λ , ν , Pr sú vlastnosti spalín určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 1030,83^\circ C$ a stredný pomerný objem vodnej pary v spalinách v tejto oblasti $r_{H_2O} = 0,154$.

$c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

9.3.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (9.63)$$

$$t_z = 457,44 + \left(0,0043 + \frac{1}{3753,79} \right) \cdot \frac{3078,47}{97,82} \cdot 10^3 = 601,15^\circ C$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané stropu oblasti doskových prehrievačov vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média:

$$Q_m = M_{p2} \cdot (i_2 - i_1) \quad (9.64)$$

$$Q_m = 157,87 \cdot (3129,15 - 3109,65) = 3078,47 \text{ kW}$$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre trúbky umiestnené na stene možno brať $\varepsilon = 0,0043$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (9.65)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,477 \cdot (1303,98)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{874,3}{1303,98}\right)^4}{1 - \frac{874,3}{1303,98}} = 131,08 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a = 0,477$ je stupeň čiernosti spalín. (rovnaký pre celú oblasť).

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 874,3 K$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1303,98 K$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

9.3.4 Tepelný výkon doplnkovej plochy

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 131,08 + 4,16 = 135,24 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.66)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pre doplnkovú plochu sa určí ako:

$$k = \Psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,35 \cdot \frac{1}{\frac{1}{135,24} + \frac{1}{3753,79}} = 45,69 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.67)$$

Kde: Ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti doplnkovej výhrevnej plochy. Pre tuhé palivo sa pohybuje v rozmedzí 0,71 až 0,35. [8] Volím: $\Psi = 0,35$.

Stredný teplotný spád pre doplnkovú plochu možno brať ako rozdiel stredných teplôt prúdu pary a spalín:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 1030,83 - 457,44 = 574,61 ^\circ C \quad (9.68)$$

Tepelný výkon odovzdaný do doplnkovej plochy spalinami:

$$Q_{P2-strop DP}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{45,69 \cdot 97,82 \cdot 573,39}{1000} = 2562,71 kW \quad (9.69)$$

Sálavé teplo z ohniska zachytené v doplnkovej ploche:

$$Q_{P2-strop DP}^{sal} = \frac{S}{S_c} \cdot Q_{sal} = \frac{97,82}{1435,03} \cdot 7768,19 = 529,53 kW \quad (9.70)$$

Tepelný výkon doplnkovej plochy:

$$Q_{P2-strop DP}^c = Q_{P2-strop DP}^{sp} + Q_{P2-strop DP}^{sal} \quad (9.71)$$

$$Q_{P2-strop DP}^c = 2562,71 + 529,53 = 3092,24 kW$$

9.4 Meandre výparníka (prechodníka) – bočné steny priestoru DP

Vonkajší priemer trubiek: $D = 45,5 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 5,5 \text{ mm}$

Vnútorý priemer trubiek: $d = 34,5 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 63 \text{ mm}$

Počet paralelne zapojených trubiek: $n_{tr} = 156$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{63}{45,5} = 1,38 \quad (9.72)$$

Projekčná plocha oboch bočných stien priestoru šotov je rovnaká ako obojstranná plocha jednej dosky $S_{st} = S_{doska} = 67,1 \text{ m}^2$

Veľkosť výhrevnej plochy sa určí ako účinná sálavá plocha steny zo vzťahu:

$$S = S_{st} \cdot x = 67,1 \cdot 0,94 = 63,07 \text{ m}^2 \quad (9.73)$$

Kde: $x = 0,94$ je uhlový súčiniteľ doplnkovej plochy, určený v závislosti na pomernej priečnej rozteči σ_1 zo zdroja [8].

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 2658,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na vstupe: $p_1 = 19 \text{ MPa}$

Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 373,82 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav pary na výstupe:

Entalpia pary na výstupe: $i_2 = 2672,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na výstupe: $p_2 = 18,95 \text{ MPa}$

Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 374,94 \text{ }^\circ\text{C}$

9.4.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (9.74)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,115}{13,91} \cdot \left(\frac{4,62 \cdot 13,91}{0,000185} \right)^{0,8} \cdot 0,588^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 4,16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $w_{sp} = 4,62$ je stredná rýchlosť prúdu spalín v oblasti.

Ekvivalentný priemer rovnako ako u predchádzajúcej plochy $d_e = 13,91 \text{ m}$.

λ , ν , Pr sú vlastnosti spalín určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 1030,83 \text{ }^\circ\text{C}$ a stredný pomerný objem vodnej pary v spalínach v tejto oblasti $r_{H_2O} = 0,154$.

$c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

9.4.2 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Stredná teplota média v trubkách:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{373,82 + 374,94}{2} = 374,38 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.75)$$

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trubkách:

$$t_z = t_{str}^m + \varepsilon \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (9.76)$$

$$t_z = 374,38 + 0,0043 \cdot \frac{2148,15}{63,07} \cdot 10^3 = 520,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané bočným stenám oblasti doskových prehrievačov vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média.

$$Q_m = M_{V\dot{Y}P} \cdot (i_2 - i_1) \quad (9.77)$$

$$Q_m = 150,22 \cdot (2672,99 - 2658,69) = 2148,15 \text{ kW}$$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy pre trubky umiestnené na stene možno brať $\varepsilon = 0,0043$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (9.78)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,477 \cdot (1303,98)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{793,99}{1303,98}\right)^4}{1 - \frac{793,99}{1303,98}} = 119,66 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a = 0,477$ je stupeň čiernosti spalín. (rovnaký pre celú oblasť).

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 793,99 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1303,98 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

9.4.3 Tepelný výkon doplnkovej plochy

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 119,66 + 4,16 = 123,82 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.79)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pre prechodník sa určí ako:

$$k = \Psi \cdot \alpha_1 = 0,35 \cdot 123,82 = 43,34 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.80)$$

Kde: Ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti doplnkovej výhrevnej plochy. Pre tuhé palivo sa pohybuje v rozmedzí 0,71 až 0,35. [8] Volím: $\Psi = 0,35$.

Stredný teplotný spád pre doplnkovú plochu možno brať ako rozdiel stredných teplôt prúdu média a spalín:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 1030,83 - 374,38 = 656,45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.81)$$

Tepelný výkon odovzdaný do doplnkovej plochy spalínami:

$$Q_{VÝP-boky DP}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{43,34 \cdot 63,07 \cdot 656,45}{1000} = 1794,38 \text{ kW} \quad (9.82)$$

Sálavé teplo z ohniska zachytené v doplnkovej ploche:

$$Q_{VÝP-boky DP}^{sal} = \frac{S}{S_c} \cdot Q_{sal} = \frac{63,07}{1435,03} \cdot 7768,19 = 341,41 \text{ kW} \quad (9.83)$$

Tepelný výkon doplnkovej plochy:

$$Q_{P2-strop DP}^c = Q_{VÝP-boky DP}^{sp} + Q_{VÝP-boky DP}^{sal} \quad (9.84)$$

$$Q_{P2-strop DP}^c = 1794,48 + 341,41 = 2135,89 \text{ kW}$$

9.5 Tepelná bilancia v oblasti doskových prehrievačov

Celkové teplo prijaté výhrevnými plochami zo spalín v počítanej oblasti:

$$Q_{DP}^{obl} = Q_{P3}^{sp} + Q_{P2-dosky}^{sp} + Q_{P2-strop DP}^{sp} + Q_{VÝP-boky DP}^{sp} \quad (9.85)$$

$$Q_{DP}^{obl} = 25405,21 + 26631,45 + 2562,71 + 1794,38 = 56393,75 \text{ kW}$$

Bilančné teplo spalín predané v tejto oblasti:

$$Q_{DP}^{bil} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (9.86)$$

$$Q_{DP}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (7910,67 - 6693,94 + 102,91 \cdot 0) = 56872,73 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva prisávaného vzduchu.

$\Delta\alpha = 0$ je prírastok súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania falošného vzduchu v tejto oblasti.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie v tejto oblasti:

$$\Delta Q = \frac{Q_{DP}^{bil} - Q_{DP}^{obl}}{Q_{DP}^{bil}} \cdot 100 = \frac{56872,73 - 56393,75}{56872,73} \cdot 100 = 0,84 \% \quad (9.87)$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ podľa [8]

10 OBLASŤ PREHRIEVAČA P5

Táto oblasť sa nachádza v šikmej časti medzit'ahu kotla, hlavnou výhrevnou plochou v tejto oblasti je výstupný prehrievač P5. Strop oblasti je tvorený trúbkami P2 a bočné steny sú podobne ako u oblasti doskových prehrievačov tvorené meandrami trúbiek prechodníkovej časti výparníku.

ROZMERY SPALINOVÉHO KANÁLA A PARAMETRE SPALÍN

Výška ťahu na vstupe:..... $A_1 = 11,6 \text{ m}$
Výška ťahu na výstupe:..... $A_2 = 7,8 \text{ m}$
Šírka ťahu:..... $B = 18,94 \text{ m}$
Vstupný prierez ťahu: $S_1 = A_1 \cdot B = 11,75 \cdot 18,94 = 219,7 \text{ m}^2$
Výstupný prierez ťahu: $S_2 = A_2 \cdot B = 11,6 \cdot 18,94 = 147,73 \text{ m}^2$

Parametre spalín:

Stav spalín na vstupe: $t_1^{sp} = 953,74 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_1 = 6693,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 846,06 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_2 = 5900,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1^{sp} + t_2^{sp}}{2} = \frac{953,74 + 846,06}{2} = 899,91 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.1)$$

SÁLAVÉ TEPLLO Z OHNISKA ZACHYTENÉ V TEJTO OBLASTI

Hustota tepelného toku vstupným prierezom oblasti sa rovná hustote tepelného toku na výstupe z oblasti doskových prehrievačov.

$$q_{sv} = 44,93 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} \quad (10.2)$$

Sálavé teplo z ohniska a z priestoru doskových prehrievačov zachytené v tejto oblasti

$$Q_{sal} = S_1 \cdot q_{sv} = 219,7 \cdot 44,93 = 9871,12 \text{ kW} \quad (10.3)$$

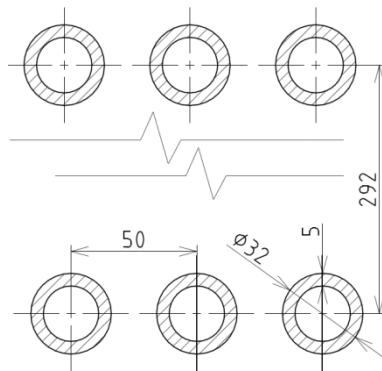
Súčet výhrevných plôch v tejto oblasti:

$$S_c = \sum S_i = 1522,04 \text{ m}^2 \quad (10.4)$$

10.1 Prehrievač P5

P5 je poslednou výhrevnou plochou vysokotlakého traktu kotla. Tvorí ho 60 šotov rozmiestnených po celej šírke spalínového kanála. Každý šot tvorí 10 trúbiek ohnutých do tvaru obráteného písmena U.

Počet dosiek:..... $n_d = 60$
 Počet paralelne radených trubiek:..... $n_{tr} = 600$
 Vonkajší priemer trubiek:..... $D = 32 \text{ mm}$
 Hrúbka steny trubky: $t = 5 \text{ mm}$
 Vnútorý priemer trubiek:..... $d = 22 \text{ mm}$
 Pričná rozteč trubiek: $s_1 = 292 \text{ mm}$
 Pozdĺžna rozteč trubiek: $s_2 = 50 \text{ mm}$
 Hĺbka dosky v smere spalín:..... $c = 1475 \text{ mm}$
 Stredná výška dosky:..... $h = 10200 \text{ mm}$



Obr. 10.1 Trubky prehrievača P5.

Pomerná pričná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{292}{32} = 9,13 \quad (10.5)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{39}{35} = 1,56 \quad (10.6)$$

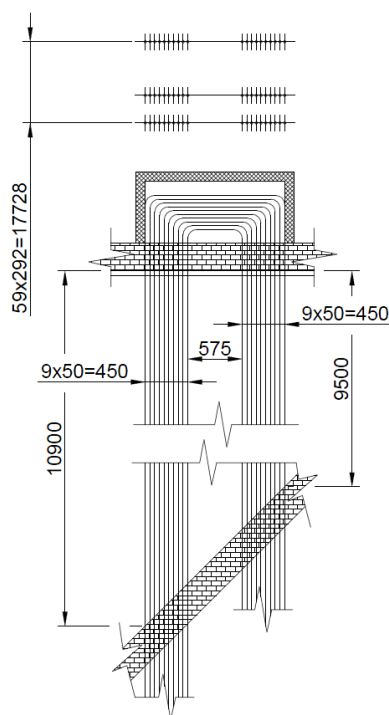
Obojstranná plocha jednej dosky:

$$S_{doska} = 2 \cdot h \cdot (c + D) = 2 \cdot 10,2 \cdot (1,475 + 0,032) = 30,74 \text{ m}^2 \quad (10.7)$$

Výhrevná plocha P5:

$$S = n_d \cdot S_{doska} \cdot x = 60 \cdot 30,74 \cdot 0,74 = 1364,98 \text{ m}^2 \quad (10.8)$$

Kde: $x = 0,74$ je uhlový súčiniteľ dosky, určený v závislosti na pomernej pozdĺžnej rozteči σ_2 zo zdroja [8].



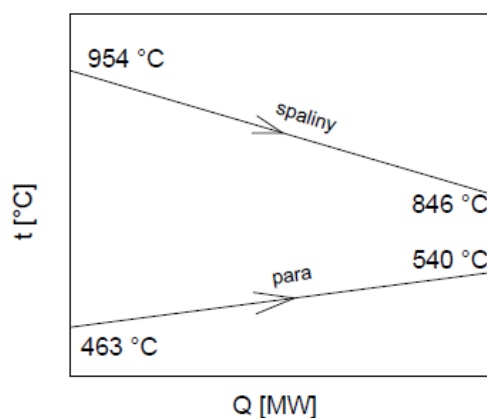
Obr. 10.2 Schéma prehrievača P5.

Stav spalín na vstupu:

$$\begin{aligned} \text{Entalpia pary na vstupe: } i_1 &= 3154,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Tlak pary na vstupe: } p_1 &= 17,7 \text{ MPa} \\ \text{Teplota pary na vstupe: } t_1^m &= 463,22 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Stav spalín na výstupe:

$$\begin{aligned} \text{Entalpia pary na výstupe: } i_2 &= 3395,23 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Tlak pary na výstupe: } p_2 &= 17,5 \text{ MPa} \\ \text{Teplota pary na výstupe: } t_2^m &= 540 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$



Obr. 10.3 Teploty spalín a pary na vstupe a výstupe z P5

10.1.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{463,22 + 540}{2} = 501,62 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.9)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{17,7 + 17,5}{2} = 17,6 \text{ MPa} \quad (10.10)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak určené zo zdroja [10]:

$$\begin{aligned} \text{Merný objem pary: } v_p &= 0,0173 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: } \lambda &= 0,0852 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ je} \\ \text{Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: } \mu &= 2,962 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2} \\ \text{Prandtlovo číslo: } Pr &= 1,07 \\ \text{Súčiniteľ kinematickej viskozity pary: } \nu &= v_p \cdot \mu = 0,0173 \cdot 2,962 \cdot 10^{-5} = 5,124 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (10.11)$$

Prietokový prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 600 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,022^2}{4} \right) = 0,228 \text{ m}^2 \quad (10.12)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{P5}}{S_p} \cdot v_p = \frac{177,78}{0,228} \cdot 0,0173 = 13,49 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (10.13)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (10.14)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0852}{0,022} \cdot \left(\frac{13,49 \cdot 0,022}{5,124 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,07^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3730,43 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

10.1.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Stredná výška ťahu:

$$A = \frac{A_1 + A_2}{2} = \frac{11,6 + 7,8}{2} = 9,7 \text{ m} \quad (10.15)$$

Prietochý prierez pre spaliny (svetlý prierez kanála):

$$S_{sp} = A \cdot B - A \cdot n_d \cdot D \quad (10.16)$$

$$S_{sp} = 9,7 \cdot 18,94 - 9,7 \cdot 60 \cdot 0,032 = 165,09 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdu spalín:

$$w_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sv}}{S_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{sp}}{273,15} \right) \quad (10.17)$$

$$w_{sp} = \frac{46,93 \cdot 4,407}{165,09} \cdot \left(1 + \frac{899,91}{273,15} \right) = 5,38 \frac{m}{s}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre priečne obtekané dosky:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (10.18)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,94 \cdot \frac{0,103}{0,032} \cdot \left(\frac{5,38 \cdot 0,032}{0,000154} \right)^{0,65} \cdot 0,6^{0,33} = 48,99 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $\lambda = 0,103 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín

$\nu = 0,000154 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity spalín

$Pr = 0,6$ je Prandtlovo číslo pre spaliny

λ , ν , Pr určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín t_{str}^{sp} a pomerný obsah vodnej pary v spalinách r_{H_2O} .

c_z je oprava na počet pozdĺžnych rád pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (10.19)$$

Pri $\sigma_2 < 2$ a $\sigma_1 > 3$ sa uvažuje $\sigma_1 = 3$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,56}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,94 \quad (10.20)$$

10.1.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Objem počítanej oblasti: $V_{obl} = 791,34 \text{ m}^3$ (vypočítané podľa rozmerov z výkresu)

Plocha ohraničujúca počítanú oblasť: $S_{obl} = 647,5 \text{ m}^2$ (vypočítané podľa rozmerov z výkresu)

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{obl}}{S_{obl} + S_{st,P5}} = 3,6 \cdot \frac{791,34}{647,5 + 1844,57} = 1,42 \text{ m} \quad (10.21)$$

Kde: $S_{st,P5} = S_{doska} \cdot n_d = 30,74 \cdot 60 = 1844,57 \text{ m}^2$ je projekčná obojstranná plocha všetkých dosiek v oblasti.

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{str}^{sp} + 273,15}{1000} \right) \quad (10.22)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,153}{3,16 \cdot \sqrt{0,0285 \cdot 1,42}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{899,91 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 8,56 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Kde: $p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ je celkový parciálny tlak trojatómových plynov. U kotlov bez pretlaku v ohnisku platí: $p = 0,1 \text{ MPa} \rightarrow p_{sp} = 0,1 \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,285 = 0,0285 \text{ MPa}$

Súčiniteľ zoslabenia sálania popolčekom:

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{str}^{sp} + 273,15)^2 \cdot d_{pop}^2}} \quad (10.23)$$

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(899,91 + 273,15)^2 \cdot 16^2}} = 0,061 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Optická hustota prostredia:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad (10.24)$$

$$k \cdot p \cdot s = (8,56 \cdot 0,285 + 0,061 \cdot 52,41) \cdot 0,1 \cdot 1,42 = 0,8$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - 2,718^{-0,8} = 0,55 \quad (10.25)$$

Teplota vonkajšieho povrchu nánosov na trubkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{P5}}{S} \cdot 10^3 \quad (10.26)$$

$$t_z = 501,62 + \left(0,011 + \frac{1}{3730,43} \right) \cdot \frac{42844,98}{1364,98} \cdot 10^3 = 855,31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_{P5} je teplo odovzdané prehrievaču P5 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média $Q_{P5} = 42844,98 \text{ kW}$.

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy pre doskové prehrievče možno brať $\varepsilon = 0,009$ až $0,011$ [8] volím: $\varepsilon = 0,011$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (10.27)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,55 \cdot (1173,06)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1128,46}{1173,06}\right)^4}{1 - \frac{1128,46}{1173,06}} 172,05 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 1128,46 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1173,06 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

10.1.4 Tepelný výkon prehrievača

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \omega \cdot (\alpha_s + \alpha_k) = 0,95 \cdot (172,05 + 48,99) = 210 \frac{W}{m^2 K} \quad (10.28)$$

Kde: $\omega = 0,95$ je súčiniteľ omývania dosiek závislý na prevedení doskového prehrievača.

Súčiniteľ prestupu tepla pre doskový prehrievač sa určí ako:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{210} + \frac{1}{3730,43} + 0,011} = 62,38 \frac{W}{m^2 K} \quad (10.29)$$

Stredný teplotný spád pre doskový prehrievač možno brať ako rozdiel stredných teplôt prúdu pary a spalín:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 899,91 - 501,62 = 398,29 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.30)$$

Tepelný výkon odovzdaný do prehrievača P5 spalínami:

$$Q_{P5}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{62,38 \cdot 1364,98 \cdot 398,29}{1000} = 33913,38 \text{ kW} \quad (10.31)$$

Sálavé teplo z ohniska zachytené prehrievačom P5:

$$Q_{P5}^{sal} = \frac{S}{S_c} \cdot Q_{sal} = \frac{1364,98}{1522,04} \cdot 9871,12 = 8852,51 \text{ kW} \quad (10.32)$$

Tepelný výkon prehrievača:

$$Q_{P5}^c = Q_{P5}^{sp} + Q_{P5}^{sal} = 33913,38 + 8852,51 = 42765,89 \text{ kW} \quad (10.33)$$

10.2 Prehrievač P2 – strop priestoru P5

Vonkajší priemer trubiek: $D = 38 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 6 \text{ mm}$

Vnútorý priemer trubiek: $d = 26 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 46 \text{ mm}$

Dĺžka trubiek: $l = 4400 \text{ mm}$

Počet paralelne zapojených trubiek: $n_{tr} = 410$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{46}{38} = 1,21 \quad (10.34)$$

Výhrevná plocha:

$$S = l \cdot B \cdot x = 4,4 \cdot 18,94 \cdot 0,98 = 81,67 \text{ m}^2 \quad (10.35)$$

Kde: $x = 0,98$ je uhlový súčiniteľ nástennej plochy, určený v závislosti na pomernej priečnej rozteči σ_1 zo zdroja [8].

