

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ KOTEL NA BIOMASU MENŠÍCH VÝKONŮ

GRATE BIOMASS BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martina Kleinová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: **Bc. Martina Kleinová**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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

Parní kotel na biomasu menších výkonů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh kotle na spalování biomasy.
Bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle. Parametry kotle a složení paliva bude upřesněno v rámci realizace práce.

Cíle diplomové práce:

Zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle.
Zpracovat rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle a dispozičního řešení.
Určit tlakové ztráty na straně spalín i média.

Seznam doporučené literatury:

Černý, Janeba, Teyssler: Parní kotle, Technický průvodce č. 32, SNTL, 1983, 04-224-83
Dlouhý: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7
Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983,
Baláš: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Hlavní náplní diplomové práce je návrh parního kotle na biomasu menších výkonů 6 MW. Palivem kotle byla zvolena smrková dřevní štěpka o 40% vlhkosti. Parametry přehřáté páry jsou teplota 420 °C a tlak 40 barů. Práce obsahuje stechiometrické a tepelné výpočty, které jsou určeny složením paliva a parametry výstupní páry. V příloze práce jsou zaznačeny jednotlivé teplosměnné plochy a rozměrový návrh kotle včetně dispozičního řešení. V této práci rovněž vystupují výpočty tlakových ztrát na straně obou médií.

Klíčová slova

Parní kotel, roštový kotel, bubnový kotel s přirozenou cirkulací, biomasa, smrková dřevní štěpka, tepelné ztráty, účinnost

ABSTRACT

The main content of the thesis is the design of a steam boiler for biomass of smaller outputs of 6 MW. The fuel of the boiler was chosen spruce wood chip by 40% humidity. The parameters of the superheated steam are a temperature of 420 °C and a pressure of 40 bar. The work includes stoichiometric and thermal calculations, which are determined by fuel composition and output steam parameters. In the annex to the thesis, individual heat-exchange surfaces and the dimensional design of the boiler, including the layout, are marked. This work also features calculations of pressure losses on the part of both media.

Key words

Steam boiler, grate boiler, drum boiler with natural circulation, biomass, spruce wood chip, heat loss, efficiency

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Citace tištěné práce:

KLEINOVÁ, Martina. *Parní kotel na biomasu menších výkonů*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/158099>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

Citace elektronického zdroje:

KLEINOVÁ, Martina. *Parní kotel na biomasu menších výkonů* [online]. Brno, 2024 [cit. 2023-11-18]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/158099>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *diplomovou práci* na téma **Parní kotel na biomasu menších výkonů** vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto panu Ing. Martinovi Lisému, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD	13
1 Celková koncepce parního kotle	14
2 Parametry paliva a stechiometrické výpočty	15
2.1 Rozbor paliva a přepočet na původní stav	15
2.2 Stechiometrické výpočty	16
2.3 Entalpie vzduchu a spalin	19
3 Tepelná bilance kotle	21
3.1 Redukovaná výhřevnost	21
3.2 Ztráty kotle	22
3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem	22
3.2.2 Ztráta chemickým nedopalem	24
3.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí	24
3.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	25
3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)	26
3.2.6 Tepelná účinnost kotle	26
3.3 Hmotnostní tok páry	27
4 Tepelná bilance výhřevných ploch	28
4.1 Přehřívák P3	28
4.2 Přehřívák P2	29
4.3 Přehřívák P1	30
4.4 Výparník	31
4.5 Ekonomizér	31
4.6 Ověření celkového tepelného výkonu kotle	32
5 Návrh spalovací komory	33
5.1 Rozměry roštu a spalovací komory	33
5.2 Tepelný výpočet spalovací komory	35
5.3 Rozměrový návrh spalovací komory	41
5.4 Tepelný výkon ohniště	42
6 Návrh II. tahu	44
6.1 Rozměrový návrh II. tahu	44
6.2 Tepelný výpočet II. tahu	47
7 Návrh III. tahu	52
7.1 Koncepce III. tahu	52
7.2 Obratová komora	53
7.2.1 Tepelný výpočet pro membránovou stěnu obratové komory	55
7.3 Úsek s přehřívákem P3	60

7.3.1	Tepelný výpočet přehříváku P3	62
7.3.2	Tepelný výpočet membránové stěny v oblasti přehříváku P3	67
7.3.3	Výstupní teplota spalin	70
7.4	Úsek s přehřívákem P2	72
7.4.1	Tepelný výpočet přehříváku P2	74
7.4.2	Tepelný výpočet membránové stěny v oblasti přehříváku P2	79
7.4.3	Výstupní teplota spalin	82
7.5	Návrh výstupního kanálu ze III. tahu	82
8	Návrh IV. tahu	84
8.1	Koncepce IV. tahu	84
8.2	Oblast s přehřívákem P1	84
8.2.1	Tepelný výpočet přehříváku P1	86
8.2.2	Výstupní teplota spalin	91
8.3	Oblast s ekonomizérem E2	92
8.3.1	Tepelný výpočet ekonomizéru E2	94
8.3.2	Výstupní teplota spalin	99
8.4	Návrh výsypky mezi IV. a V. tahem	100
9	Návrh V. a VI. tahu	101
9.1	Oblast s ekonomizérem E1	101
9.2	Tepelný výpočet ekonomizéru E1	103
9.2.1	Výstupní teplota spalin	106
9.3	Návrh výstupního kanálu mezi V. a VI. tahem	107
10	Návrh ohříváku vzduchu	109
10.1	Konstrukční návrh ohříváku vzduchu	109
10.2	Tepelný výpočet ohříváku vzduchu	110
10.2.1	Výstupní teplota vzduchu	116
11	Kontrola tepelné bilance	118
12	Návrh bubny	120
13	Aerodynamický výpočet	121
13.1	Ztráty ve spalovací komoře	121
13.1.1	Ztráty třením v průtočném kanále	121
13.1.2	Místní ztráty	122
13.1.3	Ztráta zdvihovou prací	123
13.1.4	Celková ztráta v I. tahu	123
13.2	Ztráty ve II. tahu	123
13.2.1	Ztráty třením v průtočném kanále	123

13.2.2	Místní ztráty	124
13.2.3	Ztráta zdvihovou prací	124
13.2.4	Celková ztráta v II. tahu	125
13.3	Ztráty ve III. tahu	125
13.3.1	Ztráty třením v průtočném kanále	125
13.3.2	Místní ztráty	126
13.3.3	Místní ztráty svazku P3	126
13.3.4	Místní ztráty svazku P2	126
13.3.5	Ztráta zdvihovou prací	127
13.3.6	Celková ztráta v III. tahu	127
13.4	Ztráty ve IV. tahu	127
13.4.1	Ztráty třením v průtočném kanále	127
13.4.2	Místní ztráty	128
13.4.3	Místní ztráty svazku P1	129
13.4.4	Místní ztráty celku E2	129
13.4.5	Ztráta zdvihovou prací	129
13.4.6	Celková ztráta ve IV. tahu	130
13.5	Ztráty v V. a VI. tahu	130
13.5.1	Ztráty třením v průtočném kanále	130
13.5.2	Místní ztráty v kanálu V. tahu	131
13.5.3	Místní ztráty v kanálu VI. tahu	131
13.5.4	Místní ztráty celku E1	132
13.5.5	Celková ztráta V. a VI. tahu	132
13.6	Celková aerodynamická ztráta kotle	132
14	Hydraulické ztráty	133
14.1	Hydraulické ztráty P3	133
14.1.1	Ztráty způsobené třením	133
14.1.2	Ztráty v ohybech	133
14.1.3	Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek	133
14.1.4	Celková tlaková ztráta P3	134
14.2	Hydraulické ztráty P2	134
14.2.1	Ztráty způsobené třením	134
14.2.2	Ztráty v ohybech	134
14.2.3	Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek	134
14.2.4	Celková tlaková ztráta P2	135
14.3	Hydraulické ztráty P1	135
14.3.1	Ztráty způsobené třením	135
14.3.2	Ztráty v ohybech	135

14.3.3	Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek	135
14.3.4	Celková tlaková ztráta P1	136
14.4	Hydraulické ztráty E2	136
14.4.1	Ztráty způsobené třením	136
14.4.2	Ztráty v ohybech	136
14.4.3	Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek	137
14.4.4	Ztráta způsobena hydrostatickým tlakem	137
14.4.5	Celková tlaková ztráta E2	137
14.5	Hydraulické ztráty E1	137
14.5.1	Ztráty způsobené třením	137
14.5.2	Ztráty v ohybech	137
14.5.3	Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek	138
14.5.4	Ztráta způsobena hydrostatickým tlakem	138
14.5.5	Celková tlaková ztráta E1	138
14.6	Hydraulické ztráty ohříváku vzduchu	138
14.6.1	Ztráty způsobené třením	138
14.6.2	Ztráty v ohybech	139
14.6.3	Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek	139
14.6.4	Celková hydraulická ztráta ohříváku vzduchu	139
14.7	Celková hydraulická ztráta	139
15	Kontrola koroze	140
15.1	Nízkoteplotní koroze	140
15.1.1	Předcházení nízkoteplotní korozi	140
15.2	Vysokoteplotní koroze	141
15.2.1	Předcházení vysokoteplotní korozi	142
ZÁVĚR		143
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		145
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		146
SEZNAM OBRÁZKŮ		152
SEZNAM TABULEK		153
SEZNAM PŘÍLOH		154

ÚVOD

Parní kotle lze navrhovat na paliva tuhá, kapalná a plynná. V důsledku stálého rozšiřování využívání biomasy v energetice namísto čistě jen fosilních paliv se i tato práce zabývá kotlem tohoto typu. Jedná se tedy o parní kotel menších výkonů, který je navržen na spalování biomasy, konkrétně smrkové dřevní štěpky.

Dřevní štěpka ze zbytků lesní těžby má po vytěžení obsah vody větší než 55 %. Taková dřevní štěpka je přes léto zpravidla vysoušena na slunci a na větrané ploše, tímto procesem sušení může vlhkost klesnout přibližně k 30 %. Výhřevnost dřevní štěpky je závislá na obsahu vody v palivu, její hodnota se pohybuje okolo 8 - 12 MJ/kg [12].

Za pomoci chemické energie vázané v palivu se spalováním paliva realizuje uvolnění tepelné energie, která je spalinami transportována do dalších tahů kotle. V kotli dochází přenosem tepla ze strany spalin přes tepelné výměníky k ohřevu na požadované parametry pracovního média. Při navrhování kotle se cílí na dosažení požadovaných parametrů výstupní přehřáté páry při zadaném parním výkonu kotle.