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 3129,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na vstupe: $p_1 = 18,47 \text{ MPa}$

Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 460,02 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav pary na výstupe: (volený)

Entalpia pary na výstupe: $i_2 = 3142,45 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na výstupe: $p_2 = 18,43 \text{ MPa}$

Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 463,55 \text{ }^\circ\text{C}$

10.2.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{460,02 + 463,55}{2} = 461,79 \text{ }^\circ\text{C} \quad (10.36)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18,47 + 18,43}{2} = 18,45 \text{ MPa} \quad (10.37)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak určené podľa [10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0147 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,0856 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je

Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,805 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Prandtlovo číslo: $Pr = 1,17$

Súčiniteľ kinematickej viskozity pary:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0147 \cdot 2,805 \cdot 10^{-5} = 4,123 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (10.38)$$

Prietočný prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 410 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \right) = 0,218 \text{ m}^2 \quad (10.39)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{p2}}{S_p} \cdot v_p = \frac{157,87}{0,218} \cdot 0,0147 = 10,65 \frac{m}{s} \quad (10.40)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (10.41)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0856}{0,026} \cdot \left(\frac{10,65 \cdot 0,026}{4,123 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,17^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3699,9 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

10.2.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení spalín:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (10.42)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,103}{11,53} \cdot \left(\frac{5,38 \cdot 11,53}{0,000154} \right)^{0,8} \cdot 0,6^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 5,11 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: d_e je ekvivalentný priemer podľa vzorca:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot S_{sp}}{2 \cdot (A + B)} = \frac{4 \cdot 165,09}{2 \cdot (9,7 + 18,94)} = 11,53 m \quad (10.43)$$

$w_{sp} = 5,38 m \cdot s^{-1}$ je stredná rýchlosť spalín v oblasti.

λ , ν , Pr sú vlastnosti spalín (rovnaké pre celú oblasť) určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín t_{str}^{sp} a stredný pomerný objem vodnej pary v spalínach v tejto oblasti r_{H_2O} .

$c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

10.2.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trubkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (10.44)$$

$$t_z = 461,79 + \left(0,0043 + \frac{1}{3699,9} \right) \cdot \frac{2099,67}{81,67} \cdot 10^3 = 579,29 ^\circ C$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané stropu oblasti prehrievača P5 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média:

$$Q_m = M_{p2} \cdot (i_2 - i_1) \quad (10.45)$$

$$Q_m = 157,87 \cdot (3142,45 - 3129,15) = 2099,67 kW$$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy pre trubky umiestnené na stene možno brať
 $\varepsilon = 0,0043$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (10.46)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,55 \cdot (1173,06)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{852,44}{1173,06}\right)^4}{1 - \frac{852,44}{1173,06}} = 120,17 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a = 0,55$ je stupeň čiernosti prúdu spalín.

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien podľa [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 852,44 K$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1173,06 K$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

10.2.4 Tepelný výkon doplnkovej plochy

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 120,17 + 5,11 = 125,28 \frac{W}{m^2 K} \quad (10.47)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pre doplnkovú plochu sa určí ako:

$$k = \Psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,35 \cdot \frac{1}{\frac{1}{125,28} + \frac{1}{3699,9}} = 42,41 \frac{W}{m^2 K} \quad (10.48)$$

Kde: Ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti doplnkovej výhrevnej plochy. Pre tuhé palivo sa pohybuje v rozmedzí 0,71 až 0,35. [8] Volím: $\Psi = 0,35$.

Stredný teplotný spád pre doplnkovú plochu možno brať ako rozdiel stredných teplôt prúdu pary a spalín:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 899,91 - 461,79 = 438,12 ^\circ C \quad (10.49)$$

Tepelný výkon odovzdaný do doplnkovej plochy spalínami:

$$Q_{P2-strop P5}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{42,41 \cdot 81,67 \cdot 438,12}{1000} = 1517,48 kW \quad (10.50)$$

Sálavé teplo z ohniska zachytené v doplnkovej ploche:

$$Q_{P2-strop P5}^{sal} = \frac{S}{S_c} \cdot Q_{sal} = \frac{81,67}{1522,04} \cdot 9871,12 = 529,67 kW \quad (10.51)$$

Tepelný výkon doplňkové plochy:

$$\begin{aligned} Q_{P2-strop\ P5}^c &= Q_{P2-strop\ P5}^{sp} + Q_{P2-strop\ P5}^{sal} \\ Q_{P2-strop\ P5}^c &= 1517,48 + 529,67 = 2047,15\ kW \end{aligned} \quad (10.52)$$

10.3 Meandre výparníka (prechodníka) – bočné steny priestoru P5

Vonkajší priemer trubiek:..... $D = 45,5\ mm$
 Hrúbka steny trubky: $t = 5,5\ mm$
 Vnútorný priemer trubiek:..... $d = 34,5\ mm$
 Rozteč trubiek:..... $s_1 = 63\ mm$
 Počet paralelne zapojených trubiek: $n_{tr} = 156$

Pomerná rozteč trubiek:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{63}{45,5} = 1,38 \quad (10.53)$$

Projekčná plocha bočných stien je $S_{st} = 80,2\ m^2$ (určené z výkresu)

Výhrevná plocha:

$$S = S_{st} \cdot x = 80,2 \cdot 0,94 = 75,39\ m^2 \quad (10.54)$$

Kde: $x = 0,94$ je uhlový súčiniteľ nástennej plochy, určený v závislosti na pomernej rozteči σ_1 zo zdroja [8].

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe	$i_1 = 2672,99\ kJ \cdot kg^{-1}$
Tlak pary na vstupe	$p_1 = 19,95\ MPa$
Teplota pary na vstupe	$t_1^m = 374,94^\circ C$

Stav pary na výstupe:

Entalpia pary na výstupe	$i_2 = 2686,89\ kJ \cdot kg^{-1}$
Tlak pary na výstupe	$p_2 = 18,9\ MPa$
Teplota pary na výstupe	$t_2^m = 376,09^\circ C$

10.3.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení spalín:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (10.55)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,103}{11,53} \cdot \left(\frac{5,38 \cdot 11,53}{0,000154} \right)^{0,8} \cdot 0,6^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 5,11\ \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: d_e je ekvivalentný priemer podľa vzorca:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot S_{sp}}{2 \cdot (A + B)} = \frac{4 \cdot 165,09}{2 \cdot (9,7 + 18,94)} = 11,53\ m \quad (10.56)$$

$w_{sp} = 5,38 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je stredná rýchlosť spalín v oblasti.

λ , ν , Pr sú vlastnosti spalín (rovnaké pre celú oblasť) určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín t_{str}^{sp} a stredný pomerný objem vodnej pary v spalínach v tejto oblasti r_{H_2O} .

$c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

10.3.2 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Stredná teplota média v trubkách:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{374,94 + 376,09}{2} = 375,52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.57)$$

Teplota vonkajšieho povrchu nánosov na trubkách:

$$t_z = t_{str}^m + \varepsilon \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 = 375,91 + 0,0043 \cdot \frac{2088,06}{75,39} \cdot 10^3 = 494,62 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.58)$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané bočným stenám v oblasti prehrievača P5 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média.

$$Q_m = M_{V\dot{Y}P} \cdot (i_2 - i_1) \quad (10.59)$$

$$Q_m = 150,22 \cdot (2686,89 - 2672,99) = 2088,06 \text{ kW}$$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy, pre trubky umiestnené na stene možno brať $\varepsilon = 0,0043$

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (10.60)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,55 \cdot (1173,06)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{767,77}{1173,06}\right)^4}{1 - \frac{767,77}{1173,06}} = 107,69 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $a = 0,55$ je stupeň čiernosti prúdu spalín.

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien podľa [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 767,77 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1173,06 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

10.3.3 Tepelný výkon doplnkovej plochy

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 107,69 + 5,11 = 112,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (10.61)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pre doplnkovú plochu sa určí zo vzťahu:

$$k = \Psi \cdot \alpha_1 = 0,35 \cdot 112,8 = 39,48 \frac{W}{m^2K} \quad (10.62)$$

Kde: Ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti doplnkovej výhrevnej plochy. Pre tuhé palivo sa pohybuje v rozmedzí 0,71 až 0,35. [8] Volím: $\Psi = 0,35$.

Stredný teplotný spád pre doplnkovú plochu možno brať ako rozdiel stredných teplôt prúdu spalín a média:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 899,91 - 375,52 = 524,39 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.63)$$

Tepelný výkon odovzdaný do doplnkovej plochy spalínami:

$$Q_{VÝP-boky P5}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{39,48 \cdot 75,39 \cdot 524,39}{1000} = 1560,79 \text{ kW} \quad (10.64)$$

Sálavé teplo z ohniska zachytené v doplnkovej ploche:

$$Q_{VÝP-boky P5}^{sal} = \frac{S}{S_c} \cdot Q_{sal} = \frac{75,39}{1522,04} \cdot 9871,12 = 488,94 \text{ kW} \quad (10.65)$$

Tepelný výkon doplnkovej plochy:

$$Q_{VÝP-boky P5}^c = Q_{VÝP-boky P5}^{sp} + Q_{VÝP-boky P5}^{sal} \quad (10.66)$$

$$Q_{VÝP-boky P5}^c = 1560,79 + 488,3 = 2049,73 \text{ kW}$$

10.4 Tepelná bilancia v oblasti prehrievača P5

Celkové teplo prijaté výhrevnými plochami zo spalín v počítanej oblasti:

$$Q_{P5}^{obl} = Q_{P5}^{sp} + Q_{P2-strop P5}^{sp} + Q_{VÝP-boky P5}^{sp} \quad (10.67)$$

$$Q_{P5}^{obl} = 33913,38 + 1517,48 + 1560,79 = 36991,65 \text{ kW}$$

Bilančné teplo spalín predané v tejto oblasti:

$$Q_b = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (10.68)$$

$$Q_{P5}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (6693,94 - 5900,32 + 102,91 \cdot 0,01) = 37143,71 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva vzduchu, odpovedajúca teplote prisávaného vzduchu 25 °C.

$\Delta\alpha = 0,01$ je nárast súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania falošného vzduchu v tejto oblasti.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie v tejto oblasti:

$$\Delta Q = \frac{Q_{P5}^{bil} - Q_{DP}^{obl}}{Q_{P5}^{bil}} \cdot 100 = \frac{37143,71 - 36991,65}{37143,71} \cdot 100 = 0,41 \% \quad (10.69)$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ podľa [8]

11 OBLASŤ PRIHRIEVAČOV

Tento priestor sa nachádza za prehrievačom P5 vo vodorovnom medziťahu kotla. Sú v ňom umiestnené prihrievače MP1 a MP2. Tie sú po prúde spalín radené paralelne tak, že prihrievaná para najskôr vstupuje do MP1, ktorý zaberá krajné štvrtiny šírky kanála a krížovým protiprúdom k spalínám ním prechádza do prevádzacej komory. Z nej vchádza do MP2 umiestneného v strede spalínového kanála medzi zväzkami MP1 a krížovým súprúdom ním prechádza do výstupných komôr. Okrem týchto plôch je v oblasti prihrievačov časť prehrievača P2 tvoriaca strop tohto priestoru.

ROZMERY SPALINOVÉHO KANÁLA A PARAMETRE SPALÍN

Výška ťahu: $A = 7,8 \text{ m}$
Šírka ťahu: $B = 18,94 \text{ m}$

Parametre spalín:

Stav spalín na vstupe: $t_1^{sp} = 846,06 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_1 = 5900,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 677,89 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_2 = 4658,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1^{sp} + t_2^{sp}}{2} = \frac{846,06 + 677,89}{2} = 761,98 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.1)$$

11.1 Prihrievač MP2

Vonkajší priemer trubiek: $D = 54 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 3,5 \text{ mm}$

Vnútorný priemer trubiek: $d = 47 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 230 \text{ mm}$

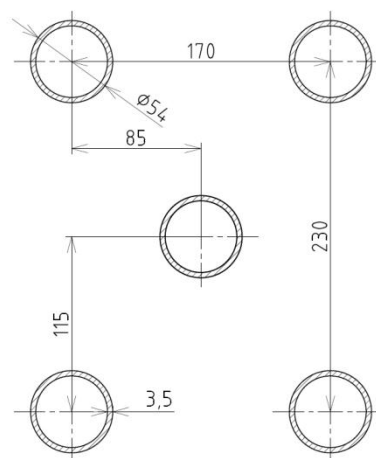
Pozdĺžna rozteč trubiek: $s_2 = 85 \text{ mm}$

Počet radov priečne: $z_1 = 42$

Počet radov pozdĺžne: $z_2 = 32$

Stredná dĺžka hada: $l = 32700 \text{ mm}$

Počet paralelne radených trubiek: .. $n_{tr} = 336$



Obr. 11.1 Trubky prihrievača MP1.

Pomerná priečna rozteč:

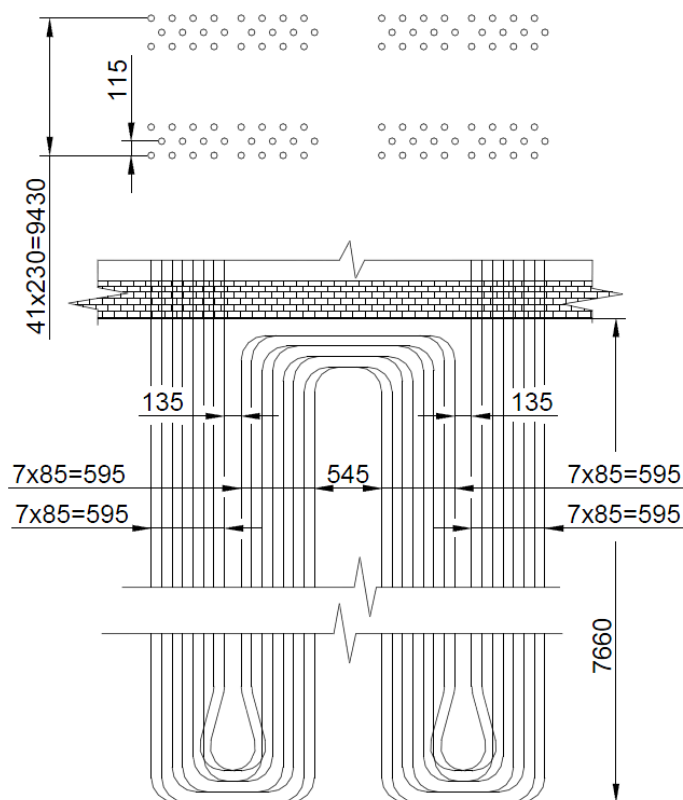
$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{230}{54} = 4,26 \quad (11.2)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{230}{54} = 4,26 \quad (11.3)$$

Výhrevná plocha MP2:

$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot l = 336 \cdot \pi \cdot 0,054 \cdot 32,7 = 1863,93 \text{ m}^2 \quad (11.4)$$



Obr. 11.2 Schéma prihrievača MP2.

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe

$$i_1 = 3395,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tlak pary na vstupe

$$p_1 = 3,81 \text{ MPa}$$

Teplota pary na vstupe

$$t_1^m = 476,81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Stav pary na výstupe:

Entalpia pary na výstupe

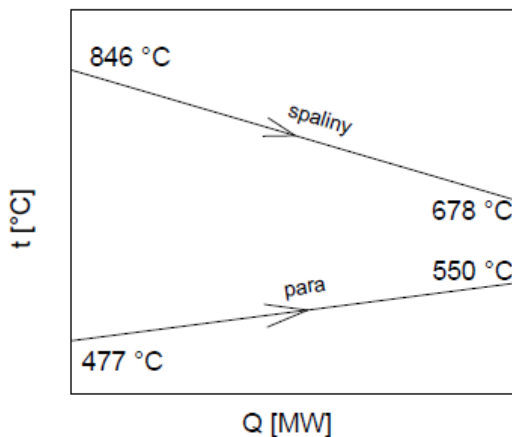
$$i_2 = 3563,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tlak pary na výstupe

$$p_2 = 3,7 \text{ MPa}$$

Teplota pary na výstupe

$$t_2^m = 550 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 11.3 Teploty spalín a prihrievanej pary v MP2.

11.1.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{476,81 + 550}{2} = 513,41 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.5)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{4,81 + 3,7}{2} = 3,755 \text{ MPa} \quad (11.6)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak určené zo zdroja [10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0941 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,0712 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,92 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 0,93$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity pary:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0941 \cdot 2,92 \cdot 10^{-5} = 2,748 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.7)$$

Prietokový prierez pre paru:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 336 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,047^2}{4} \right) = 0,583 \text{ m}^2 \quad (11.8)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{MP2}}{S_p} \cdot v_p = \frac{156,67}{0,583} \cdot 0,0941 = 25,29 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11.9)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (11.10)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0712}{0,047} \cdot \left(\frac{25,29 \cdot 0,047}{2,748 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,93^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1094,1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

11.1.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Prietokový prierez pre spaliny (svetlý prierez kanála):

$$S_{sp} = A \cdot B - A \cdot z \cdot D = 7,8 \cdot 18,94 - 7,8 \cdot 80 \cdot 0,054 = 114,04 \text{ m}^2 \quad (11.11)$$

Kde: $z = 80$ je počet trubiek MP1 a MP2 prechádzajúcich kanálom v jednej rovine.

Stredná rýchlosť prúdu spalín:

$$w_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sv}}{S_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{sp}}{273,15} \right) \quad (11.12)$$

$$w_{sp} = \frac{46,93 \cdot 4,439}{114,04} \cdot \left(1 + \frac{761,98}{273,15} \right) = 6,92 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre vystriedané usporiadanie trubiek:

$$\alpha_k = c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (11.13)$$

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,36 \cdot \frac{0,0998}{0,054} \cdot \left(\frac{6,92 \cdot 0,054}{0,000148} \right)^{0,6} \cdot 0,6^{0,33} = 61,83 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $\lambda = 0,0998 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín.

$\nu = 0,000148 m^2 \cdot s^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity spalín.

$Pr = 0,6$ je Prandtlovo číslo pre spaliny.

λ, ν, Pr sú určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 761,98$

a pomerný obsah vodnej pary v spaliniach $r_{H_2O} = 0,152$ v počítanej oblasti.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych rad pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku:

Pomerná uhlopriečna rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 4,26^2 + 1,57^2} = 2,65 \quad (11.14)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{4,26 - 1}{2,65 - 1} = 1,98 \quad (11.15)$$

Pre $1,7 < \varphi_\sigma < 4,5$ a $\sigma_1 \geq 3$ sa c_s určí zo vzorca:

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,98^{0,1} = 0,36 \quad (11.16)$$

11.1.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy pre zväzky hladkých trubiek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,054 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{230 \cdot 85}{0,054^2} - 1 \right) = 0,37 m \quad (11.17)$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{str}^{sp} + 273,15}{1000} \right) \quad (11.18)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,152}{3,16 \cdot \sqrt{0,0283 \cdot 0,37}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{761,98 + 273,15}{1000} \right) 18,91 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Kde: $p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ je celkový parciálny tlak trojatómových plynov. U kotlov bez pretlaku v ohnisku platí: $p = 0,1 MPa \rightarrow p_{sp} = 0,1 \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,283 = 0,0283 MPa$

Súčiniteľ zoslabenia sálania popolčekom:

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{str}^{sp} + 273,15)^2 \cdot d_{pop}^2}} \quad (11.19)$$

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(761,98 + 273,15)^2 \cdot 16^2}} = 0,066 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Optická hustota prostredia:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad (11.20)$$

$$k \cdot p \cdot s = (18,91 \cdot 0,283 + 0,066 \cdot 52,04) \cdot 0,1 \cdot 0,37 = 0,325$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,325} = 0,277 \quad (11.21)$$

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trubkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{MP2}}{S} \cdot 10^3 \quad (11.22)$$

$$t_z = 513,41 + \left(0,00811 + \frac{1}{1094,1} \right) \cdot \frac{26320,56}{1863,93} \cdot 10^3 = 640,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_{MP2} je teplo odovzdané prihrievaču MP2 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média $Q_{MP2} = 26320,56 \text{ kW}$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre prehrievače s vystriedaným usporiadaním:

$$\varepsilon = c_d \cdot c_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 1,45 \cdot 1 \cdot 0,0038 + 0,0026 = 0,00811 \quad (11.23)$$

$\varepsilon_0 = 0,0038$ určené podľa [8] v závislosti na w_{sp} a σ_2 .

$c_d = 1,45$ je opravný koeficient na vonkajší priemer trubky určený pre $D = 54 \text{ mm}$ podľa [8]

c_f je opravný koeficient na frakciu častíc popolčeka pre uhlie možno brať $c_f = 1$ [8]

Prídavok $\Delta\varepsilon = 0,0026$ pre prehrievače s vystriedaným usporiadaním. [8]

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (11.24)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,277 \cdot (1035,13)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{913,99}{1035,13} \right)^4}{1 - \frac{913,99}{1035,13}} = 52,86 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 913,99 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1035,13 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

Vplyv voľného priestoru pred zväzkom na sálanie:

$$k_0 = \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_1}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_z} \right)^{0,07} \right] \quad (11.25)$$

$$k_0 = \left[1 + 0,5 \cdot \left(\frac{1119,21}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{1928}{3195} \right)^{0,07} \right] = 1,5$$

Kde: $A = 0,5$ pri spaľovaní hnedého uhlia. [8]

$T_1 = t_1 + 273,15 = 1119,21 \text{ K}$ je absolútna teplota spalín v priestore pred zväzkom.

$l_0 = 1928 \text{ mm}$ je hĺbka voľného objemu pred zväzkom.

$l_z = 3195 \text{ mm}$ je hĺbka zväzku.

Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín:

$$\alpha_{s \text{ red}} = k_0 \cdot \alpha_s = 1,5 \cdot 52,86 = 79,29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (11.26)$$

11.1.4 Tepelný výkon prehrievača

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{s \text{ red}} + \alpha_k) = 1 \cdot (79,29 + 61,83) = 141,12 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (11.27)$$

Kde: $\xi = 1$ je súčiniteľ využitia výhrevnej plochy. Určí sa podľa prevedenia výhrevnej plochy zo zdroja [8].

Súčiniteľ prestupu tepla pri spaľovaní tuhých palív a vystriedané usporiadanie zväzku:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1} \quad (11.28)$$

$$k = \frac{141,12}{1 + \left(0,00811 + \frac{1}{1094,1} \right) \cdot 141,12} = 62,07 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Stredný logaritmický teplotný spád pre súprúd:

$$\Delta t = \frac{(t_1^{sp} - t_1^m) - (t_2^{sp} - t_2^m)}{\ln \frac{(t_1^{sp} - t_1^m)}{(t_2^{sp} - t_2^m)}} \quad (11.29)$$

$$\Delta t = \frac{(846,06 - 476,81) - (677,89 - 550)}{\ln \frac{(846,06 - 476,81)}{(677,89 - 550)}} = 227,63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon prihrievača MP2:

$$Q_{MP2}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{62,07 \cdot 1863,93 \cdot 227,63}{1000} = 26336,57 \text{ kW} \quad (11.30)$$

11.2 Prihrievač MP1

Trubky, ich rozstupy a tvar trubkových hadov sú u prihrievača MP1 rovnaké ako u MP2. (Obr. 11.1 a Obr 11.2). Jediný rozdiel je v počte priečných radov.