Návrh kotle vychází z předem stanovených parametrů, jimiž jsou parní výkon kotle 6 MW a vlhkost paliva 40 %, následovány parametry přehřáté páry na výstupu z kotle, teplotou napájecí vody do kotle vstupující a rovněž teplotou odchozích spalin do komína.

Cílem práce je zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle, mimoto vyhotovit také rozměrový návrh kotle včetně základní výkresové dokumentace a dispozičního řešení. Rovněž je zadáno stanovit hydraulické a aerodynamické ztráty, tedy určit ztráty na straně pracovního média i spalin.

Ke stanovení kompletního tepelného výpočtu kotle, stechiometrického výpočtu, hydraulických a aerodynamických ztrát bylo využíváno tabulkového procesoru Microsoft Excel. V tomto softwaru se u tepelného výpočtu získávaly skutečné hodnoty, parametry a rozměry pomocí iterování teploty spalin na výstupu z dané oblasti kotle. U výkresové dokumentace rozměrového návrhu bylo využíváno softwaru Autocad určeného pro 2D výkresové dokumentace.

1 Celková koncepce parního kotle

Na počátku je voleno palivo – biomasa – smrková dřevní štěpka o vlhkosti 40 %, tato vlhkost je zásadní pro následný návrh spalovací komory, a to zda začlenit šamotovou vyzdívku či ne. V případě tohoto kotle není nutná, zavádí se v případě příliš vlhkých paliv do výšky dvou metrů od osy roštu.

Součástí spalovací komory je pásový rošt s pneumatickým pohazováním paliva. Jemnější částice shoří ještě za letu, ty těžší dopadají na rošt, kde prohořívají s přísunem primárního vzduchu. Pás roštu se pohybuje tak, že se palivo přesouvá směrem k pohazovači a následně je škvára odváděna do výsypky mokrým vynašečem. Stěny spalovací komory jsou tvořeny membránovou stěnou výparníku a přívod sekundárního vzduchu je zabudován 3,6 m nad osou roštu. Na konci komory odchází spaliny výstupním oknem do druhého tahu.

Pro parní kotle o výstupním tlaku páry do 15 MPa se aplikuje koncepce oběhu s přirozenou cirkulací pro bubnové vodotrubnaté kotle [8]. Což odpovídá parametrům přehřáté páry na výstupu, která v případě tohoto kotle činí 420 °C a 40 barů \approx 4MPa. Dále je stanovena teplota napájecí vody na vstupu, konkrétně 105 °C.

Druhý tah je ponechán prázdný, tvořen pouze membránovou stěnou výparníku, na něj navazuje obrátová komora s výsypkou pro recirkulaci spalin zpět do spalovací komory pomocí šnekového dopravníku a svodky z otěruvzdorného materiálu - *hardoxu*. Svodka je napojena na spalovací komoru pod úhlem 10 ° a z druhého konce je do ní zaveden přívod vzduchu, který zajišťuje tah recirkulovaných spalin. Prázdný tah je volen z důvodu ochlazení spalin, a zamezení tak nalepování popílku a vysokoteplotní korozi na trubkách výměníků.

Ve třetím tahu jsou kromě membránové stěny výparníku zavedeny také teplosměnné plochy, počínaje přehřívákem P3, který je konečnou výhřevnou plochou a vystupuje z něj přehřátá pára jdoucí na turbínu. Za ním následuje přehřívák P2, kde je do pracovního média na jeho výstupu zaveden první vstřík pro regulaci teploty páry. Tyto teplosměnné plochy jsou uchyceny k tahu háčky z důvodu ušetření prostoru. Do kanálu mezi III. a IV. je zabudován kompenzátor z důvodu případné teplotní dilatace.

Čtvrtý tah je již tvořen pouze nechlazeným plechovým kanálem a počíná posledním z řady přehříváků, a to P1, mezi nímž a přehřívákem P2 je nainstalován druhý vstřík páry. V tomto tahu začínají též svazky ekonomizéru, které jsou rozděleny na dva celky, mezi nimiž je uvažován ohřívák vzduchu, kterým proudí právě voda z ekonomizéru. Tedy ochlazená voda z OVZ putuje do svazků ekonomizérů ve čtvrtém tahu, kde je opět přehřátá na požadovanou výstupní teplotu s určitým nedohřevem. Dále pracovní médium z EKA putuje do bubnu výparného systému. Na konci tohoto tahu se opět nachází výsypka.

Pátý a šestý tah jsou tvořeny zbylými svazky ekonomizérů a nechlazeným oplechováním. Do prvního svazku vstupuje napájecí voda a z posledního svazku pátého tahu proudí voda do OVZ, kde je primární a sekundární vzduch předeříván na teplotu 155 °C. Ohřívák vzduchu je zaveden mimo tahy kotle. Na výstupu z šestého tahu je kromě výsypky zaveden také odvod spalin do komína, teplota odchozích spalin by se měla pohybovat v rozmezí 135 až 140 °C.

2 Parametry paliva a stechiometrické výpočty

2.1 Rozbor paliva a přepočet na původní stav

V této práci je jako palivo obecně zadána biomasa, kterou je nutno si zvolit. Dle vlhkosti, množství vody, v původním stavu paliva se určí konkrétní druh biomasy. V případě této práce se jedná o smrkovou dřevní štěpku, jejíž hodnota vlhkosti W^r se pohybuje v rozmezí od 30 do 45 % v závislosti na době, během níž byla štěpka vystavena sušení [4]. *Tabulka č. 1* zahrnuje procentuální prvkový rozbor smrkové dřevní štěpky [1].