Vonkajší priemer trubiek: $D = 54 \text{ mm}$
 Hrúbka steny trubky: $t = 3,5 \text{ mm}$
 Vnútorný priemer trubiek: $d = 47 \text{ mm}$
 Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 230 \text{ mm}$
 Pozdĺžna rozteč trubiek: $s_2 = 85 \text{ mm}$
 Počet radov priečne: $z_1 = 38$
 Počet radov pozdĺžne: $z_2 = 32$
 Stredná dĺžka hada: $l = 31200 \text{ mm}$
 Počet paralelne radených trubiek: $n_{tr} = 304$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{230}{54} = 4,26 \quad (11.31)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{85}{54} = 1,57 \quad (11.32)$$

Výhrevná plocha prihrievača MP1:

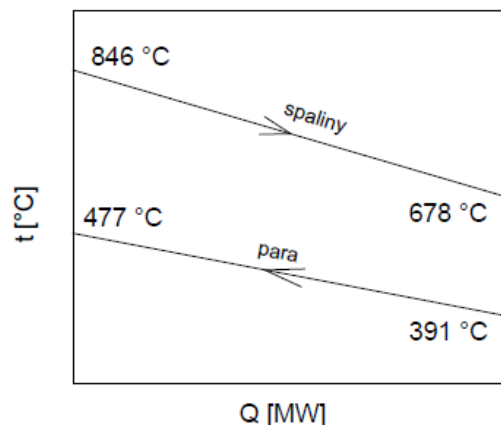
$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot l = 304 \cdot \pi \cdot 0,054 \cdot 31,2 = 1609,06 \text{ m}^2 \quad (11.33)$$

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 3193,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak pary na vstupe: $p_1 = 3,92 \text{ MPa}$
 Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 390,65 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav pary na výstupe:

Entalpia pary na výstupe: $i_2 = 3395,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak pary na výstupe: $p_2 = 3,81 \text{ MPa}$
 Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 476,81 \text{ }^\circ\text{C}$



Obr.11.3 Teploty spalín a média v prihrievači MP1.

11.2.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{390,65 + 476,81}{2} = 433,73 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.34)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{3,92 + 3,81}{2} = 3,865 \text{ MPa} \quad (11.35)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak určené zo zdroja [10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0808 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,0619 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,583 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 0,965$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0808 \cdot 2,583 \cdot 10^{-5} = 2,087 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.36)$$

Prietokový prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 304 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,047^2}{4} \right) = 0,527 \text{ m}^2 \quad (11.37)$$

Stredná rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{MP1}}{S_p} \cdot v_p = \frac{156,67}{0,527} \cdot 0,0808 = 24,02 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11.38)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (11.39)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0619}{0,047} \cdot \left(\frac{24,02 \cdot 0,047}{2,087 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,965^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1152,52 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

11.2.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre vystriedané usporiadanie trubiek:

$$\alpha_k = c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (11.40)$$

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,36 \cdot \frac{0,0998}{0,054} \cdot \left(\frac{6,92 \cdot 0,054}{0,000148} \right)^{0,6} \cdot 0,6^{0,33} = 61,83 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: w_{sp} je stredná rýchlosť prúdu spalín (rovnaká pre celú oblasť).

λ, ν, Pr sú určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 761,98$ a pomerný obsah vodnej pary v spalínach $r_{H_2O} = 0,152$ v počítanej oblasti.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych rad pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku:

Pomerná uhlopriečna rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 4,26^2 + 1,57^2} = 2,65 \quad (11.41)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{4,26 - 1}{2,65 - 1} = 1,98 \quad (11.42)$$

Pre $1,7 < \varphi_\sigma < 4,5$ a $\sigma_1 \geq 3$ sa c_s určí zo vzorca:

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,98^{0,1} = 0,36 \quad (11.43)$$

11.2.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{MP1}}{S} \cdot 10^3 \quad (11.44)$$

$$t_z = 433,73 + \left(0,00811 + \frac{1}{1152,52} \right) \cdot \frac{31550,2}{1609,06} \cdot 10^3 = 609,76 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_{MP1} je teplo odovzdané prihrievaču MP1 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média $Q_{MP1} = 31550,2 \text{ kW}$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre prehrievače s vystriedaným usporiadaním:

$$\varepsilon = c_d \cdot c_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 1,45 \cdot 1 \cdot 0,0038 + 0,0026 = 0,00811 \quad (11.45)$$

$\varepsilon_0 = 0,0038$ určené podľa [8] v závislosti na w_{sp} a σ_2 .

$c_d = 1,45$ je opravný koeficient na vonkajší priemer trubky určený pre $D = 54 \text{ mm}$ podľa [8].

c_f je opravný koeficient na frakciu častíc popolčeku pre uhlie možno brať $c_f = 1$. [8]

Prídavok $\Delta\varepsilon = 0,0026$ pre prehrievače s vystriedaným usporiadaním. [8]

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (11.46)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,277 \cdot (1035,13)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{882,91}{1035,13} \right)^4}{1 - \frac{882,91}{1035,13}} = 50,27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $a = 0,277$ je stupeň čiernosti spalín.

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 882,91 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1035,13 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

Vplyv voľného priestoru pred zvážkom na sálanie:

$$k_0 = \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_1}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_z} \right)^{0,07} \right] \quad (11.47)$$

$$k_0 = \left[1 + 0,5 \cdot \left(\frac{1119,21}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{1928}{3195} \right)^{0,07} \right] = 1,5$$

Kde: $A = 0,5$ pri spaľovaní hnedého uhlia. [8]

$T_1 = t_1 + 273,15 = 1119,21 \text{ K}$ je absolútna teplota spalín v priestore pred zvážkom.

$l_0 = 1928 \text{ mm}$ je hĺbka voľného objemu pred zvážkom.

$l_z = 3195 \text{ mm}$ je hĺbka zvážku.

Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín:

$$\alpha_{sred} = k_0 \cdot \alpha_s = 1,5 \cdot 50,27 = 75,41 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (11.48)$$

11.2.4 Tepelný výkon prehrievača

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{sred} + \alpha_k) = 1 \cdot (75,41 + 61,83) = 137,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (11.49)$$

Kde: $\xi = 1$ je súčiniteľ využitia výhrevnej plochy. Určí sa podľa prevedenia výhrevnej plochy zo zdroja [8]

Súčiniteľ prestupu tepla pri spaľovaní tuhých palív a vystriedané usporiadanie zvážku:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1} \quad (11.50)$$

$$k = \frac{137,24}{1 + \left(0,00811 + \frac{1}{1152,52} \right) \cdot 137,24} = 61,48 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Stredný logaritmickej teplotný spád pre protiprúd:

$$\Delta t = \frac{(t_1^{sp} - t_2^m) - (t_2^{sp} - t_1^m)}{\ln \frac{(t_1^{sp} - t_2^m)}{(t_2^{sp} - t_1^m)}} \quad (11.51)$$

$$\Delta t = \frac{(846,06 - 476,81) - (677,89 - 390,65)}{\ln \frac{(846,06 - 476,81)}{(677,89 - 390,65)}} = 326,53 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tepelný výkon prihrievača:

$$Q_{MP1}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{61,48 \cdot 1609,06 \cdot 326,53}{1000} = 32301,98 \text{ kW} \quad (11.52)$$

11.3 Prehrievač P2 – strop priestoru prihrievačov

Strop priestoru prihrievačov tvorí 410 trubiek. Trubky sú usporiadané do troch radov nad sebou tak aby sa vošli medzi rady prihrievačov.

Vonkajší priemer trubiek: $D = 38 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 6 \text{ mm}$

Vnútorý priemer trubiek: $d = 26 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 115 \text{ mm}$

Dĺžka trubiek: $l = 3195 \text{ mm}$

Počet paralelne zapojených trubiek: $n_{tr} = 410$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{115}{38} = 3,03 \quad (11.53)$$

Výhrevná plocha:

$$S = l \cdot B \cdot x = 3,195 \cdot 18,94 \cdot 0,78 = 47,2 \text{ m}^2 \quad (11.54)$$

Kde: $x = 0,78$ je uhlový súčiniteľ nástennej plochy, určený pre trojradový zväzok trubiek v závislosti na pomernej priečnej rozteči σ_1 zo zdroja [8].

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 3142,45 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na vstupe: $p_1 = 18,43 \text{ MPa}$

Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 463,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Stav pary na výstupe:

Entalpia pary na výstupe: $i_2 = 3143,95 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na výstupe: $p_2 = 18,39 \text{ MPa}$

Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 463,77 \text{ }^{\circ}\text{C}$

11.3.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{463,55 + 463,77}{2} = 463,66 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (11.55)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_{in} + p_{out}}{2} = \frac{18,43 + 18,39}{2} = 18,41 \text{ MPa} \quad (11.56)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak určené zo zdroja [10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0148 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,0855 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,812 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 1,16$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0148 \cdot 2,812 \cdot 10^{-5} = 4,162 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.57)$$

Prietochý prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 410 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \right) = 0,218 \text{ m}^2 \quad (11.58)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{p2}}{S_p} \cdot v_p = \frac{157,87}{0,218} \cdot 0,0148 = 10,72 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11.59)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (11.60)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0855}{0,026} \cdot \left(\frac{10,72 \cdot 0,026}{4,162 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,16^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3674,49 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

11.3.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (11.61)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0998}{8,53} \cdot \left(\frac{6,92 \cdot 8,53}{0,000148} \right)^{0,8} \cdot 0,6^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 6,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: d_e je ekvivalentný priemer podľa vzťahu:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot S_{sp}}{2 \cdot (A + B)} = \frac{4 \cdot 114,04}{2 \cdot (7,8 + 18,94)} = 8,53 \text{ m} \quad (11.62)$$

w_{sp} je rýchlosť prúdu spalín (rovnaká pre celú oblasť).

λ , ν , Pr sú vlastnosti spalín (rovnaké pre celú oblasť) určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 761,98^\circ \text{C}$ a pomerný obsah vodnej pary v spalínach $r_{H_2O} = 0,152$.

$c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

11.3.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trubkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (11.63)$$

$$t_z = 463,66 + \left(0,0043 + \frac{1}{3674,49} \right) \cdot \frac{236,81}{47,2} \cdot 10^3 = 486,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané stropu oblasti prihrieváčov vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média.

$$Q_m = M_{p2} \cdot (i_2 - i_1) \quad (11.64)$$

$$Q_m = 157,87 \cdot (3143,95 - 3142,45) = 236,81 \text{ kW}$$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy, pre trubky umiestnené na stene možno brať $\varepsilon = 0,0043$. [8]

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (11.65)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,277 \cdot (1035,13)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{759,75}{1035,13} \right)^4}{1 - \frac{759,75}{1035,13}} = 42,05 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $a = 0,277$ je stupeň čiernosti spalín.

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 759,75 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 1035,13 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

11.3.4 Tepelný výkon doplnkovej plochy

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 42,05 + 6,63 = 48,68 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (11.66)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pre doplnkovú plochu sa určí ako:

$$k = \Psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,35 \cdot \frac{1}{\frac{1}{48,68} + \frac{1}{3674,49}} = 16,82 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (11.67)$$

Kde: Ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti doplnkovej výhrevnej plochy. Pre tuhé palivo sa pohybuje v rozmedzí 0,71 až 0,35. [8] Volím: $\Psi = 0,35$.

Stredný teplotný spád pre doplnkovú plochu možno brať ako rozdiel stredných teplôt prúdu média a spalín:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 761,98 - 463,66 = 298,32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (11.68)$$

Tepelný výkon doplnkovej plochy:

$$Q_{P2-strop MP}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{16,82 \cdot 47,2 \cdot 298,32}{1000} = 236,84 \text{ kW} \quad (11.69)$$

11.4 Tepelná bilancia v oblasti prihrievačov

Celkové teplo prijaté výhrevnými plochami zo spalín v počítanej oblasti:

$$Q_{MP}^{obl} = Q_{MP2}^{sp} + Q_{MP1}^{sp} + Q_{P2-strop MP}^{sp} \quad (11.70)$$

$$Q_{MP}^{obl} = 26336,57 + 32301,98 + 236,84 = 58875,4 \text{ kW}$$

Bilančné teplo spalín predané v tejto oblasti:

$$Q_{MP}^{bil} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (11.71)$$

$$Q_{MP}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (5900,32 - 4658,64 + 102,91 \cdot 0,01) = 58087,06 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva vzduchu, odpovedajúca teplote prisávaného vzduchu $25 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$\Delta\alpha = 0,01$ je nárast súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania falošného vzduchu v tejto oblasti.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie v tejto oblasti:

$$\Delta Q = \frac{Q_{MP}^{bil} - Q_{MP}^{obl}}{Q_{MP}^{bil}} \cdot 100 = \frac{58087,06 - 58875,4}{58087,06} \cdot 100 = -1,36 \% \quad (11.72)$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ [8]

12 OBLASŤ PREHRIEVAČA P4

Tento priestor sa nachádza nad výsypkou v zadnej časti medzit'ahu. Hlavnou plochou v tejto oblasti je konvekčný prehrievač P4. Strop je tvorený trubkami prehrievača P2.

ROZMERY SPALINOVÉHO KANÁLA A PARAMETRE SPALÍN

Výška ťahu na vstupe:..... $A_1 = 7,8 \text{ m}$
 Výška ťahu na výstupe:..... $A_2 = 6,7 \text{ m}$
 Šírka ťahu:..... $B = 18,94 \text{ m}$

Parametre spalín:

Stav spalín na vstupe: $t_1^{sp} = 677,89^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_1 = 4658,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 582,55^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_2 = 4004,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

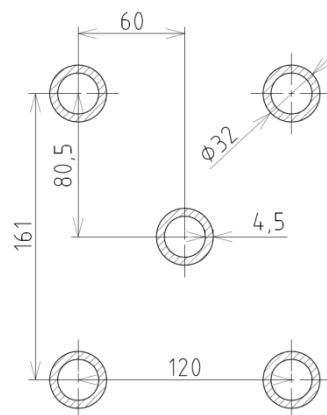
Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1^{sp} + t_2^{sp}}{2} = \frac{677,89 + 582,55}{2} = 630,22^\circ\text{C} \quad (12.1)$$

12.1 Prehrievač P4

P4 je prehrievač tvorený zvislým konvekčným zväzkom vystriedaných hladkých trubiek. Para vstupuje do P4 na zadnom konci medzit'ahu kotla a krížovým protiprúdom k spalínám prechádza do prednej časti P4, tam sa otáča a pokračuje krížovým súprúdom. Jedná sa teda o výmenník s kombinovaným postupným prúdením.

Vonkajší priemer trubiek: $D = 32 \text{ mm}$
 Hrúbka steny trubky:..... $t = 4,5 \text{ mm}$
 Vnútorný priemer trubiek: $d = 23 \text{ mm}$
 Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 161 \text{ mm}$
 Pozdĺžna rozteč trubiek:..... $s_2 = 60 \text{ mm}$
 Počet radov priečne:..... $z_1 = 116$
 Počet radov pozdĺžne: $z_2 = 36$
 Stredná dĺžka hada: $l = 40200 \text{ mm}$
 Počet paralelne radených trubiek: $n_{tr} = 696$



Obr. 12.1 Trubky prehrievača P4.

Pomerná priečna rozteč:

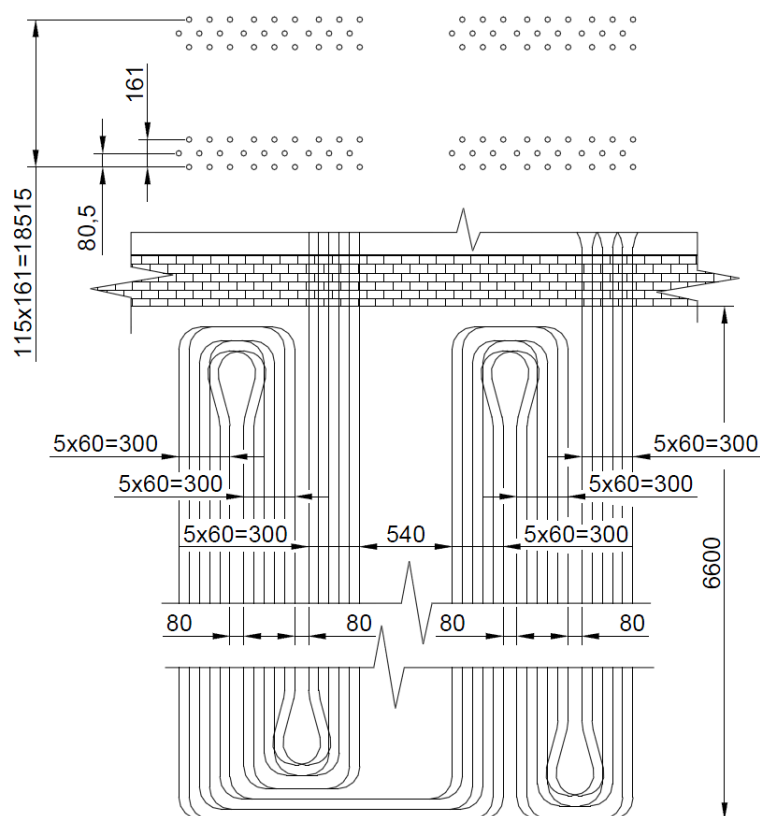
$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{161}{32} = 5,03 \quad (12.2)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{60}{32} = 1,89 \quad (12.3)$$

Výhrevná plocha P4:

$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot l = 696 \cdot \pi \cdot 0,032 \cdot 40,2 = 2812,78 \text{ m}^2 \quad (12.4)$$



Obr. 12.2 Schéma prehrievača P4.

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 3075,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na vstupe: $p_1 = 18 \text{ MPa}$

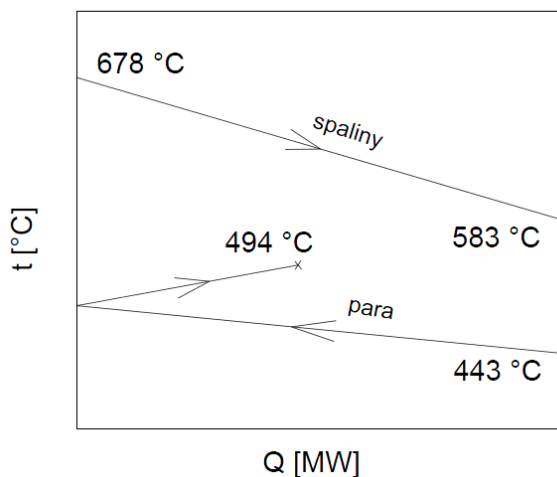
Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 443,07 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav pary na výstupe:

Entalpia pary na výstupe: $i_2 = 3255,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na výstupe: $p_2 = 17,7 \text{ MPa}$

Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 494,17 \text{ }^\circ\text{C}$



Obr. 12.3 Diagram priebehu teploty spalín a média v prehrievači P4.

12.1.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{443,07 + 494,17}{2} = 468,62 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.5)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18 + 17,7}{2} = 17,85 \text{ MPa} \quad (12.6)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak určené zo zdroja [10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0157 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,0844 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,83 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 1,14$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity pary:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0157 \cdot 2,83 \cdot 10^{-5} = 4,443 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.7)$$

Prietočný prierez pre paru:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 696 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,023^2}{4} \right) = 0,289 \text{ m}^2 \quad (12.8)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{p4}}{S_p} \cdot v_p = \frac{169,42}{0,289} \cdot 0,0157 = 9,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (12.9)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (12.10)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0844}{0,023} \cdot \left(\frac{9,2 \cdot 0,023}{4,443 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,14^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3100,1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

12.1.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Stredná výška ťahu:

$$A = \frac{A_1 + A_2}{2} = \frac{7,8 + 6,7}{2} = 7,25 \text{ m} \quad (12.11)$$

Prietočný prierez pre spaliny (svetlý prierez kanála):

$$S_{sp} = A \cdot B - A \cdot z_1 \cdot D \quad (12.12)$$

$$S_{sp} = 7,25 \cdot 18,94 - 7,25 \cdot 116 \cdot 0,032 = 110,4 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdu spalín:

$$w_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sv}}{S_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{sp}}{273,15}\right) \quad (12.13)$$

$$w_{sp} = \frac{46,93 \cdot 4,486}{110,4} \cdot \left(1 + \frac{630,22}{273,15}\right) = 6,31 \frac{m}{s}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre vystriedané usporiadanie trubiek:

$$\alpha_k = c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu}\right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (12.14)$$

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,36 \cdot \frac{0,0877}{0,032} \cdot \left(\frac{6,31 \cdot 0,032}{0,00012}\right)^{0,6} \cdot 0,62^{0,33} = 72,65 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $\lambda = 0,0877 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín.

$\nu = 0,00012 m^2 \cdot s^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity spalín.

$Pr = 0,62$ je Prandtlovo číslo pre spaliny.

λ, ν, Pr určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 630,22 ^\circ C$ a pomerný obsah vodnej pary v spalinách $r_{H_2O} = 0,151$.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych radov pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku

Pomerná uhlopriečna rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 5,03^2 + 1,89^2} = 3,15 \quad (12.15)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{5,03 - 1}{3,15 - 1} = 1,87 \quad (12.16)$$

Pre $1,7 < \varphi_\sigma < 4,5$ a $\sigma_1 \geq 3$ platí:

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,87^{0,1} = 0,36 \quad (12.17)$$

12.1.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy pre zväzky hladkých trubiek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) \quad (12.18)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,032 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,161 \cdot 0,06}{0,032^2} - 1\right) = 0,32 m$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{str}^{sp} + 273,15}{1000}\right) \quad (12.19)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,151}{3,16 \cdot \sqrt{0,0281 \cdot 0,32}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{630,22 + 273,15}{1000} \right) = 22,03 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Kde: $p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ je celkový parciálny tlak trojatómových plynov. U kotlov bez pretlaku v ohnisku platí: $p = 0,1 MPa \rightarrow p_{sp} = 0,1 \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,281 = 0,0281 MPa$

Súčiniteľ zoslabenia sáľania popolčekom:

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{str}^{sp} + 273,15)^2 \cdot d_{pop}^2}} \quad (12.20)$$

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(630,22 + 273,15)^2 \cdot 16^2}} = 0,072 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Optická hustota prostredia:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad (12.21)$$

$$k \cdot p \cdot s = (22,03 \cdot 0,281 + 0,072 \cdot 51,49) \cdot 0,1 \cdot 0,32 = 0,317$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,317} = 0,272 \quad (12.22)$$

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{P4}}{S} \cdot 10^3 \quad (12.23)$$

$$t_z = 468,62 + \left(0,00596 + \frac{1}{3100,1} \right) \cdot \frac{30495,6}{2812,78} \cdot 10^3 = 536,73 \text{ } ^\circ C$$

Kde: Q_{P4} je teplo odovzdané prehrievaču P4 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média $Q_{P4} = 30495,6 kW$.

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre prehrievače s vystriedaným usporiadaním:

$$\varepsilon = c_d \cdot c_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,0042 + 0,0026 = 0,00596 \quad (12.24)$$

$\varepsilon_0 = 0,0042$ určené podľa [8] v závislosti na w_{sp} a σ_2 .

$c_d = 0,8$ je opravný koeficient na vonkajší priemer trubky určený pre $D = 32 mm$ podľa [8]

c_f je opravný koeficient na frakciu častíc popolčeka pre uhlie možno brať $c_f = 1$

Prídavok $\Delta\varepsilon = 0,0026$ pre prehrievače s vystriedaným usporiadaním. [8]

Súčiniteľ prestupu tepla sáľaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (12.25)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,272 \cdot (903,37)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{809,88}{903,37}\right)^4}{1 - \frac{809,88}{903,37}} = 35,19 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 809,88 K$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 903,37 K$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

Vplyv voľného priestoru pred zväzkom na sálanie:

$$k_0 = \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_1}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_z} \right)^{0,07} \right] \quad (12.26)$$

$$k_0 = \left[1 + 0,5 \cdot \left(\frac{951,04}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{2300}{2660} \right)^{0,07} \right] = 1,49$$

Kde: $A = 0,5$ pri spaľovaní hnedého uhlia. [8]

$T_1 = t_1 + 273,15 = 951,04 K$ je absolútna teplota spalín v priestore pred zväzkom.

$l_0 = 2300 mm$ je hĺbka voľného objemu pred zväzkom.

$l_z = 2660 mm$ je hĺbka zväzku.

Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín:

$$\alpha_{s red} = k_0 \cdot \alpha_s = 1,49 \cdot 35,19 = 52,43 \frac{W}{m^2 K} \quad (12.27)$$

12.1.4 Tepelný výkon prehrievača

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{s red} + \alpha_k) = 0,95 \cdot (52,43 + 72,65) = 118,82 \frac{W}{m^2 K} \quad (12.28)$$

Kde: $\xi = 0,95$ je súčiniteľ využitia výhrevnej plochy. Určí sa podľa prevedenia výhrevnej plochy zo zdroja [8]

Súčiniteľ prestupu tepla pri spaľovaní tuhých palív a vystriedané usporiadanie zväzku:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1} \quad (12.29)$$

$$k = \frac{118,82}{1 + \left(0,00596 + \frac{1}{3100,1} \right) \cdot 118,82} = 68,03 \frac{W}{m^2 K}$$

Stredný logaritmický teplotný spád pre protiprúd:

$$\Delta t_{pr} = \frac{(t_1^{sp} - t_2^m) - (t_2^{sp} - t_1^m)}{\ln \frac{(t_1^{sp} - t_2^m)}{(t_2^{sp} - t_1^m)}} \quad (12.30)$$

$$\Delta t_{pr} = \frac{(677,89 - 494,17) - (582,55 - 443,07)}{\ln \frac{(677,89 - 494,17)}{(582,55 - 443,07)}} = 160,59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplotný spád prehrievača P4:

$$\Delta t = \Psi \cdot \Delta t_{pr} = 1 \cdot 160,59 = 160,59 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.31)$$

Súčiniteľ prechodu od protiprúdu k zložitejšej kombinácii $\Psi = 1$ sa určí v závislosti na pomere výhrevnej plochy súprúdej časti a celkovej výhrevnej plochy P4 a teplotných rozdieloch spalín a pary zo zdroja [8]

Tepelný výkon prehrievača P4:

$$Q_{P4}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{68,03 \cdot 2812,78 \cdot 160,59}{1000} = 30729,45 \text{ kW} \quad (12.32)$$

12.2 Prehrievač P2 – strop priestoru P4

Vonkajší priemer trubiek: $D = 38 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 6 \text{ mm}$

Vnútorý priemer trubiek: $d = 26 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 46 \text{ mm}$

Dĺžka trubiek: $l = 4950 \text{ mm}$

Počet paralelne zapojených trubiek: $n_{tr} = 410$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{46}{38} = 1,21 \quad (12.33)$$

Výhrevná plocha:

$$S = l \cdot B \cdot x = 4,95 \cdot 18,94 \cdot 0,98 = 91,88 \text{ m}^2 \quad (12.34)$$

Kde: $x = 0,98$ je uhlový súčiniteľ nástennej plochy, určený v závislosti na pomernej priečnej rozteči σ_1 zo zdroja [8].

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 3143,96 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na vstupe: $p_1 = 18,39 \text{ MPa}$

Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 463,77 \text{ } ^\circ\text{C}$

Stav pary na výstupe:

Entalpia pary na výstupe: $i_2 = 3145,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak pary na výstupe: $p_2 = 18,35 \text{ MPa}$

Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 463,92 \text{ } ^\circ\text{C}$

12.2.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{463,77 + 463,92}{2} = 463,85 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.35)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18,39 + 18,35}{2} = 18,37 \text{ MPa} \quad (12.36)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak určené zo zdroja[10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0149 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,0854 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,81 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 1,16$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0149 \cdot 2,81 \cdot 10^{-5} = 4,187 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (12.37)$$

Prietokový prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 410 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} \right) = 0,218 \text{ m}^2 \quad (12.38)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{p2}}{S_p} \cdot v_p = \frac{157,87}{0,218} \cdot 0,0149 = 10,79 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (12.39)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (12.40)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0854}{0,026} \cdot \left(\frac{10,79 \cdot 0,026}{4,187 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,16^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3671,72 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

12.2.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (12.41)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0877}{8,43} \cdot \left(\frac{6,31 \cdot 8,43}{0,00012} \right)^{0,8} \cdot 0,62^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 6,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: d_e je ekvivalentný priemer podľa vzťahu:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot S_{sp}}{2 \cdot (A + B)} = \frac{4 \cdot 110,4}{2 \cdot (7,25 + 18,94)} = 8,43 \text{ m} \quad (12.42)$$

w_{sp} je rýchlosť prúdu spalín (rovnaká pre celú oblasť).

λ , ν , Pr sú vlastnosti spalín (rovnaké pre celú oblasť) určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 630,22 \text{ } ^\circ\text{C}$ a pomerný obsah vodnej pary v spalínach $r_{H_2O} = 0,151$.

$c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

12.2.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (12.43)$$

$$t_z = 463,85 + \left(0,0043 + \frac{1}{3671,72} \right) \cdot \frac{195,76}{91,87} \cdot 10^3 = 473,59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané stropu oblasti doskových prehrievačov vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média.

$$Q_m = M_{P2} \cdot (i_2 - i_1) = 157,87 \cdot (3145,2 - 3143,96) = 195,76 \text{ kW} \quad (12.44)$$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre trúbky umiestnené na stene možno brať $\varepsilon = 0,0043$.

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (12.45)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,272 \cdot (903,37)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{746,74}{903,37} \right)^4}{1 - \frac{746,74}{903,37}} = 31,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $a = 0,272$ je stupeň čiernosti spalín (rovnaký pre celú oblasť).

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 746,74 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trúbek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 903,37 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

12.2.4 Tepelný výkon doplnkovej plochy

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \alpha_s + \alpha_k = 31,63 + 6,5 = 38,13 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (12.46)$$

Súčiniteľ prestupu tepla pre doplnkovú plochu sa určí zo vzťahu:

$$k = \Psi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = 0,35 \cdot \frac{1}{\frac{1}{38,13} + \frac{1}{3671,72}} = 13,21 \frac{W}{m^2 K} \quad (12.47)$$

Kde: Ψ je súčiniteľ tepelnej efektívnosti doplnkovej výhrevnej plochy. Pre tuhé palivo sa pohybuje v rozmedzí 0,71 až 0,35. [8] Volím: $\Psi = 0,35$.

Stredný teplotný spád pre doplnkovú plochu možno brať ako rozdiel stredných teplôt prúdu spalín a média:

$$\Delta t = t_{str}^{sp} - t_{str}^m = 630,22 - 463,85 = 166,37 \text{ } ^\circ C \quad (12.48)$$

Tepelný výkon doplnkovej plochy:

$$Q_{P2-strop P4}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{13,21 \cdot 91,88 \cdot 166,37}{1000} = 201,93 \text{ kW} \quad (12.49)$$

12.3 Tepelná bilancia v oblasti prehrievača P4

Celkové teplo prijaté výhrevnými plochami zo spalín v počítanej oblasti:

$$Q_{P4}^{obl} = Q_{P4}^{sp} + Q_{P2-strop P4}^{sp} \quad (12.50)$$

$$Q_{P4}^{obl} = 30729,45 + 201,93 = 30931,38 \text{ kW}$$

Bilančné teplo spalín predané v tejto oblasti:

$$Q_{P4}^{bil} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (12.51)$$

$$Q_{P4}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (4658,64 - 4004,3 + 102,91 \cdot 0,02) = 30681,55 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva vzduchu, odpovedajúca teplote prisávaného vzduchu 25 °C.

$\Delta\alpha = 0,02$ je nárast súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania falošného vzduchu v tejto oblasti.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie v tejto oblasti:

$$\Delta Q = \frac{Q_{P4}^{bil} - Q_{P4}^{obl}}{Q_{P4}^{bil}} \cdot 100 = \frac{30681,55 - 30931,38}{30681,55} \cdot 100 = -0,81 \% \quad (12.52)$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ [8]

13 OBLASŤ VRATNEJ KOMORY

Tento priestor sa nachádza na konci medziťahu kotla. Prúd spalín tu mení smer z vodorovného na zostupný zvislý smerom do ťahu s dodatkovými plochami. Nachádzajú sa tu tri rady závesných trubiek, ktorými prechádza para do zväzkovej časti P1 umiestnenej v druhom ťahu kotla. Šikmý strop vratnej komory je tvorený výstupnými trubkami P1.

ROZMERY SPALINOVÉHO KANÁLA A PARAMETRE SPALÍN

Rozmery ťahu na vstupe $A_1 \times B = 6,7 \times 18,94 \text{ m}$

Rozmery ťahu na výstupe $A_2 \times B = 6,5 \times 18,94 \text{ m}$

Parametre spalín:

Stav spalín na vstupe: $t_1^{sp} = 582,55 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_1 = 4004,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 568,93 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_2 = 3928,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1^{sp} + t_2^{sp}}{2} = \frac{582,55 + 568,93}{2} = 575,74 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13.1)$$

13.1 P1 - Závesné trubky

Prehrievač P1 je zavesený na 378 závesných trubkách usporiadaných v troch pozdĺžnych radoch. Pričom v každom z radov je 126 trubiek. Dĺžka, ktorou jednotlivé rady zasahujú do spalínového kanála je kvôli šikmému stropu obratovej komory u každého z nich iná.

Vonkajší priemer trubiek: $D = 38 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 5 \text{ mm}$

Vnútorný priemer trubiek: $d = 28 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 148 \text{ mm}$

Dĺžka trubiek prvého radu: $l_1 = 6000 \text{ mm}$

Dĺžka trubiek druhého radu: $l_2 = 4000 \text{ mm}$

Dĺžka trubiek tretieho radu: $l_3 = 2000 \text{ mm}$

Počet paralelne radených trubiek: $n_{tr} = 378$

Výhrevná plocha sa vypočíta ako obojstranná plocha pomyselných rovín prechádzajúcich osami závesných trubiek:

$$S = 2 \cdot B \cdot x \cdot (l_1 + l_2 + l_3) \quad (13.2)$$

$$S = 2 \cdot 18,94 \cdot 0,37 \cdot (6 + 4 + 2) = 168,19 \text{ m}^2$$

Kde: $x = 0,37$ je uhlový súčiniteľ. Určený v závislosti na σ_1 podľa zdroja [8].

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{148}{38} = 3,95 \quad (13.3)$$

Stav pary na vstupu:

$$\begin{aligned} \text{Entalpia pary na vstupe: } i_1 &= 2686,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Tlak pary na vstupe: } p_1 &= 18,9 \text{ MPa} \\ \text{Teplota pary na vstupe: } t_1^m &= 376,09 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Stav pary na výstupe (volený):

$$\begin{aligned} \text{Entalpia pary na výstupe: } i_2 &= 2699,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Tlak pary na výstupe: } p_2 &= 18,89 \text{ MPa} \\ \text{Teplota pary na výstupe: } t_2^m &= 377,39 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

13.1.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{376,09 + 377,39}{2} = 376,74 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13.4)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18,9 + 18,89}{2} = 18,895 \text{ MPa} \quad (13.5)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak [10]:

$$\begin{aligned} \text{Merný objem pary: } v_p &= 0,00911 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: } \lambda &= 0,119 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ je} \\ \text{Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: } \mu &= 2,51 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2} \\ \text{Prandtlovo číslo: } Pr &= 1,92 \\ \text{Súčiniteľ kinematickej viskozity pary: } \nu &= \end{aligned}$$

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,00911 \cdot 2,51 \cdot 10^{-5} = 2,287 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (13.6)$$

Prietokový prierez pre paru :

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 378 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} \right) = 0,233 \text{ m}^2 \quad (13.7)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{P1}}{S_p} \cdot v_p = \frac{150,22}{0,233} \cdot 0,00911 = 5,87 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (13.8)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (13.9)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,119}{0,028} \cdot \left(\frac{5,87 \cdot 0,028}{2,287 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,92^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 6146,97 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

13.1.2 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{obl}}{S_{obl} + S_{st,ZT}} = 3,6 \cdot \frac{742,5}{640,5 + 454,56} = 2,44 \text{ m} \quad (13.10)$$

Kde: $S_{st,ZT} = 2 \cdot B \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 2 \cdot 18,94 \cdot (6 + 4 + 2) = 454,56 \text{ m}^2$ je projekčná obojstranná plocha rovín prechádzajúcich závesnými trúbkami.

$V_{obl} = 742,5 \text{ m}^3$ je objem počítanej oblasti.

$S_{obl} = 640,5 \text{ m}^2$ je plocha ohraničujúca počítanú oblasť.

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{str}^{sp} + 273,15}{1000} \right) \quad (13.11)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,15}{3,16 \cdot \sqrt{0,0278 \cdot 2,44}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{575,74 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 7,81 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Kde: $p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ je celkový parciálny tlak trojatómových plynov. U kotlov bez pretlaku v ohnisku platí: $p = 0,1 \text{ MPa} \rightarrow p_{sp} = 0,1 \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,278 = 0,0278 \text{ MPa}$

Súčiniteľ zoslabenia sálania popolčekom:

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{str}^{sp} + 273,15)^2 \cdot d_{pop}^2}} \quad (13.12)$$

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(575,74 + 273,15)^2 \cdot 16^2}} = 0,076 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Optická hustota prostredia:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad (13.13)$$

$$k \cdot p \cdot s = (7,81 \cdot 0,278 + 0,076 \cdot 50,96) \cdot 0,1 \cdot 2,44 = 1,475$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín v oblasti vratnej komory:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,475} = 0,771 \quad (13.14)$$

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trúbkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (13.15)$$

$$t_z = 376,74 + \left(0,0043 + \frac{1}{6146,97} \right) \cdot \frac{1864,23}{168,19} \cdot 10^3 = 426,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané závesným trubkám vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média $Q_m = M_{P1} \cdot (i_2 - i_1) = 150,22 \cdot (2699,14 - 2686,73) = 1864,23 \text{ kW}$
 $\varepsilon = 0,0043$ je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy.

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (13.16)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,771 \cdot (848,89)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{699,35}{848,89}\right)^4}{1 - \frac{699,35}{848,89}} = 74,08 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 699,35 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 848,89 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

13.1.3 Tepelný výkon závesných trubiek

Tepelný výkon závesných trubiek sa určí zo vzťahu:

$$Q_{ZT}^{sp} = \frac{\alpha_s \cdot (t_{str}^{sp} - t_z) \cdot S}{1000} \quad (13.17)$$

$$Q_{ZT}^{sp} = \frac{74,08 \cdot (575,74 - 426,2) \cdot 168,19}{1000} = 1863,2 \text{ kW}$$

13.2 P1 – strop vratnej komory

Pod stropom vratnej komory prechádza 252 trubiek, ktorými je para zo zväzkov prehrievača P1 odvádzaná do výstupnej komory umiestnenej v medzistope kotla.

Vonkajší priemer trubiek $D = 44,5 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky $t = 5,5 \text{ mm}$

Vnútny priemer trubiek $d = 33,5 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek $s_1 = 74 \text{ mm}$

Dĺžka trubiek $l = 12734 \text{ mm}$

Počet paralelne radených trubiek $n_{tr} = 252$

Výhrevná plocha:

$$S = B \cdot l \cdot x = 18,94 \cdot 12,734 \cdot 0,77 = 185,71 \text{ m}^2 \quad (13.18)$$

Kde: $x = 0,77$ je uhlový súčiniteľ. Určený v závislosti na pomernej rozteči σ_1 podľa zdroja [8].

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{74}{44,5} = 1,66 \quad (13.19)$$

Stav pary na vstupu (volený):

$$\begin{aligned} \text{Entalpia pary na vstupe: } i_1 &= 2941,27 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Tlak pary na vstupe: } p_1 &= 18,69 \text{ MPa} \\ \text{Teplota pary na vstupe: } t_1^m &= 415,12 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Stav pary na výstupe:

$$\begin{aligned} \text{Entalpia pary na výstupe: } i_2 &= 2952,67 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Tlak pary na výstupe: } p_2 &= 18,65 \text{ MPa} \\ \text{Teplota pary na výstupe: } t_2^m &= 417,31 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

13.2.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{415,12 + 417,31}{2} = 416,22 \text{ }^\circ\text{C} \quad (13.20)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18,69 + 18,65}{2} = 18,67 \text{ MPa} \quad (13.21)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak [10]:

$$\begin{aligned} \text{Merný objem pary: } v_p &= 0,0122 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \\ \text{Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: } \lambda &= 0,0903 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ je} \\ \text{Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: } \mu &= 2,62 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2} \\ \text{Prandtlovo číslo: } Pr &= 1,37 \\ \text{Súčiniteľ kinematickej viskozity pary: } \nu &= v_p \cdot \mu \end{aligned}$$

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0122 \cdot 2,62 \cdot 10^{-5} = 3,196 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (13.22)$$

Prietokový prierez pre paru:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 252 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,0335^2}{4} \right) = 0,222 \text{ m}^2 \quad (13.23)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{p1}}{S_p} \cdot v_p = \frac{150,22}{0,222} \cdot 0,0122 = 8,26 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (13.24)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (13.25)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0903}{0,0335} \cdot \left(\frac{8,26 \cdot 0,0335}{3,196 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,37^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3953,61 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

13.2.2 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Teplota vonkajšieho povrchu nánosu na trubkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (13.26)$$

$$t_z = 416,22 + \left(0,0043 + \frac{1}{3953,61} \right) \cdot \frac{1712,51}{185,71} \cdot 10^3 = 458,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané stropu vratnej komory vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média

$$Q_m = M_{p1} \cdot (i_2 - i_1) \quad (13.27)$$

$$Q_m = 150,22 \cdot (2952,67 - 2941,27) = 1712,51 \text{ kW}$$

$\varepsilon = 0,0043$ je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy.

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (13.28)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,771 \cdot (848,89)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{731,35}{848,89} \right)^4}{1 - \frac{731,35}{848,89}} = 78,47 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $a = 0,771$ je stupeň čiernosti prúdu spalín v oblasti vratnej komory.

$a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 731,35 \text{ K}$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 848,89 \text{ K}$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

13.2.3 Tepelný výkon stropu vratnej komory

Tepelný výkon sa určí zo vzťahu:

$$Q_{P1-strop}^{sp} = \frac{\alpha_s \cdot (t_{str}^{sp} - t_z) \cdot S}{1000} = \quad (13.29)$$

$$Q_{P1-strop}^{sp} = \frac{78,47 \cdot (575,74 - 458,2) \cdot 185,71}{1000} = 1712,87 \text{ kW}$$

13.3 Tepelná bilancia v oblasti vratnej komory

Celkové teplo prijaté výhrevnými plochami zo spalín v počítanej oblasti:

$$Q_{VK}^{obl} = Q_{ZT}^{sp} + Q_{P1-strop}^{sp} \quad (13.30)$$

$$Q_{VK}^{obl} = 1863,2 + 1712,87 = 3576,07 \text{ kW}$$

Bilančné teplo spalín předané v této oblasti:

$$Q_{VK}^{bil} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (13.31)$$

$$Q_{VK}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (4004,3 - 3928,93 + 102,91 \cdot 0,01) = 3571,07 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva vzduchu odpovedajúca teplote prisávaného vzduchu 25 °C.

$\Delta\alpha = 0,01$ je nárast súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania falošného vzduchu v tejto oblasti.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie v tejto oblasti:

$$\Delta Q = \frac{Q_{VK}^{bil} - Q_{VK}^{obl}}{Q_{VK}^{bil}} \cdot 100 = \frac{3571,07 - 3576,07}{3571,07} \cdot 100 = -0,14\% \quad (13.32)$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ [8]

14 PREHRIEVAČ P1

Zvážková časť prehrievača P1 je prvá výhrevná plocha v druhom ťahu kotla. Tvoria ju dva zvážky hladkých trubiek s vystriedaným usporiadaním. Okrem toho sa tu nachádzajú závesné trubky. Veľkosť ich výhrevnej plochy v tejto oblasti však nepresahuje 5 % veľkosti hlavnej plochy. Nie je preto potrebné ich počítať zvlášť, ich plocha sa pripočíta k ploche zvážkovej časti P1.