Tabulka č. 1 – Prvkový rozbor [1]

Prvkový rozbor [%]	
Prvek	daf
C	50,3
H	6,16
O	43,4
N	0,12
S	0,01
Cl	0,01
Σ	100

U energetického využití biomasy pro spalování není vhodná biomasa příliš suchá ani vlhká, ideální hodnota vlhkosti se pohybuje okolo 40 %, W^r se tedy rovná 40 %. Následně se přepočítá stav hořlaviny daf pro $A^r = 2$ [4] na původní stav hořlaviny r pomocí vzorce:

$$r = \frac{100 - W^r - A^r}{100} \cdot daf \quad (2.1.10)$$

$$C^r = \frac{100 - W^r - A^r}{100} \cdot C^{daf}$$

$$C^r = \frac{100 - 40 - 2}{100} \cdot 50,3 = 29,17 \%$$

Veškeré vzorce a rovnice použité v rámci realizace této diplomové práce vychází z odborné literatury [2][3], pokud není uvedeno jinak.

Tabulka č. 2 již zahrnuje přepočítání paliva na původní stav:

Tabulka č. 2 – Hrubý rozbor

Prvkový rozbor [%]		Hrubý rozbor [%]
Prvek	daf	$W^r = 40$
		$A^r = 2$
C	50,3	29,17
H	6,16	3,57
O	43,4	25,17
N	0,12	0,07
S	0,01	$5,8 \cdot 10^{-3}$
Cl	0,01	$5,8 \cdot 10^{-3}$
Σ	100	100

2.2 Stechiometrické výpočty

V této podkapitole je třeba dopočítat skutečné objemy vzduchu a spalin.

Minimální objem O^2 potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r_{prch}}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (2.2.10)$$

kde S^r_{prch} [-] je hmotnostní podíl prchavé složky síry v původním stavu, který je schopen oxidace.

$$O_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,2917}{12,01} + \frac{0,0357}{4,032} + \frac{5,8 \cdot 10^{-5}}{32,06} - \frac{0,2517}{32} \right) = 0,566 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Minimální objemová spotřeba suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva při dokonalém spalování se spočítá následovně:

$$O^s_{vzmin} = \frac{O_{O_2min}}{0,21} \quad (2.2.11)$$

$$O^s_{vzmin} = \frac{0,566}{0,21} = 2,695 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Minimální objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva při dokonalém spalování:

$$O_{vz\ min} = f \cdot O_{vz\ min}^s \quad (2.2.12)$$

kdy hodnota součinitele f se uvažuje při konstrukčních výpočtech pro běžné klimatické podmínky, tedy pro relativní vlhkost $\varphi = 70\%$ a teplota okolního vzduchu $t_v = 25\text{ °C}$.

$$f = 1,016$$

$$O_{vz\ min} = 1,016 \cdot 2,695 = 2,738\text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu se spočítá z rozdílu vzduchu:

$$O_{H_2O}^{VZ} = O_{vz\ min} - O_{vz\ min}^s \quad (2.2.13)$$

$$O_{H_2O}^{VZ} = 2,738 - 2,695 = 0,043\text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Minimální množství suchých spalín:

$$O_{sp\ min}^s = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (2.2.14)$$

Nejdříve je třeba dopočítat jednotlivé složky:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{vz\ min}^s \quad (2.2.15)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,2917 + 0,0003 \cdot 2,695 = 0,5415\text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r \quad (2.2.16)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 5,8 \cdot 10^{-5} = 3,96 \cdot 10^{-5}\text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{vz\ min}^s \quad (2.2.17)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0007 + 0,7805 \cdot 2,695 = 2,104 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{vz\ min}^s \quad (2.2.18)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 2,695 = 0,0248 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Nyní je možné dopočítat min. množství suchých spalin:

$$O_{sp\ min}^s = 0,5415 + 3,96 \cdot 10^{-5} + 2,104 + 0,0248 = 2,67 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin, do kterého spadá vodní pára ze spalování vodíku, odpařená vlhkost paliva a vlhkost vzduchu:

$$O_{H_2O}^{sp} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + (f - 1) \cdot O_{vz\ min}^s \quad (2.2.19)$$

$$O_{H_2O}^{sp} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0357 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,4 + (1,016 - 1) \cdot 2,695 = 0,937 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Minimální objem vlhkých spalin:

$$O_{sp\ min} = O_{sp\ min}^s + O_{H_2O}^{sp} \quad (2.2.20)$$

$$O_{sp\ min} = 2,67 + 0,937 = 3,607 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

K dopočítání skutečného objemu vzduchu a spalin je zapotřebí součinitel přebytku vzduchu α , ten se odvíjí od vlhkosti daného paliva. Po zkonzultování s vedoucím práce se pro tento případ vlhkosti stanoví α rovna 1,3.

Skutečný objem vzduchu:

$$O_{vz} = O_{vz \min} \cdot \alpha \quad (2.2.21)$$

$$O_{vz} = 2,738 \cdot 1,3 = 3,559 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

Skutečný objem spalin:

$$O_{sp} = O_{sp \min} + O_{vz \min} \cdot (\alpha - 1) \quad (2.2.22)$$

$$O_{sp} = 3,607 + 2,738 \cdot (1,3 - 1) = 4,428 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{pal}$$

2.3 Entalpie vzduchu a spalin

K vyjádření tepla odebraného spalinám je účelnější pracovat s entalpií spalin nežli například s měrnou tepelnou kapacitou, která se mění v závislosti na teplotě. Jelikož lze na spaliny nahlížet jako na směs plynů, v níž mohou být rozptýleny částice popílku, je možné výslednou entalpii vyjádřit jako sumu entalpií jednotlivých složek včetně popílku [3].