ROZMERY SPALINOVÉHO KANÁLA A PARAMETRE SPALÍN

Rozmery ťahu : $A \times B = 6,5 \times 18,94 \text{ m}$

Parametre spalín:

Stav spalín na vstupe: $t_1^{sp} = 568,93 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_1 = 3928,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 460,27 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{entalpia } I_2 = 3152,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1^{sp} + t_2^{sp}}{2} = \frac{568,93 + 460,27}{2} = 514,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (14.1)$$

PARAMETRE PREHRIEVAČA P1

Vonkajší priemer trubiek $D = 35 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky $t = 5 \text{ mm}$

Vnútorný priemer trubiek $d = 25 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek $s_1 = 148 \text{ mm}$

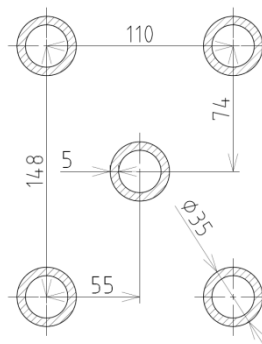
Pozdĺžna rozteč trubiek $s_2 = 55 \text{ mm}$

Počet radov priečne $z_1 = 126$

Počet radov pozdĺžne $z_2 = 52$

Stredná dĺžka hada $l = 85500 \text{ mm}$

Počet paralelne radených trubiek $n_{tr} = 504$



Obr. 14.1 Trubky prehrievača P1.

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{148}{35} = 4,23 \quad (14.2)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{55}{35} = 1,57 \quad (14.3)$$

Výhrevná plocha zvážkov:

$$S_{zv} = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot l = 504 \cdot \pi \cdot 0,035 \cdot 85,5 = 4738,21 \text{ m}^2 \quad (14.4)$$

Výhrevná plocha závesných trubiek sa vypočíta ako obojstranná plocha rovín prechádzajúcich radami trubiek násobená uhlovým súčiniteľom:

$$S_{zt} = 2 \cdot z_{zt} \cdot B \cdot l_{zt} \cdot x = 2 \cdot 3 \cdot 18,94 \cdot 4,3 \cdot 0,37 = 180,8 \text{ m}^2 \quad (14.5)$$

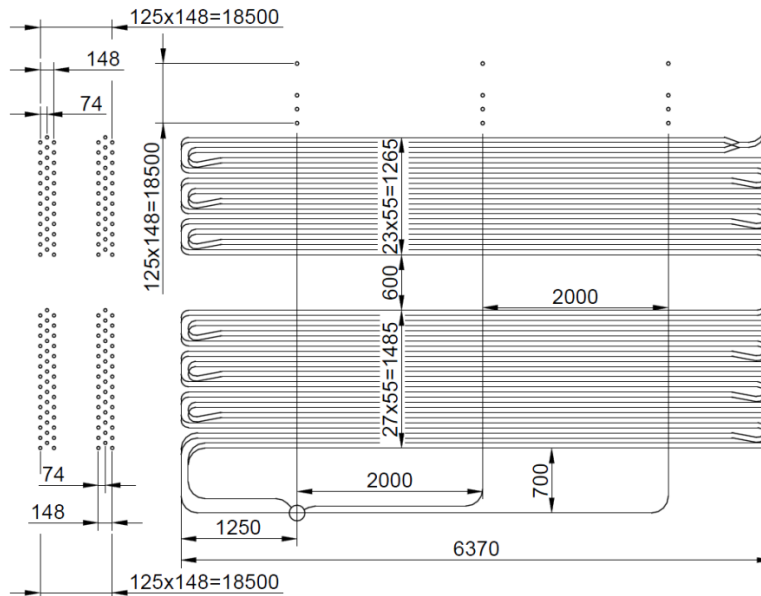
Kde: $z_{zt} = 3$ je počet rad závesných trubiek.

$l_{zt} = 4,3 \text{ m}$ je dĺžka závesných trubiek v oblasti P1.

$x = 0,37$ je uhlový súčiniteľ.

Výpočtová výhrevná plocha zvážkovej časti P1:

$$S = S_{zv} + S_{zt} = 4738,21 + 180,8 = 4919,01 \text{ m}^2 \quad (14.6)$$



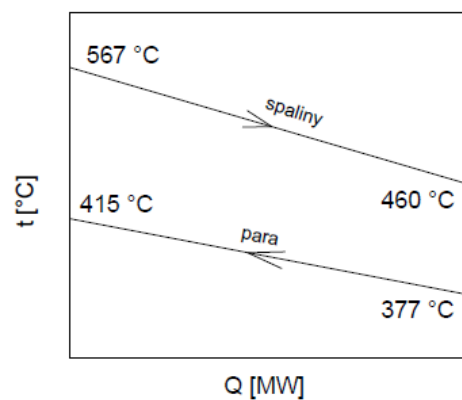
Obr. 14.1 Schéma zvážkov prehrievača P1.

Stav pary na vstupe:

Entalpia pary na vstupe: $i_1 = 2699,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak pary na vstupe: $p_1 = 18,89 \text{ MPa}$
 Teplota pary na vstupe: $t_1^m = 377,39 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav pary na výstupe:

Entalpia pary na výstupe: $i_2 = 2941,27 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak pary na výstupe: $p_2 = 18,69 \text{ MPa}$
 Teplota pary na výstupe: $t_2^m = 415,12 \text{ }^\circ\text{C}$



Obr.14.2 Diagram teplôt spalín a média v zvážkovej časti prehrievača P1.

14.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^m = \frac{t_1^m + t_2^m}{2} = \frac{377,39 + 415,12}{2} = 396,26 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14.7)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^m = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{18,89 + 18,69}{2} = 18,79 \text{ MPa} \quad (14.8)$$

Vlastnosti pary pre strednú teplotu a tlak [10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0108 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,098 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,55 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 1,55$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0108 \cdot 2,55 \cdot 10^{-5} = 2,754 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (14.9)$$

Prietokový prierez pary:

$$S_p = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 504 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \right) = 0,247 \text{ m}^2 \quad (14.10)$$

Rýchlosť prúdu pary:

$$w_p = \frac{M_{MP1}}{S_p} \cdot v_p = \frac{150,22}{0,247} \cdot 0,0108 = 6,57 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (14.11)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (14.12)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,098}{0,025} \cdot \left(\frac{6,57 \cdot 0,025}{2,754 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,55^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 4483,11 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

14.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Prietokový prierez pre spaliny (svetlý prierez kanála):

$$S_{sp} = A \cdot B - A \cdot z_1 \cdot D \quad (14.13)$$

$$S = 6,5 \cdot 18,94 - 6,5 \cdot 126 \cdot 0,035 = 94,45 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdu spalín:

$$w_{sp} = \frac{M_{Pv} \cdot O_{SV}}{S_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{sp}}{273,15} \right) \quad (14.14)$$

$$w_{sp} = \frac{46,93 \cdot 4,565}{94,45} \cdot \left(1 + \frac{514,6}{273,15}\right) = 6,54 \frac{m}{s}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre zväzky s vystriedaným usporiadaním trubiek:

$$\alpha_k = c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu}\right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (14.15)$$

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,36 \cdot \frac{0,0682}{0,035} \cdot \left(\frac{6,54 \cdot 0,035}{7,963 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,6} \cdot 0,64^{0,33} = 71,98 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $\lambda = 0,0682 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín.

$\nu = 7,963 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity spalín.

$Pr = 0,64$ je Prandtlovo číslo pre spaliny.

λ, ν, Pr určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 514,6^\circ C$ a pomerný obsah vodnej pary v spalínach $r_{H_2O} = 0,149$.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych rad pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku

Pomerná uhlopriečna rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 4,23^2 + 1,57^2} = 2,63 \quad (14.16)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{4,23 - 1}{2,63 - 1} = 1,98 \quad (14.17)$$

Pre $\sigma_1 \geq 3$ a $\varphi_\sigma \in (1,7; 4,5)$ sa c_s určí zo vzťahu:

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,98^{0,1} = 0,36 \quad (14.18)$$

14.3 Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín

Efektívna hrúbka sálavej vrstvy pre zväzky hladkých trubiek:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) \quad (14.19)$$

$$S = 0,9 \cdot 0,035 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,148 \cdot 0,055}{0,035^2} - 1\right) = 0,235 m$$

Súčiniteľ zoslabenia sálania trojatómovými plynmi:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{str}^{sp} + 273,15}{1000}\right) \quad (14.20)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,149}{3,16 \cdot \sqrt{0,0276 \cdot 0,235}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{514,6 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 27,64 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Kde: $p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ je celkový parciálny tlak trojatómových plynov. U kotlov bez pretlaku v ohnisku platí: $p = 0,1 \text{ MPa} \rightarrow p_{sp} = 0,1 \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,276 = 0,0276 \text{ MPa}$

Súčiniteľ zoslabenia sáľania popolčekom:

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{str}^{sp} + 273,15)^2 \cdot d_{pop}^2}} \quad (14.21)$$

$$k_p = \frac{43}{\sqrt[3]{(514,6 + 273,15)^2 \cdot 16^2}} = 0,079 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Optická hustota prostredia:

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s \quad (14.22)$$

$$k \cdot p \cdot s = (27,64 \cdot 0,0276 + 0,079 \cdot 50,6) \cdot 0,1 \cdot 0,235 = 0,273$$

Stupeň čiernosti prúdu spalín:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,273} = 0,239 \quad (14.23)$$

Teplota vonkajšieho povrchu nánosů na trúbkách:

$$t_z = t_{str}^m + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_m}{S} \cdot 10^3 \quad (14.24)$$

$$t_z = 396,26 + \left(0,00583 + \frac{1}{4483,11} \right) \cdot \frac{36372,77}{4919,01} \cdot 10^3 = 441,02 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kde: Q_m je teplo odovzdané zväzkovej časti prehrievača P1 vypočítané z rovnice tepelnej bilancie na strane média.

$$Q_m = M_{P1} \cdot (i_2 - i_1) \quad (14.25)$$

$$Q_m = 150,22 \cdot (2941,27 - 2699,14) = 36372,77 \text{ kW}$$

ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre prehrievače s vystriedaným usporiadaním:

$$\varepsilon = c_d \cdot c_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,0042 + 0,0026 = 0,00583 \quad (14.26)$$

$\varepsilon_0 = 0,0038$ určené podľa [8] v závislosti na w_{sp} a σ_2 .

$c_d = 0,85$ je opravný koeficient na vonkajší priemer trubky určený pre $D = 35 \text{ mm}$ podľa [8]

c_f je opravný koeficient na frakciu častíc popolčeku pre uhlie možno brať $c_f = 1$

Prídavok $\Delta\varepsilon = 0,0026$ pre prehrievače s vystriedaným usporiadaním. [8]

Súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín pri spaľovaní tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot (T_{str}^{sp})^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{str}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{str}^{sp}}} \quad (14.27)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,239 \cdot (787,75)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{714,17}{787,75}\right)^4}{1 - \frac{714,17}{787,75}} = 20,82 \frac{W}{m^2 K}$$

Kde: $a_{st} = 0,8$ je stupeň čiernosti povrchu stien. [8]

$T_z = t_z + 273,15 = 714,17 K$ je absolútna teplota povrchu trubiek.

$T_{str}^{sp} = t_{str}^{sp} + 273,15 = 787,75 K$ je stredná absolútna teplota prúdu spalín.

Vplyv voľného priestoru pred zväzkom na sálanie:

$$k_0 = \left[1 + A \cdot \left(\frac{T_1}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{l_0}{l_z}\right)^{0,07} \right] \quad (14.28)$$

$$k_0 = \left[1 + 0,5 \cdot \left(\frac{842,08}{1000}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{4600}{3351}\right)^{0,07} \right] = 1,49$$

Kde: $A = 0,5$ pri spaľovaní hnedého uhlia. [8]

$T_1 = t_1 + 273,15 = 842,08 K$ je absolútna teplota spalín v priestore pred zväzkom

$l_0 = 4600 mm$ je hĺbka voľného objemu pred zväzkom

$l_z = 3351 mm$ je hĺbka zväzku

Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla sálaním zo strany spalín:

$$\alpha_{s red} = k_0 \cdot \alpha_s = 1,49 \cdot 20,82 = 31,02 \frac{W}{m^2 K} \quad (14.29)$$

14.4 Tepelný výkon prehrievača a kontrola tepelnej bilancie

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{s red} + \alpha_k) = 1 \cdot (31,02 + 71,98) = 103 \frac{W}{m^2 K} \quad (14.30)$$

Kde: $\xi = 1$ je súčiniteľ využitia výhrevnej plochy. Určí sa podľa prevedenia výhrevnej plochy zo zdroja [8]

Súčiniteľ prestupu tepla pri spaľovaní tuhých palív a vystriedané usporiadanie zväzku:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \alpha_1} \quad (14.31)$$

$$k = \frac{103}{1 + \left(0,00583 + \frac{1}{4483,11}\right) \cdot 103} = 63,44 \frac{W}{m^2K}$$

Stredný logaritmický teplotný spád pre protiprúd:

$$\Delta t = \frac{(t_1^{sp} - t_2^m) - (t_2^{sp} - t_1^m)}{\ln \frac{(t_1^{sp} - t_2^m)}{(t_2^{sp} - t_1^m)}} \quad (14.32)$$

$$\Delta t = \frac{(568,93 - 415,12) - (460,27 - 377,39)}{\ln \frac{(568,93 - 415,12)}{(460,27 - 377,39)}} = 114,71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon zväzkovej časti prehrievača P1:

$$Q_{P1}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{63,44 \cdot 4919,01 \cdot 114,71}{1000} = 35796,63 \text{ kW} \quad (14.33)$$

Bilančné teplo spalín predané v tejto oblasti:

$$Q_{P1}^{bil} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (14.34)$$

$$Q_{P1}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (3928,93 - 3152,47 + 102,91 \cdot 0,01) = 36341,61 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva vzduchu, odpovedajúca teplote prisávaného vzduchu 25 °C.

$\Delta\alpha = 0,01$ je nárast súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania falošného vzduchu v tejto oblasti.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie v tejto oblasti:

$$\Delta Q = \frac{Q_{P1}^{bil} - Q_{P1}^{sp}}{Q_{P1}^{bil}} \cdot 100 = \frac{36341,61 - 35796,63}{36341,61} \cdot 100 = 1,5 \% \quad (14.35)$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ [8]

15 EKONOMIZÉR

15.1 Popis potřebných konstrukčních úprav ekonomizéra

Navrhovaný typ katalyzátoru pro správnou funkci potřebuje aby teplota spalín ležala v „teplotnom okne“ 310 – 400 °C. Najvhodnejšia pozícia pre jeho umiestnenie je teda v druhom ťahu kotla medzi zväzkami ekonomizéra, kde môžeme očakávať teploty v tomto rozsahu. Keďže súčasné usporiadanie výhrevných plôch v druhom ťahu kotla neposkytuje dostatok priestoru pre inštaláciu katalyzátoru, je potrebné rozšíriť spalínový kanál a zmeniť konštrukčné riešenie ekonomizéra. Ekonomizér bude vertikálne rozdelený na dva diely medzi ktorými bude umiestnený katalyzátor.

Súčasný murovaný spalínový kanál nahradí nový plechový kanál. Takže rozmery sa zmenia z pôvodných $A = 6500 \text{ mm}$, $B = 18940 \text{ mm}$ na $7070 \times 19720 \text{ mm}$.

15.1.1 Požiadavky na nový ekonomizér:

- teplota spalín za prvým dielom musí byť v rozmedzí 310 – 400 °C.
- Zachovaná výška voľného priestoru (820 mm) medzi zväzkami ekonomizéra.
- Výška zväzku nesmie prekročiť 1100 mm.
- Výhrevná plocha nového ekonomizéra by mala byť približne rovnaká ako plocha pôvodného aby nedošlo k poklesu jeho tepelného výkonu a nárastu komínovej straty vplyvom slabšieho vychladenia spalín. (Teplota za kotlom maximálne 171°C)

15.1.2 Návrh nového usporiadania ekonomizéra

Aby boli splnené protichodné požiadavky na vytvorenie priestoru a zachovanie výhrevnej plochy musí mať EKO menej zväzkov s hustejším usporiadaním trubiek.

Počet zväzkov v jednej vetve: $n_{zv} = 3$

Voľba trubiek:

Ohrievače vody vysokotlakých kotlov sa zhotovujú z hladkých oceľových trubiek s priermi 28, 32 a 38 mm. U veľmi vysokých a nadkritických tlakov sa volí priemer 28 mm. [8] Hrúbka steny sa určuje pevnostným výpočtom, u práškových kotlov sa volia väčšie prídavky kvôli abrázii popolčekom takže výsledná hrúbka dosahuje 4 až 5 mm. [9]

Volím rovnaké trubky ako u pôvodného ekonomizéra:

Vonkajší priemer trubiek:..... $D = 28 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky:..... $t = 4,5 \text{ mm}$

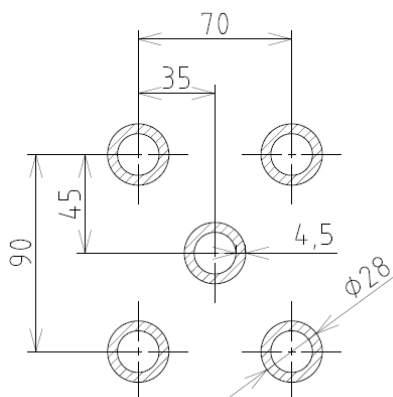
Vnútorý priemer trubiek:..... $d = 19 \text{ mm}$

Voľba roztečí a počtu trubiek:

Odporúčaná veľkosť priečnej rozteče pre zväzky s nechladenými závesmi alebo podperami je: $s_1 = 2 \cdot D$ až $2,5 \cdot D = 56$ až 70 mm . Veľkosť pozdĺžnej rozteče je obmedzená spôsobom upevnenia hadov a minimálnym dovoleným polomerom ohybu trubiek. Odporúča sa voliť polomer ohybu $R \geq 1,5 \cdot D$. [8] S prihliadnutím k týmto odporúčaniam volím rozeče:

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 70 \text{ mm}$

Pozdĺžna rozteč trubiek: $s_2 = 45 \text{ mm}$



Obr. 15.1 Trubky ekonomizéra.

Počet trubiek v jednom rade:

$$n_{1r} = \frac{A}{s_1} - 0,5 = \frac{7070}{70} - 0,5 = 100,5 \quad (15.1)$$

Volím 100 trubiek v jednom rade.

Rýchlosť vody v ekonomizéri sa má pohybovať v rozmedzí 0,4 – 1,2 m/s, aby bola táto podmienka splnená budú 4 rady trubiek zapojené paralelne takže

15.2 Ekonomizér EKO2

EKO2 je časť ekonomizéra, ktorá je druhá po prúde média. V spalinovom kanáli je umiestnená nad katalyzátor. EKO2 tvoria dve paralelné vetvy, v každej z nich je jeden zväzok hladkých trubiek s vystriedaným usporiadaním.

ROZMERY SPALINOVÉHO KANÁLA A PARAMETRE SPALÍN

Rozmery ťahu : $A \times B = 7,07 \times 19,72 \text{ m}$

Stav spalín na vstupe: $t_2^{sp} = 460,27 \text{ °C} \rightarrow \text{entalpia } I_2 = 3152,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 379,56 \text{ °C} \rightarrow \text{entalpia } I_2 = 2594,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1^{sp} + t_2^{sp}}{2} = \frac{460,27 + 379,56}{2} = 419,92 \text{ °C} \quad (15.2)$$

PARAMETRE ZVÄZKU EKONOMIZÉRA

Vonkajší priemer trubiek: $D = 28 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 4,5 \text{ mm}$

Vnútorý priemer trubiek: $d = 19 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 70 \text{ mm}$

Pozdĺžna rozteč trubiek: $s_2 = 45 \text{ mm}$

Počet radov priečne: $z_1 = 100$
 Počet radov pozdĺžne: $z_2 = 24$
 Stredná dĺžka hada: $l = 58400 \text{ mm}$
 Počet paralelne radených trubiek: $n_{tr} = 400$

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{70}{28} = 2,5 \quad (15.3)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

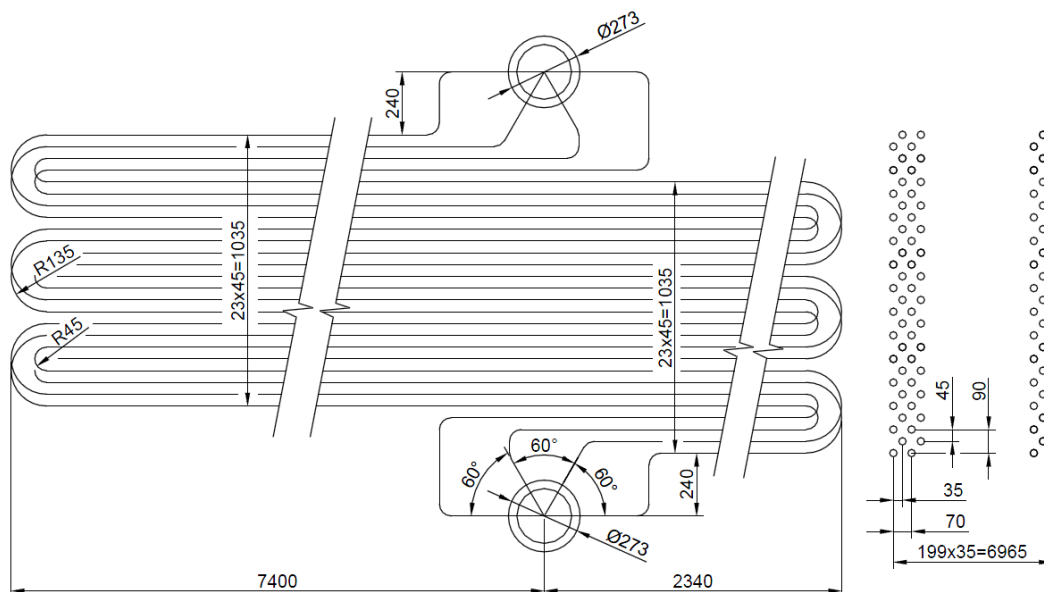
$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{45}{28} = 1,61 \quad (15.4)$$

Výhrevná plocha zväzku:

$$S_{zv} = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot l = 400 \cdot \pi \cdot 0,028 \cdot 58,4 = 2054,85 \text{ m}^2 \quad (15.5)$$

Ekonomizér má dve rovnaké paralelné vetvy, takže celková výhrevná plocha EKO2 je dvojnásobkom plochy jedného zväzku.

$$S = 2 \cdot S_{zv} = 2 \cdot 2054,85 = 4109,71 \text{ m}^2 \quad (15.6)$$



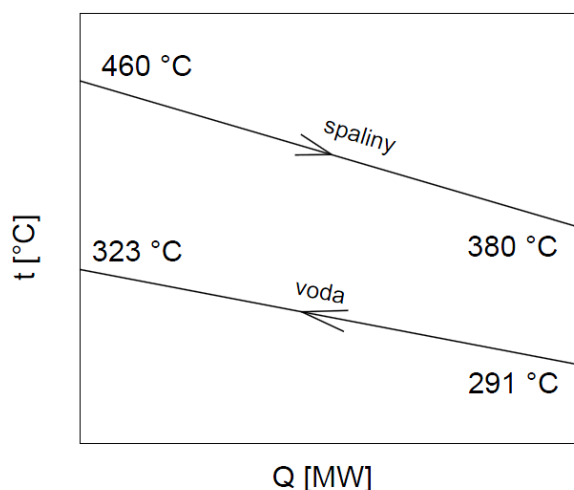
Obr. 15.2 Schéma jednej vetvy EKO2.

Stav vody na vstupe:

Entalpia vody na vstupe: $i_1 = 1286,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak vody na vstupe: $p_1 = 20,6 \text{ MPa}$
 Teplota vody na vstupe: $t_1^m = 290,96 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav vody na výstupe:

Entalpia vody na výstupe: $i_2 = 1460,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak vody na výstupe: $p_2 = 20,4 \text{ MPa}$
 Teplota vody na výstupe: $t_2^m = 322,71 \text{ }^\circ\text{C}$



Obr. 15.3 Diagram priebehu teplôt spalín a vody v ekonomizéri EKO2.

15.2.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Prietočný prierez pre spaliny (svetlý prierez kanála):

$$S_{sp} = A \cdot B - B \cdot z_1 \cdot D \quad (15.7)$$

$$S_{sp} = 7,07 \cdot 19,72 - 19,72 \cdot 100 \cdot 0,028 = 84,2 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdu spalín:

$$w_{sp} = \frac{M_{Pv} \cdot O_{SV}}{S_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{sp}}{273,15}\right) \quad (15.8)$$

$$w_{sp} = \frac{46,93 \cdot 4,604}{84,2} \cdot \left(1 + \frac{419,92}{273,15}\right) = 6,51 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre vystriedané usporiadanie trubiek:

$$\alpha_k = c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu}\right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (15.9)$$

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,0598}{0,028} \cdot \left(\frac{6,51 \cdot 0,028}{6,39 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,6} \cdot 0,65^{0,33} = 76,74 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $\lambda = 0,0598 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín.

$\nu = 6,39 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity spalín.

$Pr = 0,65$ je Prandtlovo číslo pre spaliny.

λ, ν, Pr určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 419,92 \text{ °C}$ a pomerný obsah vodnej pary v spaliniach $r_{H_2O} = 0,148$.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych radov pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku

Poměrná uhlopriečna rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2,5^2 + 1,61^2} = 2,04 \quad (15.10)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,5 - 1}{2,04 - 1} = 1,44 \quad (15.11)$$

Pre $\varphi_\sigma \in (0,1; 1,7)$ platí vzťah:

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,44^{0,1} = 0,35 \quad (15.12)$$

15.2.2 Tepelný výkon EKO2 a kontrola tepelnej bilancie

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot \alpha_k = 0,96 \cdot 76,74 = 73,67 \frac{W}{m^2 K} \quad (15.13)$$

Kde: $\xi = 0,96$ je súčiniteľ využitia výhrevnej plochy.

Súčiniteľ prestupu tepla pre ohrievače vody a odparovacie plochy pri spaľovaní tuhých palív a vystriedané usporiadanie zväzku sa určí zo vzťahu:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{73,67}{1 + 0,003975 \cdot 73,67} = 56,98 \frac{W}{m^2 K} \quad (15.14)$$

Kde: ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre priečne omývané zväzky hladkých trubiek s vystriedaným usporiadaním:

$$\varepsilon = c_d \cdot c_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,65 \cdot 1 \cdot 0,0035 + 0,0017 = 0,003975 \quad (15.15)$$

$\varepsilon_0 = 0,0035$ určené podľa [8] v závislosti na w_{sp} a σ_2 .

$c_d = 0,65$ je opravný koeficient na vonkajší priemer trubky určený pre $D = 28 \text{ mm}$ podľa [8]

c_f je opravný koeficient na frakciu častíc popolčeku pre uhlie možno brať

$c_f = 1$

Prídavok $\Delta\varepsilon = 0,0017$ pre ekonomizéry v oblasti teplôt nad 400°C . [8]

Stredný logaritmický teplotný spád pre protiprúd:

$$\Delta t = \frac{(t_1^{sp} - t_2^m) - (t_2^{sp} - t_1^m)}{\ln \frac{(t_1^{sp} - t_2^m)}{(t_2^{sp} - t_1^m)}} \quad (15.16)$$

$$\Delta t = \frac{(460,27 - 322,71) - (379,56 - 290,96)}{\ln \frac{(460,27 - 290,96)}{(379,56 - 322,71)}} = 111,29^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon ekonomizéra EKO2:

$$Q_{EKO2}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{56,98 \cdot 4109,71 \cdot 111,29}{1000} = 26060,92 \text{ kW} \quad (15.17)$$

Bilančné teplo spalín predané v tejto oblasti:

$$Q_{EKO2}^{bil} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (15.18)$$

$$Q_{EKO2}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (3152,47 - 2594,99 + 102,91 \cdot 0,015) = 26130,04 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva vzduchu, odpovedajúca teplote prisávaného vzduchu 25 °C.

$\Delta\alpha = 0,015$ je nárast súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania falošného vzduchu v tejto oblasti.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie EKO2:

$$\Delta Q = \frac{Q_{EKO2}^{bil} - Q_{EKO2}^{sp}}{Q_{EKO2}^{sp}} \cdot 100 \quad (15.19)$$

$$\Delta Q = \frac{26130,04 - 26060,92}{26130,04} \cdot 100 = 0,26 \%$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ [8]. To znamená, že za touto výhrevnou plochou možno očakávať odhadovanú teplotu spalín. Tá sa nachádza pri hornej hranici teplotného okna pre selektívnu katalytickú redukciu. Čo je vyhovujúce, vzhľadom na to, že výpočet bol urobený pre menovitý výkon a pri čiastkových výkonoch možno očakávať pokles tejto teploty.

15.3 Ekonomizér EKO1

Ekonomizér EKO1 je podobne ako EKO2 rozdelený na dve rovnaké paralelné vetvy. V každej vetve sa nachádzajú dva priečne omývané ležaté zväzky hladkých trubiek.

ROZMERY SPALINOVÉHO KANÁLA A PARAMETRE SPALÍN

Rozmery ťahu:

$$A \times B = 7,07 \times 19,72 \text{ m}$$

Stav spalín na vstupe: $t_1^{sp} = 379,56 \text{ °C} \rightarrow$ entalpia $I_1 = 2594,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 290,36 \text{ °C} \rightarrow$ entalpia $I_2 = 1985,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1^{sp} + t_2^{sp}}{2} = \frac{379,56 + 290,36}{2} = 334,96 \text{ °C} \quad (15.20)$$

PARAMETRE EKONOMIZÉRA

Vonkajší priemer trubiek: $D = 28 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 4,5 \text{ mm}$

Vnútorý priemer trubiek: $d = 19 \text{ mm}$

Priečna rozteč trubiek: $s_1 = 70 \text{ mm}$

Pozdĺžna rozteč trubiek: $s_2 = 45 \text{ mm}$

Počet radov priečne: $z_1 = 100$

Počet radov pozdĺžne: $z_2 = 24$
 Stredná dĺžka hada: $l = 112847 \text{ mm}$
 Počet paralelne radených trubiek: $n_{tr} = 400$

Pomerná priečna rozteč:

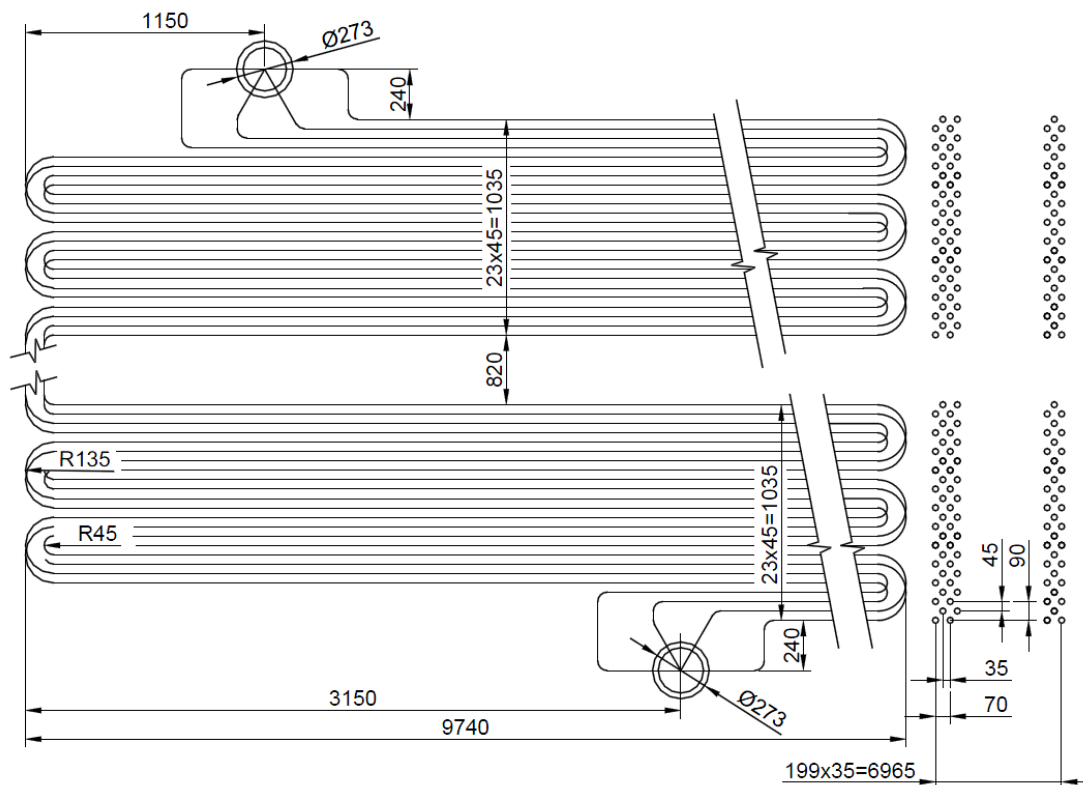
$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{70}{28} = 2,5 \quad (15.21)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{45}{28} = 1,61 \quad (15.22)$$

Veľkosť výhrevnej plochy EKO1:

$$S = 2 \cdot n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot l = 2 \cdot 400 \cdot \pi \cdot 0,028 \cdot 112,847 = 7941,23 \text{ m}^2 \quad (15.23)$$



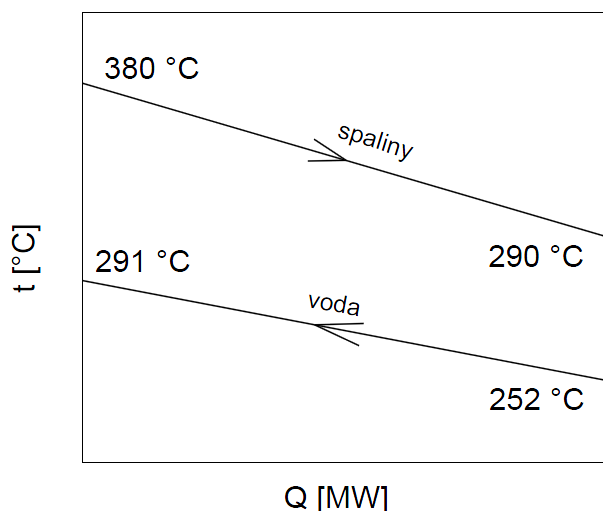
Obr. 15.4 Schéma jednej vetvy EKO1.

Stav vody na vstupe:

Entalpia vody na vstupe: $i_1 = 1096,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak vody na vstupe: $p_1 = 21 \text{ MPa}$
 Teplota vody na vstupe: $t_1^m = 252 \text{ }^\circ\text{C}$

Stav vody na výstupe:

Entalpia vody na výstupe: $i_2 = 1286,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
 Tlak vody na výstupe: $p_2 = 20,6 \text{ MPa}$
 Teplota vody na výstupe: $t_2^m = 290,96 \text{ }^\circ\text{C}$



Obr. 15.5 Diagram priebehu teplôt spalín a vody v ekonomizéri EKO1.

15.3.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou zo strany spalín

Prietočný prierez pre spaliny (svetlý prierez kanála):

$$S_{sp} = A \cdot B - B \cdot z_1 \cdot D \quad (15.24)$$

$$S_{sp} = 7,07 \cdot 19,72 - 19,72 \cdot 100 \cdot 0,028 = 84,2 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdu spalín:

$$w_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sv}}{S_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{sp}}{273,15}\right) \quad (15.25)$$

$$w_{sp} = \frac{46,93 \cdot 4,659}{84,2} \cdot \left(1 + \frac{334,96}{273,15}\right) = 5,78 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre vystriedané usporiadanie trubiek:

$$\alpha_k = c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu}\right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (15.26)$$

$$\alpha_k = 1 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,0522}{0,028} \cdot \left(\frac{5,78 \cdot 0,028}{5,1 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,6} \cdot 0,66^{0,33} = 71,76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $\lambda = 0,0522 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín.

$\nu = 5,1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity spalín.

$Pr = 0,66$ je Prandtlovo číslo pre spaliny.

λ, ν, Pr určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 334,96$ a pomerný obsah vodnej pary v spalínach $r_{H_2O} = 0,146$ v počítanej oblasti.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych rad pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku

Poměrná uhlopriečna rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2,5^2 + 1,61^2} = 2,04 \quad (15.27)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,5 - 1}{2,04 - 1} = 1,44 \quad (15.28)$$

Pre $\varphi_\sigma \in (0,1; 1,7)$ platí vzťah:

$$c_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,44^{0,1} = 0,35 \quad (15.29)$$

15.3.2 Tepelný výkon EKO1 a kontrola tepelnej bilancie

Celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín:

$$\alpha_1 = \xi \cdot \alpha_k = 0,96 \cdot 71,76 = 68,9 \frac{W}{m^2K} \quad (15.30)$$

Kde: $\xi = 0,96$ je súčiniteľ využitia výhrevnej plochy.

Súčiniteľ prestupu tepla pre ohrievače vody a odparovacie plochy pri spaľovaní tuhých palív a vystriedané usporiadanie zväzku sa určí zo vzťahu:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{68,9}{1 + 0,002275 \cdot 68,9} = 59,56 \frac{W}{m^2K} \quad (15.31)$$

Kde: ε je súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy. Pre priečne omývané zväzky hladkých trubiek s vystriedaným usporiadaním platí vzťah:

$$\varepsilon = c_d \cdot c_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,65 \cdot 1 \cdot 0,0035 + 0 = 0,002275 \quad (15.32)$$

$\varepsilon_0 = 0,0035$ určené podľa [8] v závislosti na w_{sp} a σ_2 .

$c_d = 0,65$ je opravný koeficient na vonkajší priemer trubky určený pre $D = 28 \text{ mm}$ podľa [8]

c_f je opravný koeficient na frakciu častíc popolčeku pre uhlie možno brať $c_f = 1$

Prídavok $\Delta\varepsilon = 0$ pre ekonomizéry v oblasti teplôt pod 400°C . [8]

Stredný logaritmický teplotný spád pre protiprúd:

$$\Delta t = \frac{(t_1^{sp} - t_2^m) - (t_2^{sp} - t_1^m)}{\ln \frac{(t_1^{sp} - t_2^m)}{(t_2^{sp} - t_1^m)}} \quad (15.33)$$

$$\Delta t = \frac{(379,56 - 290,96) - (290,36 - 252)}{\ln \frac{(379,56 - 290,96)}{(290,36 - 252)}} = 60,02^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon ekonomizéra EKO1:

$$Q_{EKO1}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{59,56 \cdot 7941,23 \cdot 60,02}{1000} = 28388,24 \text{ kW} \quad (15.34)$$

Bilančné teplo spalín predané v tejto oblasti:

$$Q_{EKO1}^{bil} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (15.35)$$

$$Q_{EKO1}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (2594,96 - 1985,01 + 102,91 \cdot 0,02) = 28606,66 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva vzduchu, odpovedajúca teplote prisávaného vzduchu 25 °C.

$\Delta\alpha = 0,02$ je nárast súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania falošného vzduchu v tejto oblasti.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie EKO1:

$$\Delta Q = \frac{Q_{EKO1}^{bil} - Q_{EKO1}^{sp}}{Q_{EKO1}^{sp}} \cdot 100 \quad (15.36)$$

$$\Delta Q = \frac{28606,66 - 28388,24}{28606,66} \cdot 100 = 0,76 \%$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ [8]

16 OHRIEVAČ VZDUCHU

Spaľovací vzduch je pred vstupom do ohniska ohrievaný v rekuperačnom trubkovom ohrievači vzduchu. Ohrievač je koncipovaný ako jednostupňový. Je umiestnený ako posledná výhrevná plocha v druhom ťahu kotla. Spaliny prechádzajú 28960 trúbkami prične omývanými prúdom vzduchu. Vo zvislom smere je ohrievač rozdelený na dva diely. Vzduch ním prechádza tromi ťahmi v krížovom protiprúde k spalinám. Prvý ťah je v spodnom dieli OVZ. Vrchný diel je na strane vzduchu dvojťahový. Ohrievač je pred nízkoteplotnou koróziou chránený recirkuláciou vzduchu. Teplota vzduchu na vstupe do nízkoteplotného dielu po zmiešaní je 60 °C.

PARAMETRE VZDUCHU A SPALÍN

Stav spalín na vstupe: $t_1^{sp} = 290,36 \text{ °C} \rightarrow \text{entalpia } I_1 = 1985,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stav spalín na výstupe (volený): $t_2^{sp} = 160 \text{ °C} \rightarrow \text{entalpia } I_2 = 1012,51 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Stredná teplota spalín:

$$t_{str}^{sp} = \frac{t_1^{sp} + t_2^{sp}}{2} = \frac{290,36 + 160}{2} = 225,18 \text{ °C} \quad (16.1)$$

Teplota vzduchu na vstupe (po zmiešaní): $t_1^{vz} = 60 \text{ °C}$

Teplota vzduchu na výstupe (volená): $t_2^{vz} = 242 \text{ °C}$

Stredná teplota vzduchu:

$$t_{str}^{vz} = \frac{t_1^{vz} + t_2^{vz}}{2} = \frac{60 + 242}{2} = 151 \text{ °C} \quad (16.2)$$

Vzduch do ohrievača vstupuje v spodnom dieli a prechádza 4 paralelnými kanálmi s prierezom: $A \times B = 3,05 \times 7,74 \text{ m}$. V každom z nich sú 4 bloky po 1810 trúbiek.

Vonkajší priemer trúbiek: $D = 43 \text{ mm}$

Hrúbka steny trubky: $t = 1,5 \text{ mm}$

Vnútorý priemer trúbiek: $d = 40 \text{ mm}$

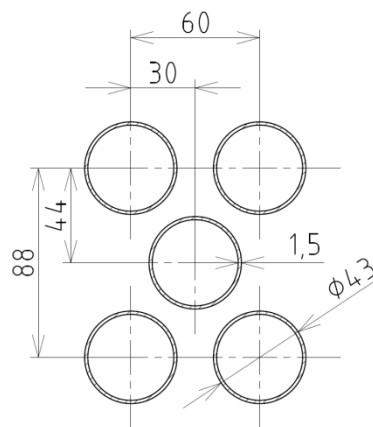
Priečna rozteč trúbiek: $s_1 = 88 \text{ mm}$

Pozdĺžna rozteč trúbiek: $s_2 = 30 \text{ mm}$

Počet radov priečne: $z_1 = 88$

Celková dĺžka trúbiek: $l = 9150 \text{ mm}$

Počet trúbiek (všetky bloky spolu): $n_{tr} = 28960$



Obr. 16.1 Trubky ohrievača vzduchu.

Výhrevná plocha OVZ sa určí zo stredného priemeru trúbiek:

$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot D_{st} \cdot l = 28960 \cdot \pi \cdot 0,0415 \cdot 9,15 = 34547,58 \text{ m}^2 \quad (16.3)$$

Kde: D_{st} je stredný priemer trubiek:

$$D_{st} = \frac{D + d}{2} = \frac{43 + 40}{2} = 41,5 \text{ mm} \quad (16.4)$$

16.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane spalín

Prietokový prierez pre spaliny:

$$S_{sp} = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 28960 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \right) = 36,39 \text{ m}^2 \quad (16.5)$$

Stredná rýchlosť prúdu spalín:

$$w_{sp} = \frac{M_{pv} \cdot O_{sv}}{S_{sp}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{sp}}{273,15} \right) \quad (16.6)$$

$$w_{sp} = \frac{46,93 \cdot 4,754}{36,39} \cdot \left(1 + \frac{225,18}{273,15} \right) = 11,19 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (16.7)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,0427}{0,04} \cdot \left(\frac{11,19 \cdot 0,04}{3,61 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,67^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 39,38 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

$\lambda = 0,0427 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín.

$\nu = 3,61 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity spalín.

$Pr = 0,67$ je Prandtlovo číslo pre spaliny.