Rovnice vyjadřující entalpii spalin o teplotě t [°C], které vzniknou po spálení 1 kg tuhého či kapalného paliva s přebytkem vzduchu α :

$$I_S^{t,\alpha} = I_S^t \min + (\alpha - 1) \cdot I_V^t \min \quad (2.3.10)$$

Entalpie stechiometrických spalin pro $\alpha = 1$ se stanoví následovně:

$$I_S^t \min = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t \quad (2.3.11)$$

Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě t :

$$I_V^t \min = O_{VZ}^S \min \cdot i_{VZ,S}^t + O_{H_2O}^{VZ} \cdot i_{H_2O}^t \quad (2.3.12)$$

Následující *Tabulka č. 3* ukazuje závislost měrných entalpií na teplotě. Z těchto hodnot poté vychází *Tabulka č. 4*, která již ukazuje data entalpií stechiometrických spalin a minimálního množství vzduchu pro stejnou škálu teplot a rovněž entalpii spalin pro konkrétní součinitel

přebytku vzduchu $\alpha = 1,3$. Poměrný úlet popílku z ohniště vztažený k celkovému obsahu popela v palivu A^r byl stanoven vedoucím práce jako $a_{ii} = 25 \%$.

Tabulka č. 3 Entalpie dílčích složek spalin [3]

Měrná entalpie některých složek spalin [kJ/Nm ³] v závislosti na teplotě t [°C]								
t [°C]	O ₂	CO ₂	N ₂	H ₂ O	SO ₂	Ar	Suchý vzduch	Popílek [kJ/kg]
25	32,78	41,62	32,53	39,1	46,81	23,32	32,57	20,2
100	132	170	130	150	189	93	132	80
200	267	357	260	304	392	186	266	170
300	407	559	392	463	610	278	403	265
400	551	772	527	626	836	372	542	362
500	699	994	666	795	1070	465	684	460
600	850	1225	804	969	1310	575	830	558
700	1004	1462	948	1149	1550	650	978	658
800	1160	1705	1094	1334	1800	743	1129	761
900	1318	1952	1241	1526	2052	835,7	1283	868,4
1000	1477	2203	1392	1723	2304	928,2	1439	982,8
1500	2293	3503	2166	2779	3587	1393	2240	1710
2000	3138	4844	2965	3925	4890	1857	3065	2500

Tabulka č. 4 Entalpie spalin s přebytkem vzduchu α

t [°C]	$I_{S min}^t$ [kJ/kg]	$I_{V min}^t$ [kJ/kg]	$I_S^{t,\alpha}$ [kJ/kg] ($\alpha = 1,3$)
25	128,2982	89,45745	155,1355
100	508,8389	362,19	617,4959
200	1030,682	729,942	1249,664
300	1569,541	1105,994	1901,339
400	2124,477	1487,608	2570,759
500	2698,304	1877,565	3261,574
600	3280,008	2278,517	3963,563
700	3882,349	2685,117	4687,884
800	4497,294	3100,017	5427,299
900	5123,083	3523,303	6180,074
1000	5764,168	3952,194	6949,826
1500	9101,3	6156,297	10948,19
2000	12597,86	8428,95	15126,54

3 Tepelná bilance kotle

Tepelná účinnost kotle η_k vychází z nepřímé metody, u ní je třeba znát určité energetické ztráty, které během procesu vznikají. Tyto ztráty se do výpočtů převádějí na jejich tepelný ekvivalent [2][3]. Tato metoda je častěji užívána oproti přímé metodě, jelikož snadněji získává potřebné podklady. Ztráty jsou vztaženy na 1 kg paliva [8].

3.1 Redukovaná výhřevnost

Redukovaná výhřevnost paliva slouží k určení tepelného příkonu kotle, ze kterého lze dopočítat účinnost. Tato výhřevnost zahrnuje celkové teplo přivedené do kotle vztažené na jednotkové množství paliva [3].

V případě zanedbání vlivu přivedeného tepla cizím zdrojem, tepla ze spalin 3. recirkulace a tepla přivedeného parou při ofukování stěn nebo rozprašováním mazutu, vypadá rovnice pro redukovanou výhřevnost následovně [3]:

$$Q_{i,red} = Q_i^r + i_{pv} \quad (3.1.10)$$

Výhřevnost Q_i^r dřevní smrkové štěpky při 40% vlhkosti se udává přibližně 10,1 MJ/kg. S klesající vlhkostí roste výhřevnost paliva, konkrétně u smrkové štěpky v rozmezí vlhkostí od 10 do 40 % se výhřevnost pohybuje od 16,4 až po 10,1 MJ/kg [6]. Fyzické teplo paliva i_{pv} se dále dopočítá z rovnice (3.1.12), za předpokladu, že splňuje danou podmínku (3.1.11), v opačném případě se fyzické teplo paliva neuvažuje [3].

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19 \cdot 150} \quad (3.1.11)$$

$$40 \geq \frac{10100}{4,19 \cdot 150} \quad \Rightarrow \quad 40 > 16$$

Podmínka obsahu vody je splněna – fyzické teplo paliva se uvažuje:

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv} \quad (3.1.12)$$

Ze vzorce pro měrnou tepelnou kapacitu tuhého paliva:

$$c_{pv} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r) \quad (3.1.13)$$

Měrná tepelná kapacita sušiny c_{su} , v tomto případě konkrétně z biomasy, se uvádí přibližně 1,4 kJ/kg·K [5]. Teplota paliva t_{pv} se uvažuje podle teploty v kotelně, která se předpokládá 25 °C.

$$c_{pv} = 4,19 \cdot 0,4 + 1,4 \cdot (1 - 0,4) = 2,516 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

$$i_{pv} = 2,516 \cdot 25 = 62,9 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{i,red} = 10100 + 62,9 = 10162,9 \text{ kJ/kg}$$

3.2 Ztráty kotle

Při spalování tuhých paliv se většinou zohledňuje pět základních tepelných ztrát kotle, přičemž teplo odluhové vody z bubnu se neuvažuje, jelikož jej lze znovu využít. Jedná se o ztráty mechanickým nedopalem Z_c , chemickým nedopalem Z_{co} , sáláním a vedením tepla do okolí Z_{sv} , fyzickým teplem tuhých zbytků Z_f a nakonec ztráty citelným teplem spalin (komínové ztráty) Z_k [3].

3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztrátu mechanickým nedopalem, jakožto ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích, lze dopočítat následnou sumací [3]:

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cp} + Z_{cú} + Z_{cr} \tag{3.2.1.10}$$

Pro dílčí ztráty mechanickým nedopalem platí vzorec:

$$Z_{ci} = \frac{C_i}{1 - C_i} \cdot X_i \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot Q_{ci} \tag{3.2.1.11}$$

Proměnná C_i představuje podíl hořlavinou v uvažovaném druhu tuhých zbytků a X_i podíl popela z celkového množství v palivu A^r připadající na uvažovaný druh tuhých zbytků [2]. Hodnoty těchto procentních podílů byly po konzultaci s vedoucím stanoveny společně s teplotami, které odpovídají oblastem dílčích ztrát, viz. *Tabulka č. 5*. Průměrná hodnota výhřevnosti Q_{ci} , za předpokladu, že spalitelné látky jsou tvořeny převážně uhlíkem, je rovna 32 600 kJ/kg [2].

Tabulka č. 5 Ztráty mechanickým nedopalem

	X_i [-]	C_i [-]	t_i [°C]
Ztráta na roštu	0,6	0,03	300
Ztráta 2./3. tahu	0	-	-
Ztráta 4. tahu	0,15	0,3	200
Ztráta úletem	0,25	0,3	135

Ztráta nedopalem ve škváře nebo strusce, neboli v tuhých zbytcích zachycených v ohništi:

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i red}} \cdot Q_{cs}$$

$$Z_{cs} = \frac{0,03}{1 - 0,03} \cdot 0,6 \cdot \frac{0,02}{10162,9} \cdot 32\,600 = 0,1191 \%$$

Ztráta mechanickým nedopalem ve výsypce mezi 2. a 3. tahem nemá vliv na celkovou ztrátu, protože v tomto místě dochází k recirkulaci popílku zpět do spalovací komory.

$$Z_{cp\ 2/3} = 0$$

Ztráta mechanickým nedopalem ve výsypce ve 4. tahu:

$$Z_{cp\ 4} = \frac{C_{p\ 4}}{1 - C_{p\ 4}} \cdot X_{p\ 4} \cdot \frac{A^r}{Q_{i red}} \cdot Q_{cp\ 4}$$

$$Z_{cp\ 4} = \frac{0,3}{1 - 0,3} \cdot 0,15 \cdot \frac{0,02}{10162,9} \cdot 32\,600 = 0,4124 \%$$

Ztráta mechanickým nedopalem v úletu:

$$Z_{cú} = \frac{C_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot X_{ú} \cdot \frac{A^r}{Q_{i red}} \cdot Q_{cú}$$

$$Z_{cs} = \frac{0,3}{1 - 0,3} \cdot 0,25 \cdot \frac{0,02}{10150,32} \cdot 32\,600 = 0,6874 \%$$

Ztráta roštovým propadem Z_{cr} je zanedbatelná oproti ostatním ztrátám a do výpočtu se nezahrnuje.

Výsledná ztráta mechanickým nedopalem:

$$Z_c = 0,1191 + 0,4124 + 0,6874 = 1,2189 \%$$

3.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Jedná se o ztrátu hořlavinou ve spalinách, neboli teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalinách. Tato ztráta je zanedbatelná, pro ujištění ji lze ale dopočítat pomocí vzorce [3]:

$$Z_{co} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{sp\ min}^s}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_{i\ red}} \quad (3.2.2.10)$$

Hodnoty emisních limitů CO a obsahu kyslíku pro referenční stav spalin $O_{2\ ref}$ se vztahují na suché spaliny o tlaku 101,325 kPa a teplotě 0 °C, pro biomasu je obsah O_2 11%. U kotlů na tuhá paliva a výkon v rozmezí 5 – 50 MW je emisní limit pro CO stanoven 400 mg/Nm³ [3].

$$Z_{co} = \frac{0,2116 \cdot 400 \cdot 2,67}{(21 - 11) \cdot 10162,9} = 2,2237 \cdot 10^{-3} \%$$

Ztráta chemickým nedopalem je zanedbatelná.