λ , ν , Pr určené interpoláciou zo zdroja [8] pre strednú teplotu spalín $t_{str}^{sp} = 225,18 \text{ }^\circ\text{C}$

a pomerný obsah vodnej pary v spalinách $r_{H_2O} = 0,143$.

16.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane vzduchu

Prietokový prierez pre vzduch (svetlý prierez všetkých štyroch kanálov spolu):

$$S_{vz} = 4 \cdot (A \cdot B - A \cdot z_1 \cdot D) \quad (16.8)$$

$$S_{vz} = 4 \cdot (3,05 \cdot 7,74 - 3,05 \cdot 88 \cdot 0,043) = 48,26 \text{ m}^2$$

Relatívne množstvo potrebné pre ohrev vzduchu na vstupe do OVZ na požadovanú teplotu sa určí zo vzťahu:

$$\Delta\beta_r = (\beta'_{ovz}) \cdot \frac{t_1^{vz} - t_{vz}}{t_2^{vz} - t_1^{vz}} = (0,98) \cdot \frac{60 - 25}{242 - 50} = 0,191 \quad (16.9)$$

Kde: $t_{vz} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ je teplota nasávaného vzduchu.

Súčiniteľ prebytku vzduchu (na strane vzduchu) na vstupe do OVZ vrátane recirkulácie:

$$\beta'_{OVZ} = \beta'_{OVZ} + \Delta\beta_r = 0,98 + 0,191 = 1,171 \quad (16.10)$$

Súčiniteľ prebytku vzduchu (na strane vzduchu) na výstupe z OVZ vrátane recirkulácie:

$$\beta''_{OVZ} = \beta''_{OVZ} + \Delta\beta_r = 0,92 + 0,191 = 1,111 \quad (16.11)$$

Stredný súčiniteľ prebytku vzduchu (na strane vzduchu) v OVZ vrátane recirkulácie:

$$\beta_{OVZ}^r = \frac{\beta''_{OVZ} + \beta'_{OVZ}}{2} = \frac{1,111 + 1,171}{2} = 1,141 \quad (16.12)$$

Stredná rýchlosť prúdu vzduchu:

$$w_{vz} = \frac{M_{pv} \cdot \beta_{OVZ}^r \cdot O_{VV \min}}{S_{vz}} \cdot \left(1 + \frac{t_{str}^{vz}}{273,15}\right) \quad (16.13)$$

$$w_{vz} = \frac{46,93 \cdot 1,141 \cdot 3,15}{48,26} \cdot \left(1 + \frac{151}{273,15}\right) = 5,43 \frac{m}{s}$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pre vystriedané usporiadanie trubiek:

$$\alpha_2 = c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot D}{\nu}\right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad (16.14)$$

$$\alpha_2 = 1 \cdot 0,58 \cdot \frac{0,0355}{0,043} \cdot \left(\frac{5,43 \cdot 0,043}{2,84 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,6} \cdot 0,69^{0,33} = 92,57 \frac{W}{m^2K}$$

Kde: $\lambda = 0,0355 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti vzduchu.

$\nu = 2,91 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$ je súčiniteľ kinematickej viskozity vzduchu.

$Pr = 0,69$ je Prandtlovo číslo vzduchu.

λ, ν, Pr určené interpoláciou zo zdroja [9] pre strednú teplotu vzduchu $t_{str}^{vz} = 145 ^\circ C$.

c_z je oprava na počet pozdĺžnych rad pre $z_2 \geq 10$ je $c_z = 1$. [8]

c_s je oprava na usporiadanie zväzku

Pomerná priečna rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{88}{43} = 2,05 \quad (16.15)$$

Pomerná pozdĺžna rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{30}{43} = 0,69 \quad (16.16)$$

Pomerná uhlopriečna rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2,05^2 + 0,69^2} = 1,24 \quad (16.17)$$

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,05 - 1}{1,24 - 1} = 4,38 \quad (16.18)$$

Pre $\varphi_{\sigma} \in (1,7; 4,5)$ a $\sigma_1 < 3$ platí vzťah:

$$c_s = 0,275 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,5} = 0,275 \cdot 4,38^{0,5} = 0,58 \quad (16.19)$$

16.3 Tepelný výkon ohrievača vzduchu a kontrola tepelnej bilancie

Súčiniteľ prestupu tepla pre trubkové ohrievače vzduchu sa určí zo vzťahu:

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 0,65 \cdot \frac{39,38 \cdot 92,57}{39,38 + 92,57} = 17,96 \frac{W}{m^2 K} \quad (16.20)$$

Kde: ξ je súčiniteľ využitia výhrevnej plochy. Pre trubkový ohrievač s tromi ťahmi a jednou medzitrubkovnicou, pri spaľovaní hnedého uhlia je $\xi = 0,65$. [8].

Stredný logaritmický teplotný spád pre protiprúd:

$$\Delta t_{pr} = \frac{(t_1^{sp} - t_2^{vz}) - (t_2^{sp} - t_1^{vz})}{\ln \frac{(t_1^{sp} - t_2^{vz})}{(t_2^{sp} - t_1^{vz})}} \quad (16.21)$$

$$\Delta t_{pr} = \frac{(290,36 - 242) - (160 - 50)}{\ln \frac{(290,36 - 242)}{(160 - 50)}} = 71,08 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplotný spád ohrievača vzduchu:

$$\Delta t = \Psi \cdot \Delta t_{pr} = 0,93 \cdot 71,08 = 66,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (16.22)$$

Súčiniteľ prechodu od protiprúdu k zložitejšej kombinácii $\Psi = 0,94$ sa zavádza pri krížovom prúdení s menej ako štyrmi ťahmi. Určí sa v závislosti na teplotných spádoch spalín a vzduchu zo zdroja [8].

Tepelný výkon ohrievača vzduchu:

$$Q_{ovz}^{sp} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{17,96 \cdot 34547,58 \cdot 66,1}{1000} = 41013,25 \text{ kW} \quad (16.23)$$

Bilančné teplo spalín predané v tejto oblasti:

$$Q_{ovz}^{bil} = \varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_1 - I_2 + I_{vz} \cdot \Delta\alpha) \quad (16.24)$$

$$Q_{ovz}^{bil} = 0,996 \cdot 46,93 \cdot (1985,01 - 1116,51 + 102,91 \cdot 0,06) = 40884,29 \text{ kW}$$

Kde: $I_{vz} = 102,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$ je entalpia minimálneho množstva vzduchu, odpovedajúca teplote prisávaného vzduchu 25 °C.

$\Delta\alpha = 0,06$ je nárast súčiniteľa prebytku vzduchu vplyvom prisávania vzduchu do spalín.

Odchýlka celkovej tepelnej bilancie OVZ:

$$\Delta Q = \frac{Q_{OVZ}^{bil} - Q_{OVZ}^{sp}}{Q_{OVZ}^{bil}} \cdot 100 \quad (16.25)$$

$$\Delta Q = \frac{40884,29 - 41013,25}{40884,29} \cdot 100 = -0,32 \%$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ [8]

16.4 Teplota rosného bodu spalín

Teplota spalín za ohrievačom vzduchu kvôli komínovej strate nemá byť vyššia ako $171 \text{ }^{\circ}\text{C}$. A zároveň nesmie podkročiť teplotu rosného bodu s rezervou $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$. [3]

$$t_r + 25 \text{ }^{\circ}\text{C} < t_2^{vz} \leq 171 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (16.26)$$

Teplota rosného bodu spalín:

$$t_r = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1,05^{4,19 \cdot X_{pop} \cdot A_r}} = 52,55 + \frac{195 \cdot \sqrt[3]{0,102}}{1,05^{4,19 \cdot 0,84 \cdot 2,41}} = 112,76 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (16.27)$$

Kde: $t_k = 52,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je teplota kondenzácie čistej vodnej pary pri parciálnom tlaku vodnej pary v spalínach určená podľa [10]. $p_{H_2O} = p \cdot r_{H_2O} = 0,1 \cdot 0,14 = 0,014 \text{ MPa}$
 $\beta = 195$ Je súčiniteľ závislý na prebytku vzduchu na výstupe z ohniska [8].
 S_r je redukovaný obsah síry v surovom palive, určený podľa vzorca:

$$S_r = \frac{S^r}{Q_i^r} \cdot 1000 = \frac{1,16}{11400} \cdot 1000 = 0,102 \frac{\% \cdot kg}{MJ} \quad (16.28)$$

A_r je redukovaný obsah popola v surovom palive, určený podľa vzorca:

$$A_r = \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot 1000 = \frac{27,5}{11400} \cdot 1000 = 2,41 \frac{\% \cdot kg}{MJ} \quad (16.29)$$

$X_{pop} = 0,84$ je pomerný obsah popola v úlete.

Teplota na výstupe z kotla je:

$$t_2^{vz} = 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$137,76 \text{ }^{\circ}\text{C} < 160 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq 171 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Obe podmienky pre teplotu spalín za kotlom sú splnené.

17 PARNÝ PRIHRIEVAČ - BIFLUX

V medzistope kotla nad druhým spalínovým ťahom sa nachádza regulačný parný prihrievač. Je konštrukcie „trubka v trubke“ pričom ohrievajúce médium, teda para na výstupe z prehrievača P2 prúdi vnútornými 492 trúbkami o rozmeroch $\varnothing 35 \times 4 \text{ mm}$ v tvare ležatého písmena U. Vonkajšie trubky majú rozmer $\varnothing 57 \times 3 \text{ mm}$. Medzikružím prúdi para z turbíny vedená na opätovné prehriatie.

Vnútorné trubky:

Vonkajší priemer: $D^{VT} = 35 \text{ mm}$ Hrúbka steny: $t^{VT} = 4 \text{ mm}$ Vnútorný priemer: $d^{VT} = 27 \text{ mm}$ Počet trúbek: $n_{tr} = 492$ Dĺžka trubky: $l = 12,48$

Vonkajšie trubky:

Vonkajší priemer: $D^{ST} = 57 \text{ mm}$ Hrúbka steny: $t^{ST} = 3 \text{ mm}$ Vnútorný priemer: $d^{ST} = 51 \text{ mm}$ Počet trúbek: $n_{tr} = 492$ Dĺžka trubky: $l = 12,48$

Parametre VT pary:

Vstup:

Teplota: $t_1^{VT} = 463,92 \text{ }^\circ\text{C}$ Tlak: $p_1^{VT} = 18,35 \text{ MPa}$ Entalpia: $I_1^{VT} = 3145,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Výstup:

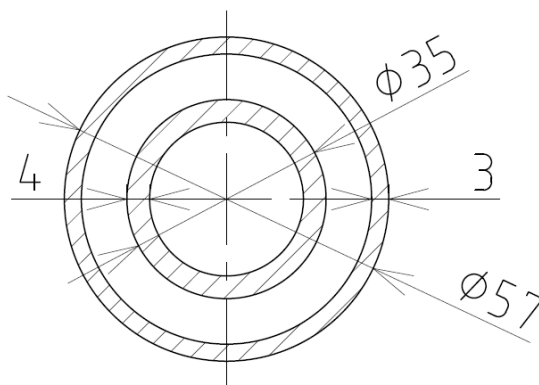
Teplota: $t_2^{VT} = 433,54 \text{ }^\circ\text{C}$ Tlak: $p_2^{VT} = 18,15 \text{ MPa}$ Entalpia: $I_2^{VT} = 3035,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Parametre ST pary:

Vstup:

Teplota: $t_1^{ST} = 346 \text{ }^\circ\text{C}$ Tlak: $p_1^{ST} = 4,02 \text{ MPa}$ Entalpia: $I_1^{ST} = 3082,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

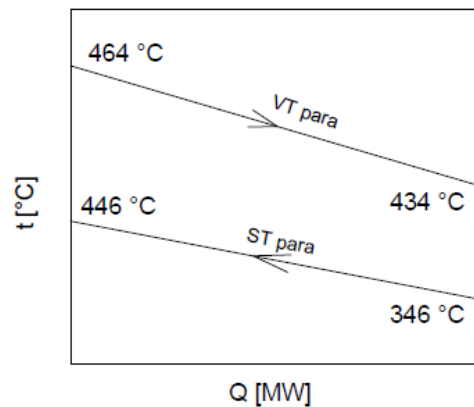
Výstup:

Teplota: $t_2^{ST} = 445,71 \text{ }^\circ\text{C}$ Tlak: $p_2^{ST} = 3,92 \text{ MPa}$ Entalpia: $I_2^{ST} = 3322,21 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 

Obr. 17.1 Trubky parného prihrievača.

Výhrevná plocha sa určí z priemeru vnútorných trúbek na strane prihrievanej pary [8]:

$$S = n_{tr} \cdot \pi \cdot D^{VT} \cdot l = 492 \cdot \pi \cdot 0,035 \cdot 12,48 = 675,15 \text{ m}^2 \quad (17.1)$$



Obr. 18.1 Diagram priebehu teplôt médií v parnom prihrievači.

17.1 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane VT pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^{VT} = \frac{t_1^{VT} + t_2^{VT}}{2} = \frac{463,92 + 433,54}{2} = 448,73 \text{ °C} \quad (17.2)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^{VT} = \frac{p_1^{VT} + p_2^{VT}}{2} = \frac{18,35 + 18,15}{2} = 18,25 \text{ MPa} \quad (17.3)$$

Vlastnosti VT pary pre strednú teplotu t_{str}^{VT} a tlak p_{str}^{VT} [10]:

Merný objem pary: $v_p = 0,0143 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,085 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,75 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 1,2$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity:

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,085 \cdot 2,72 \cdot 10^{-5} = 3,938 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (17.4)$$

Prietokový prierez:

$$S^{VT} = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^{VT2}}{4} \right) = 492 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,027^2}{4} \right) = 0,282 \text{ m}^2 \quad (17.5)$$

Rýchlosť prúdu:

$$w^{VT} = \frac{M_{P2}}{S^{VT}} \cdot v_p = \frac{157,87}{0,282} \cdot 0,0143 = 8,03 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (17.6)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d^{VT}} \cdot \left(\frac{w^{VT} \cdot d^{VT}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (17.7)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,0085}{0,027} \cdot \left(\frac{8,03 \cdot 0,027}{3,938 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,2^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 3066,55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: $c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 1$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží.

17.2 Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou na strane ST pary

Stredná teplota pary:

$$t_{str}^{ST} = \frac{t_1^{ST} + t_2^{ST}}{2} = \frac{346 + 445,71}{2} = 395,86 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (17.8)$$

Stredný tlak pary:

$$p_{str}^{ST} = \frac{p_1^{ST} + p_2^{ST}}{2} = \frac{4,02 + 3,92}{2} = 3,97 \text{ MPa} \quad (17.9)$$

Vlastnosti ST pary pre strednú teplotu t_{str}^{ST} a tlak p_{str}^{ST} [10]:

Merný objem pary : $v_p = 0,0735 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
 Súčiniteľ tepelnej vodivosti pary: $\lambda = 0,058 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je
 Súčiniteľ dynamickej viskozity pary: $\mu = 2,42 \cdot 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
 Prandtlovo číslo: $Pr = 0,99$
 Súčiniteľ kinematickej viskozity

$$\nu = v_p \cdot \mu = 0,0735 \cdot 2,42 \cdot 10^{-5} = 1,78 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (17.10)$$

Prietochý prierez:

$$S^{ST} = n_{tr} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (d^{ST^2} - D^{VT^2}) \right) \quad (17.11)$$

$$S^{ST} = 492 \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (0,051^2 - 0,035^2) \right) = 0,532 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdu:

$$w^{ST} = \frac{M_{BFNT}}{S^{ST}} \cdot v_p = \frac{72,54}{0,532} \cdot 0,0735 = 10,02 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (17.12)$$

Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou pri pozdĺžnom prúdení:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w^{VT} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (17.13)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,058}{0,016} \cdot \left(\frac{10,02 \cdot 0,016}{1,78 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,99^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 732,81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Kde: d_e je ekvivalentný priemer podľa vzťahu:

$$d_e = \frac{4 \cdot S^{ST}}{O} = \frac{4 \cdot 0,532}{0,27} = 0,016 \text{ m} \quad (17.14)$$

Pričom O je zmáčaný obvod podľa vzťahu:

$$O = \pi \cdot D^{VT} + \pi \cdot d^{ST} = \pi \cdot 0,035 + \pi \cdot 0,051 = 0,27 \text{ m} \quad (17.15)$$

$c_t = 1$, $c_l = 1$ sú opravné koeficienty závislé na teplote prúdu a steny respektíve pomernej dĺžke a $c_m = 0,96$ je opravný koeficient pri prúdení v medzikruží určený podľa pomeru D^{VT}/d^{ST} zo zdroja [8].

17.3 Tepelný výkon bifluxu a kontrola tepelnej bilancie

Súčiniteľ prestupu tepla pre parný prihrievač sa určí zo vzťahu:

$$k = \frac{x}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{D^{VT}}{d^{VT}} + \frac{t^{VT}}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (17.16)$$

$$k = \frac{1,1}{\frac{1}{3066,55} \cdot \frac{35}{27} + \frac{4}{\lambda_m} + \frac{1}{732,81}} = 581,56 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Kde: $\lambda_m = 38,38$ je súčiniteľ tepelnej vodivosti ocele 15 128, z ktorej sú vyrobené vnútorné trubky bifluxu. [8].

$x = 1,1$ je koeficient zohľadňujúci zvýšený prestup tepla u výmenníka „trubka v trubke“ s ohybom. [8]

Stredný logaritmický teplotný spád pre protiprúd:

$$\Delta t = \frac{(t_1^{VT} - t_2^{ST}) - (t_2^{VT} - t_1^{ST})}{\ln \frac{(t_1^{VT} - t_2^{ST})}{(t_2^{VT} - t_1^{ST})}} \quad (17.17)$$

$$\Delta t = \frac{(463,92 - 445,71) - (433,54 - 346)}{\ln \frac{(433,54 - 445,71)}{(675,65 - 346)}} = 44,16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Prestúpené teplo v bifluxe:

$$Q_{BF} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t}{1000} = \frac{581,56 \cdot 675,15 \cdot 44,16}{1000} = 17337,98 \text{ kW} \quad (17.18)$$

Regulačné teplo z bilancie média:

$$Q_{reg} = 17365,7 \text{ kW} \quad (17.19)$$

Odchýlka tepelnej bilancie bifluxu:

$$\Delta Q = \frac{Q_{reg} - Q_{BF}}{Q_{reg}} \cdot 100 = \frac{17365,7 - 17337,98}{17365,7} \cdot 100 = 0,16 \% \quad (17.20)$$

Vyhovuje maximálnej dovolenej odchýlke $\pm 2 \%$ [8]

18 KONTROLA TEPELNEJ BILANCIE

CELKOVÉ TEPLLO ODOVZDANÉ V JEDNOTLIVÝCH OBLASTIACH

Teplo vysálané do stien spaľovacej komory: $Q_s = 206132,19 \text{ kW}$

Teplo odovzdané v oblasti doskových prehrievačov DP: $Q_{DP}^{bil} = 56872,73 \text{ kW}$

Teplo odovzdané v oblasti výstupného prehrievača P5: $Q_{P5}^{bil} = 37143,71 \text{ kW}$

Teplo odovzdané v oblasti prihrievačov MP: $Q_{MP}^{bil} = 58875,4 \text{ kW}$

Teplo odovzdané v oblasti prehrievača P4: $Q_{P4}^{bil} = 30681,55 \text{ kW}$

Teplo odovzdané v oblasti vratnej komory VK: $Q_{VK}^{bil} = 3571,07 \text{ kW}$

Teplo odovzdané v oblasti prehrievača P1: $Q_{P1}^{bil} = 36341,61 \text{ kW}$

Teplo odovzdané v oblasti ekonomizéra EKO2: $Q_{EKO2}^{bil} = 26130,04 \text{ kW}$

Teplo odovzdané v oblasti ekonomizéra EKO1: $Q_{EKO1}^{bil} = 28606,66 \text{ kW}$

$$Q^{bil} = Q_s + Q_{DP}^{bil} + Q_{P5}^{bil} + Q_{MP}^{bil} + Q_{P4}^{bil} + Q_{VK}^{bil} + Q_{P1}^{bil} + Q_{EKO2}^{bil} + Q_{EKO1}^{bil} \quad (18.1)$$

$$Q^{bil} = Q_s + Q_{DP}^{bil} + Q_{P5}^{bil} + Q_{MP}^{bil} + Q_{P4}^{bil} + Q_{VK}^{bil} + Q_{P1}^{bil} + Q_{EKO2}^{bil} + Q_{EKO1}^{bil} = 484355,67 \text{ kW}$$

Odchýlka tepelnej bilancie:

$$\Delta Q = \frac{M_{pal} \cdot Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k - Q^{bil}}{M_{pal} \cdot Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k} \cdot 100 \quad (18.2)$$

$$\Delta Q = \frac{47,84 \cdot 11400 \cdot 0,8876 - 484355,67}{47,84 \cdot 11400 \cdot 0,8876} \cdot 100 = -0,06 \%$$

Odchýlka vyhovuje predpísaným medziam $\pm 0,5 \%$. [8]

19 ZÁVER

V prvej časti diplomovej práce, kapitoly 1-4, je stručne popísaný súčasný stav kotlov tretieho a štvrtého bloku elektrárne Počerady. Sú vyzdvihnuté ich hlavné nedostatky a spomenuté možné úpravy pre zníženie emisií oxidov dusíka primárnymi a sekundárnymi metódami. Práca sa v tejto časti bližšie zaoberá úpravou spalín selektívnou katalytickou redukciou a uvádza výpočet niektorých hlavných veličín, ktoré majú vplyv na návrh rozmerov katalyzátora.

Následne je v kapitolách 5-18 urobený kontrolný tepelný výpočet kotla s úpravami v druhom ťahu, ktoré sú potrebné aby bolo možné na kotol inštalovať vybrané zariadenie pre SCR. Ekonomizér bol rozdelený na dva diely tak, aby medzi nimi vznikol dostatok priestoru pre inštaláciu dvoch vrstiev katalyzátora a aby ostalo dosť priestoru pre vstrekovaciu mrežu medzi vrchným dielom a prehrievačom P1. Potrebné zníženie počtu zväzkov ekonomizéra si vyžiadalo menšie rozstupy trubiek a použitie vystriedaného usporiadania, aby bol zachovaný jeho tepelný výkon. Toto usporiadanie je však náchylnejšie na abráziu časticami popolčeka a bude potrebné použiť chrániče na všetkých trubkách prvých radov. Použitie chráničov je vo výpočte rešpektované znížením súčiniteľa využitia výhrevnej plochy.