3.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Výpočet této ztráty je určen pomocí normy ČSN EN 12952-15.

$$Z_{sv} = \frac{\dot{Q}_{RC}}{\dot{Q}_N} \quad (3.2.3.10)$$

Ztráty konvekcí a sáláním se určí následně:

$$\dot{Q}_{RC} = \dot{Q}_N^{0,7} \cdot C \quad (3.2.3.11)$$

Parní výkon kotle na biomasu byl na začátku práce stanoven přibližně na 6 MW. Při výpočtu ztráty sáláním tento výkon představuje maximálně využitelný tepelný výkon \dot{Q}_N . Hodnota koeficientu C se uvažuje stejné jako u kotlů na hnědé uhlí a kotle pro spalování ve fluidní vrstvě, tedy $C = 0,0315$ [-].

$$\dot{Q}_{RC} = 6^{0,7} \cdot 0,0315 = 110,412 \text{ kW}$$

$$Z_{sv} = \frac{0,110412}{6} = 1,8402 \%$$

3.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků se opět spočítá jako suma dílčích ztrát:

$$Z_f = \sum_i \frac{X_i}{1 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_{i \text{ red}}} \cdot c_i \cdot t_i \quad (3.2.4.10)$$

Obdobně jako v případě výpočtu dílčích ztrát u mechanického nedopalu se přepočítají i dílčí ztráty v případě ztrát fyzickým teplem tuhých zbytků, tedy pro stejné oblasti kotle, ve kterých se ztráty určují.

Z tabulky měrných tepelných kapacit jednotlivých složek spalin a popela z odborné literatury [2] lze získat požadované hodnoty pro tento výpočet.

Tabulka č. 6 Měrné teplo tuhých zbytků popela

t_i [°C]	c_i [kJ/kg·K]
135	0,8213
200	0,846
300	0,879

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve škváře nebo strusce, neboli v tuhých zbytcích zachycených v ohništi:

$$Z_{fs} = \frac{0,6}{1 - 0,03} \cdot \frac{0,02}{10162,9} \cdot 0,879 \cdot 300 = 0,0321 \%$$

Ztráta fyzickým teplem popílku ve výsypce mezi 2. a 3. tahem nemá vliv na celkovou ztrátu, protože v tomto místě dochází k recirkulaci popílku zpět do spalovací komory.

$$Z_{fp \ 2/3} = 0$$

Ztráta fyzickým teplem popílku ve výsypce ve 4. tahu:

$$Z_{fp \ 4} = \frac{0,15}{1 - 0,3} \cdot \frac{0,02}{10162,9} \cdot 0,846 \cdot 200 = 0,0071 \%$$

Ztráta fyzickým teplem popílku v úletu:

$$Z_{fú} = \frac{0,25}{1 - 0,3} \cdot \frac{0,02}{10162,9} \cdot 0,8213 \cdot 135 = 0,0078 \%$$

Výsledná ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků:

$$Z_f = 0,0321 + 0,0071 + 0,0078 = 0,047 \%$$

3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t,\alpha} - I_V^{t,\alpha}}{Q_{i\ red}} \quad (3.2.5.10)$$

Ve vzorci vystupuje již spočítaná ztráta mechanickým nedopalem, a entalpie spalin při konkrétní teplotě a součiniteli přebytku vzduchu, kterou lze pro odchozí teplotu spalin 135 °C odvodit interpolací z *Tabulky č. 4*.

Entalpie vzduchu při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1,3$ a teplotě okolí v kotelně uvažované jako 25 °C, kdy je již známa entalpie minimálního množství vzduchu při této teplotě, rovněž z *Tabulky č. 4*, se dále dopočítá [2]:

$$I_V^{t,\alpha} = \alpha \cdot I_V^{t\ min} \quad (3.2.5.11)$$

$$I_V^{t,\alpha} = 1,3 \cdot 89,45745 = 116,2947 \text{ kJ/kg}$$

$$Z_k = (100 - 1,2189) \cdot \frac{838,7547 - 116,2947}{10162,9} = 7,0221 \%$$

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - \sum Z_i = Z_c + Z_{sv} + Z_f + Z_k \quad (3.2.6.10)$$

$$\eta_k = 100 - (1,2189 + 1,8402 + 0,047 + 7,0221) = 89,9 \%$$

Tepelná účinnost roštových kotlů na tuhá paliva se obvykle pohybuje okolo 90 %, výsledek tedy lze považovat za správný [8].

3.3 Hmotnostní tok páry

Parametry páry byly po konzultaci s vedoucím práce stanoveny následovně: pro přehřátou páru vstupující do turbíny byly určeny hodnoty tlaku $p_{pp} = 40$ barů a teplota přehřáté páry $t_{pp} = 420$ °C.

Pomocí parních tabulek [7] se stanovila entalpie v tomto bodě: $i_{pp} = 3261,36$ kJ/kg. Dále napájecí voda o teplotě $t_{nv} = 105$ °C a tlaku $p_{nv} = 4,5$ MPa má entalpii $i_{nv} = 443,47$ kJ/kg. Procento odluhu z bubnu je zanedbatelné, a proto se do výpočtu nezahrnuje [2].