Cieľom tepelného výpočtu bolo zistiť teplotu spalín na výstupe z kotla a teplotu v oblasti katalyzátora. Výstupná teplota spalín vyšla 160 °C, čo je približne rovnaká hodnota ako kotol dosahuje v súčasnom stave. Tým sú splnené obe požiadavky kladené na výstupnú teplotu a síce: neprekročiť 171 °C a nepodkročiť teplotu rosného bodu s rezervou 25 °C. Zároveň bola overená teplota za prvým dielom ekonomizéra, teda v oblasti katalyzátora. Tá je približne 380 °C čo je skôr pri hornej hranici rozsahu teplôt (310-400 °C) vhodných pre navrhované zariadenie. Treba ale vziať do úvahy, že tepelný výpočet bol urobený pre kotol idúci na menovitý výkon a pri čiastkových výkonoch je možné očakávať pokles tejto teploty. Na základe tohto výsledku sa teda navrhované úpravy ekonomizéra javia ako vhodné.

Pre úplné posúdenie ich vhodnosti z hľadiska teploty spalín by však bolo potrebné urobiť výpočet pre celé spektrum čiastkových výkonov pri spaľovaní palív rôzneho zloženia v rámci palivovej základne kotla. A kontrolovať teplotu spalín za kotlom ako aj teplotu v oblasti katalyzátora. Tá by nemala podkročiť hranicu 310 °C, keďže pri nižších teplotách prebiehajú žiadané reakcie v menšej miere, čo má negatívny vplyv na využitie reagentu, čpavkový sklz a v konečnom dôsledku aj na koncentráciu NO_x v spalínach.

20 ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [1] *Air quality in Europe — 2013 report* [online]. 2013[cit. 2014-05-30]. ISBN 978-92-9213-406-8. Dostupné z: <http://www.eea.europa.eu/publications/air-quality-in-europe-2013>
- [2] *TEMIS: Tropospheric Emission Monitoring Internet Service* [online]. 2014 [cit. 2014-05-25]. Dostupné z: http://www.temis.nl/airpollution/no2col/no2regioomimonth_v2.php
- [3] GRÝCMANOVÁ, Markéta a Rostislav ZBIEG. Metody dosažení emisních limitů emisí NO_x kotlů velkých výkonů. In: *Biom.cz* [online]. 2012 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: <http://biom.cz/cz/odborne-clanky/metody-dosazeni-emisnich-limitu-emisi-nox-kotlu-velkych-vykonu>
- [4] Literatura firmy ČEZ
- [5] Literatura firmy PROVYKO
- [6] *EESAC.eu* [online]. 2010 [cit. 2014-05-21]. Dostupné z: http://www.eesac.eu/services_industry_air_pollution_control.php?lang=en
- [7] *Referenční dokument o nejlepších dostupných technikách pro velká spalovací zařízení* [online]. 2010[cit. 2014-05-30]. Dostupné z: <http://www.ippc.cz/dokumenty/DC0068>
- [8] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. Brno: VUT, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
- [9] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Praha: ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
- [10] X-Steam
- [11] HEMERKA, Jiří a František HRDLÍČKA. Emise z kotlen a ochrana ovzduší (III) In: *Tzbinfo.cz* [online]. 2005 [cit. 2014-05-22]. Dostupné z: <http://www.tzbinfo.cz/2309-emise-z-kotlen-a-ochrana-ovzdusi-iii>
- [12] Literatura firmy STRABAG

21 ZOZNAM POUŽITÝCH VELIČÍN, SKRATIEK A SYMBOLOV

Symbol	Jednotka	Názov
A	m	Rozmer spalínového kanála
a	-	Stupeň čierosti prostredia
A_1	m	Rozmer spalínového ťahu na vstupe do oblasti
A_2	m	Rozmer spalínového ťahu na výstupe z oblasti
a_o	-	Stupeň čierosti ohniska
a_{pl}	-	Stupeň čierosti plameňa
A^r	%	Obsah popola v pôvodnom palive
A_r	% · kg/MJ	Redukovaný obsah popola v surovom palive
B	m	Rozmer spalínového kanála
b	m	Vzdialenosť medzi doskami doskového prehrievača
Bo	-	Boltzmannovo číslo
c	m	Rozmer doskového prehrievača v smere prúdu spalín
C_{CO}	mg/Nm^3	Koncentrácia CO v spalínach
c_d	-	Opravný koeficient na vonkajší priemertrubky
C^{daf}	%	Obsah uhlíka v horľavine
c_f	-	Opravný koeficient na frakciu častíc popolčeka
$C_{NOx\ 1}$	mg/Nm^3	Koncentrácia oxidov dusíka pred katalyzátorom
$C_{NOx\ 2}$	mg/Nm^3	Koncentrácia oxidov dusíka za katalyzátorom
C^o	%	Obsah uhlíku v organickej hmote paliva
C_{pop}	%	Obsah spáliteľných látok v popolčeku
c_{pop}	$kJ/kg \cdot K$	Merné teplo popolčeka
C^r	%	Obsah uhlíku v pôvodnom palive
c_s	-	Opravný súčiniteľ na usporiadanie zväzku
C_{SO_2}	mg/Nm^3	Koncentrácia SO ₂ v spalínach
C_{str}	%	Obsah spáliteľných látok v struske
c_{str}	$kJ/kg \cdot K$	Merné teplo strusky
c_z	-	Opravný súčiniteľ na počet pozdĺžnych rád
D	m	Vonkajší priemer trubky
d	m	Vnútorý priemer trubky
d_e	m	Ekvivalentný priemer
d_{pop}	μm	Stredný efektívny priemer častíc popolčeka
e	m	Odsadenie trubiek od steny
f	-	Súčiniteľ zväčšenia objemu
f_{SO_2}	kg/t_{pal}	Emisný faktor SO ₂
h	m	Výška dosky doskového prehrievača
h_c	m	celková výška ohniska
H^{daf}	%	Obsah vodíka v horľavine
h_h	m	Výška horákov
H^o	%	Obsah vodíku v organickej hmote paliva
H^r	%	Obsah vodíku v pôvodnom palive

Návrh opatření pro plnění emisních limitů u kotle bloku 210 MW

I_1	kJ/kg_{pal}	Entalpia spalín na vstupe do oblasti
I_2	kJ/kg_{pal}	Entalpia spalín na výstupe z oblasti
i_1	kJ/kg	Merná entalpia média na vstupe do výhrevnej plochy
i_2	kJ/kg	Merná entalpia média na výstupe z výhrevnej plochy
$i_{i in}$	$^{\circ}C$	Merná entalpia média na vstupe do výhrevnej plochy (<i>použité indexy i: EKO1, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, BF-VT, BF-ST, MP1, MP2</i>)
$i_{i out}$	$^{\circ}C$	Merná entalpia média na výstupe z výhrevnej plochy (<i>použité indexy i: EKO1, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, BF-VT, BF-ST, MP1, MP2</i>)
i_{nv}	kJ/kg	Merná entalpia napájacej vody
i_{pop}	kJ/kg	Entalpia popolčeku
i_{pp}	kJ/kg	Merná entalpia prehriatej pary na výstupe
i_{str}	kJ/kg	Entalpia strusky
I_{vz}	kJ/kg_{pal}	Entalpia prisávaného falošného vzduchu
I_u	kJ/kg_{pal}	Teplo uvoľnené v ohnisku
i_1^{mp}	kJ/kg	Merná entalpia pary privádzanej na prihrievanie do kotla
i_2^{mp}	kJ/kg	Merná entalpia pary na výstupe z prihrievača
$I_S^{t min}$	kJ/kg_{pal}	Entalpia minimálneho množstva spalín pri teplote t
$I_S^{t, \alpha}$	kJ/kg_{pal}	Entalpia spalín pri teplote t a prebytku vzduchu α
$I_V^{t min}$	kJ/kg_{pal}	Entalpia minimálneho množstva vzduchu pri teplote t
k	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla zo spalín do pracovného média
k	$1/m \cdot MPa$	Súčiniteľ zoslabenia sálenia
k_0	-	Súčiniteľ zohľadňujúci vplyv voľného priestoru na sálenie
k_k	$1/m \cdot MPa$	Súčiniteľ zoslabenia sálenia koksovými časticami
k_p	$1/m \cdot MPa$	Súčiniteľ zoslabenia sálenia popolčekom
k_{sp}	$1/m \cdot MPa$	Súčiniteľ zoslabenia sálenia trojatómovými plynmi
l	m	Stredná dĺžka hada
l_0	mm	Rozmer voľného priestoru pred zväzkom v smere prúdu spalín
l_z	mm	Rozmer zväzku v smere prúdu spalín
M	-	Súčiniteľ M
M_i	kg/s	Prietok média (<i>použité indexy i: EKO1, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, BF-VT, BF-ST, MP1, MP2, V1, V2, V2a, V3, V4</i>)
M_{pal}	kg/s	Množstvo paliva privádzaného do kotla
M_{pp}	kg/s	Parný výkon kotla
M_{pv}	kg/s	Množstvo paliva skutočne spáleného
M_{mp}	kg/s	Parný výkon prihrievača
n_d	-	Počet dosiek doskového prehrievača
N^{daf}	%	Obsah dusíka v horľavine
N^o	%	Obsah dusíku v organickej hmote paliva
N^r	%	Obsah dusíku v pôvodnom palive
n_{tr}	-	Počet paralelne zapojených trubiek
O^{daf}	%	Obsah kyslíka v horľavine
O_i	Nm^3/kg_{pal}	Objem plynu v minimálnom množstve spalín (<i>Použité indexy: CO₂, SO₂, N₂, Ar, H₂O</i>)
O^o	%	Obsah kyslíku v organickej hmote paliva

Návrh opatření pro plnění emisních limitů u kotle bloku 210 MW

O_{O_2min}	Nm^3/kg_{pal}	Minimálny objem kyslíku na spálenie 1 kg paliva
O^r	%	Obsah kyslíku v pôvodnom palive
O_{SVmin}	Nm^3/kg_{pal}	Minimálny objem vlhkých spalín
O_{VSmin}	Nm^3/kg_{pal}	Minimálny objem suchého vzduchu na spálenie 1 kg paliva
O_{VVmin}	Nm^3/kg_{pal}	Minimálny objem vlhkého vzduchu na spálenie 1 kg paliva
$O_{H_2O}^S$	Nm^3/kg_{pal}	Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkých spalín
$O_{H_2O}^V$	Nm^3/kg_{pal}	Objem vodnej pary v minimálnom objeme vlhkého vzduchu
$\overline{O_{sp} \cdot C}$	$kJ/kg \cdot K$	Stredné celkové merné teplo spalín
p_1	MPa	Tlak média na vstupe do výhrevnej plochy
p_2	MPa	Tlak média na výstupe z výhrevnej plochy
$p_{i in}$	°C	Tlak média na vstupe do výhrevnej plochy (<i>použité indexy i: EKO1, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, BF-VT, BF-ST, MP1, MP2</i>)
$p_{i out}$	°C	Tlak média na výstupe z výhrevnej plochy (<i>použité indexy i: EKO1, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, BF-VT, BF-ST, MP1, MP2</i>)
p_{nv}	MPa	Tlak napájacej vody
p_{sp}	MPa	Celkový parciálny tlak trojatómových plynov
p_{str}^m	MPa	Stredný tlak média vo výhrevnej ploche
Pr	-	Prandtlovo číslo
$\bar{q}$	kW/m^2	Stredné tepelné zaťaženie stien ohniska
Q_C	kJ/kg	Výhrevnosť uhlíku
Q_i	kW	Výkon výhrevnej plochy (<i>použité indexy i: EKO1, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, MP1, MP2</i>)
$Q_{i red}$	kJ/kg	Teplo privedené do ohniska s jedným kilogramom paliva
Q_m	kW	Teplo odovzdané médiu vo výhrevnej ploche
q_m	kW/m^2	Hustota tepelného toku do stein v mieste výstupného prierezu ohniska
Q_{reg}	kW	Teplo prenesené v parnom prihrievači
Q_s	kW	Teplo odovzdané do stien ohniska
Q_{sal}	kW	Sálavé teplo z ohniska
q_{sv}	kW/m^2	Hustota tepelného toku výstupným prierezom ohniska
Q_v	kW	Výrobné teplo pary
Q_i^{bil}	kW	Bilančné teplo spalín odovzdané v počítanej oblasti (<i>Použité indexy: DP, P5, MP, P4, VK, P1, EKO2, EKO1, OVZ</i>)
Q_i^c	kW	Tepelný výkon výhrevnej plochy (<i>Použité indexy: P3, P2-dosky, P2-strop DP, VÝP-boky DP, P5, P2-strop P5, VÝP-boky P5, MP1, MP2, P2-strop MP, P4, P2-strop P4, ZT, P1-strop, P1, EKO1, EKO2, OVZ</i>)
Q_i^{daf}	kJ/kg	Výhrevnosť horľaviny
Q_i^r	kJ/kg	Výhrevnosť paliva v surovom stave
Q_i^{sal}	kW	Sálavé teplo z ohniska zachytené výhrevnou plochou (<i>Použité indexy: P3, P2-dosky, P2-strop DP, VÝP-boky DP, P5, P2-strop P5, VÝP-boky P5,</i>)
Q_i^{sp}	kW	Tepelo odovzdané do výhrevnej plochy spalínami (<i>Použité indexy: P3, P2-dosky, P2-strop DP, VÝP-boky DP, P5, P2-strop P5, VÝP-boky P5, MP1, MP2, P2-strop MP, P4, P2-strop P4, ZT, P1-strop, P1, EKO1, EKO2, OVZ</i>)

Návrh opatření pro plnění emisních limitů u kotle bloku 210 MW

r_{H_2O}	-	Objemová časť vodnej pary
r_{sp}	-	Objemová časť trojatómových plynov
S	m^2	Výhrevná plocha
s	m	Efektívna hrúbka sálavej vrstvy
S_1	m^2	Prierez spalínového ťahu na vstupe do oblasti
S_2	m^2	Prierez spalínového ťahu na výstupe z oblasti
s_1	m	Priečna rozteč trubiek
s_2	m	Pozdĺžna rozteč trubiek
S^d	%	Obsah síry v sušine
S^{daf}	%	Obsah síry v horľavine
S_{doska}	m^2	Projekčná plocha dosky doskového prehrievača
S_p	m^2	Prietochný prierez pre médium
S_r	% · kg/MJ	Redukovaný obsah síry v surovom palive
S^r	%	Obsah síry v pôvodnom palive
S_{sp}	m^2	Prietochný prierez pre spaliny
S_{st}	m^2	Projekčný povrch stien ohniska
$S_{ús}$	m^2	Účinná sálavá plocha
S_{vz}	m^2	Prietochný prierez pre vzduch
t	m	Hrúbka steny trubky
T_1	K	Absolútna teplota spalín v priestore pred zväzkom
T_z	K	Absolútna teplota povrchu nánosov na trúbkách
t_a	$^{\circ}C$	Adiabatická teplota plameňa
$t_{i \text{ in}}$	$^{\circ}C$	Teplota média na vstupe do výhrevnej plochy (použité indexy i: <i>EKO1, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, BF-VT, BF-ST, MP1, MP2</i>)
$t_{i \text{ out}}$	$^{\circ}C$	Teplota média na výstupe z výhrevnej plochy (použité indexy i: <i>EKO1, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, BF-VT, BF-ST, MP1, MP2</i>)
t_K	$^{\circ}C$	Teplota spalín za kotlom
t_r	$^{\circ}C$	Teplota rosného bodu spalín
t_{str}	$^{\circ}C$	Teplota strusky
t_z	$^{\circ}C$	Teplota povrchu nánosov na trúbkách
t_1^m	$^{\circ}C$	Teplota média na vstupe do výhrevnej plochy
t_2^m	$^{\circ}C$	Teplota média na výstupe z výhrevnej plochy
t_1^{sp}	$^{\circ}C$	Teplota spalín na vstupe do oblasti
t_2^{sp}	$^{\circ}C$	Teplota spalín na výstupe z oblasti
t_1^{vz}	$^{\circ}C$	Teplota vzduchu na vstupe do ohrievača vzduchu
t_2^{vz}	$^{\circ}C$	Teplota vzduchu na výstupe z ohrievača vzduchu
t_{str}^m	$^{\circ}C$	Stredná teplota média vo výhrevnej ploche
T_{str}^{sp}	K	Stredná absolútna teplota prúdu spalín
t_{str}^{sp}	$^{\circ}C$	Stredná teplota spalín
t_{str}^{vz}	$^{\circ}C$	Stredná teplota vzduchu v ohrievači vzduchu
V_{AO}	m^3	Aktívny objem ohniska
v_p	m^3/kg	Merný objem pary
$V_{SV \text{ EKO}}$	Nm^3/s	Objemový tok spalín pred ekonomizérom
w_p	m/s	Rýchlosť prúdu média
W^r	%	Obsah vody v surovom palive
w_{sp}	m/s	Rýchlosť prúdu spalín
w_{vz}	m/s	Rýchlosť prúdu vzduchu

Návrh opatření pro plnění emisních limitů u kotle bloku 210 MW

x	-	Uhlový súčiniteľ
x_0	-	Pomerná výška maximálnej teploty plameňa
x_h	-	Pomerná výška horákov
X_{pop}	%	Podiel popola z paliva v popolčeku
X_{str}	%	Podiel popola z paliva v struske
y_h	-	Súčiniteľ nerovnomernosti vývinu tepla po výške ohniska
z_1	-	Počet radov priečne
z_2	-	Počet radov pozdĺžne
α	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu
α_1	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín
α_2	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla na strane pracovného média
α_{EKO}	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu pred ekonomizérom
α_K	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu za kotlom
α_k	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla konvekciou
α_{ok}	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu na výstupe z ohniska
α_s	$W/m^2 \cdot K$	Súčiniteľ prestupu tepla sálaním
$\alpha_{s red}$	$W/m^2 \cdot K$	Redukovaný súčiniteľ prestupu tepla sálaním
β	-	Súčiniteľ pre výpočet rosného bodu
β_{OVZ}^r	-	Stredný súčiniteľ prebytku vzduchu v OVZ (s recirkuláciou)
β'_{OVZ}	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu na strane vzduchu pred OVZ
β''_{OVZ}	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu na strane vzduchu za OVZ
β'^r_{OVZ}	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu na vstupe do OVZ (s recirkuláciou)
β''^r_{OVZ}	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu na výstupe z OVZ (s recirkuláciou)
Δp_i	MPa	Tlaková strata výhrevnej plochy (použité indexy i: EKO1, EKO2, VÝP, P1, P2, P3, P4, P5, BF-VT, BF-ST, MP1, MP2)
ΔQ	%	Odchýlka tepelnej bilancie
Δt	°C	Teplotný spád výhrevnej plochy
Δt_{pr}	°C	Teplotný spád pre protiprúdy výmenník tepla
Δx	-	Korekcia pomernej výšky horákov
$\Delta \alpha$	-	Zväčšenie súčiniteľa prebytku vzduchu
$\Delta \alpha_{ml}$	-	Zväčšenie α vplyvom prisávania v mlecích okruhoch
$\Delta \alpha_o$	-	Zväčšenie α vplyvom prisávania v ohnisku
$\Delta \varepsilon$	-	Zväčšenie súčiniteľa zanesenia plochy
ε	-	Súčiniteľ zanesenia povrchu trubiek
ε_0	-	Súčiniteľ zanesenia výhrevnej plochy
η_k	%	Tepelná účinnosť kotla
η_R	%	Stupeň redukcie
κ_1	-	Opravný súčiniteľ zohľadňujúci koncentráciu koksových častíc
κ_2	-	Opravný súčiniteľ zohľadňujúci koncentráciu koksových častíc
λ	$W/m \cdot K$	Súčiniteľ tepelnej vodivosti
μ	g/Nm^3	Koncentrácia popolčka v spalínach
μ	$N \cdot s/m^2$	Súčiniteľ dynamickej viskozity
ν	m^2/s	Súčiniteľ kinematickej viskozity
ξ	-	Súčiniteľ zanesenia steny
ξ	-	Súčiniteľ využitia plochy
ξ_c	%	Celková strata mechanickým nedopalom
ξ_{CO}	%	Strata chemickým nedopalom

ξ_f	%	Strata fyzickým teplom tuhých zstatkov
$\xi_{f\ str}$	%	Strata fyzickým teplom strusky
ξ_k	%	Strata fyzickým teplom spalín
ξ_{pop}	%	Strata mechanickým nedopalom v popolčeku
ξ_{str}	%	Strata mechanickým nedopalom v struske
σ_1	-	Pomerná priečna rozteč
σ_2	-	Pomerná pozdĺžna rozteč
σ'_2	-	Pomerná uhlopriečna rozteč
φ	-	Súčiniteľ uchovania tepla
φ_{o-zv}	-	Uhlový súčiniteľ ohnisko-zväzok
φ_σ	-	Súčiniteľ pre výpočet c_s
Ψ	-	Súčiniteľ tepelnej efektívnosti steny
ω	-	Súčiniteľ omývania dosiek doskového prehrievača

BF	Parný prihrievač - Biflux
DP	Doskový prehrievač
EKO1	Prvý diel ekonomizéra
EKO2	Druhý diel ekonomizéra
EPC	Elektrárň Počerady
MO	Mlecí okruh
MP1	Prvý diel spalínového prihrievača
MP2	Druhý diel spalínového prihrievača
NOx	Oxidy dusíku
OFA	Over Fire Air – dohorievací vzduch
OVZ	Ohrievač vzduchu
P1	Prehrievač P1
P2	Prehrievač P2
P3	Prehrievač P3
P4	Prehrievač P4
P5	Výstupný prehrievač P5
SCR	Selektívna katalytická redukcia
SK	Spaľovacia komora
SNCR	Selektívna nekatalytická redukcia
ST	Stredný tlak
V1	Vstrek za prehrievačom P1
V2	Vstrek za prehrievačom P3
V2a	Vstrek za bifluxom
V3	Vstrek za prehrievačom P4
V4	Vstrek za prihrievačom MP1
VT	Vysoký tlak
VÝP	Výparník

PRÍLOHA

Výkres zostavy kotla