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_p \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (3.3.10)$$

Z rovnice (3.3.10) a (3.3.11) lze dopočítat hmotnostní tok páry, jelikož výkon kotle byl stanoven na začátku práce na 6 MW, a účinnost lze vyjádřit podílem parního výkonu a příkonu kotle:

$$\eta_k = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{m}_{pal} \cdot Q_{i\ red}} \cdot 100 = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_{pal}} \cdot 100 \quad (3.3.11)$$

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{Q}_N}{(i_{pp} - i_{nv})}$$

$$\dot{m}_p = \frac{6 \cdot 10^6}{(3261,36 \cdot 10^3 - 443,47 \cdot 10^3)} = 2,13 \text{ kg/s}$$

Množství paliva přivedeného do kotle lze dopočítat následovně:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{\dot{Q}_N}{Q_{i\ red}} \cdot \frac{100}{\eta_k}$$

$$\dot{m}_{pal} = \frac{6 \cdot 10^6}{10162,9 \cdot 10^3} \cdot \frac{100}{89,87} = 0,66 \text{ kg/s}$$

Množství skutečně spáleného paliva:

$$\dot{m}_{pal,sk} = \dot{m}_{pal} \cdot \left(1 - \frac{Z_c}{100}\right) \quad (3.3.12)$$

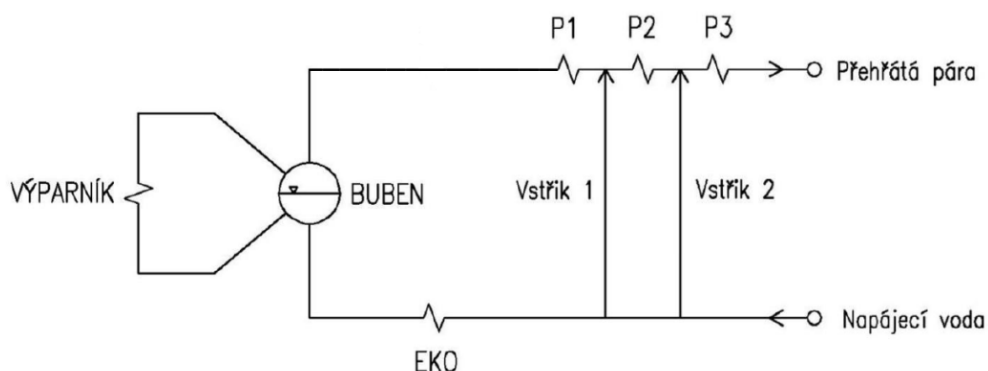
$$\dot{m}_{pal,sk} = 0,67 \cdot \left(1 - \frac{1,2189}{100}\right) = 0,65 \text{ kg/s}$$

4 Tepelná bilance výhřevných ploch

V této kapitole se předběžně stanoví tepelné výkony jednotlivých výhřevných ploch z bilance páry a vody, později budou porovnány s bilancemi ze strany spalín. Pomocí propočtů bude znázorněno rozložení celkového výkonu mezi dílčí plochy. K tomu je třeba si zvolit návrhové tlakové ztráty *Tabulka č. 7*, které bude rovněž možno později porovnat se skutečnými ztrátami. Mimo ně byly navoleny také entalpické spády v teplosměnných plochách a procentní poměr vstříků mezi přehříváky páry. Veličiny této kapitoly, jež jsou funkcí souvisejících veličin, jsou pomocí lineární interpolace určeny z parních tabulek [7]. Pořadí výhřevných ploch, jimiž protéká voda/pára, je znázorněné na schématu níže.

Tabulka č. 7 Tlakové ztráty dílčích výhřevných ploch

	Tlakové ztráty dílčích výhřevných ploch [MPa]
P3	0,05
P2	0,05
P1	0,025
výparník	0
EKO	0,375



Obr. č. 1 Schéma pořadí výhřevných ploch [9]

4.1 Přehřívák P3

Hodnoty přehřáté páry jsou známy ze zadání $t_{P3,out} = 420\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{P3,out} = 4\text{ MPa}$, entalpie v tomto bodě byla vyjádřena již v dřívější kapitole 3.3 *Hmotnostní tok páry* pomocí parních tabulek $i_{P3,out} = 3261,36\text{ kJ/kg}$, a entalpický spád přehříváku je zvolen jako 120 kJ/kg , z toho je možno dopočítat vstupní parametry páry. Tlaková ztráta této teplosměnné plochy byla odhadnuta na $\Delta p_{P3} = 0,05\text{ MPa}$.

$$i_{P3,in} = i_{P3,out} - \Delta i_{P3} = 3141,36 \text{ kJ/kg} \quad (4.1.10)$$

$$p_{P3,in} = p_{P3,out} + \Delta p_{P3} = 4,05 \text{ MPa} \quad (4.1.11)$$

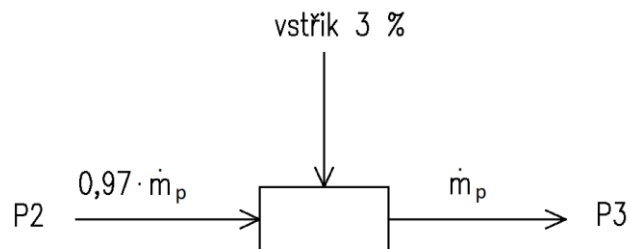
$$t_{P3,in} = f(p_{P3,in}; i_{P3,in}) = 369,95 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon přehříváku P3:

$$Q_{P3} = \dot{m}_p \cdot \Delta i_{P3} = 255,6 \text{ kW} \quad (4.1.12)$$

4.2 Přehřívák P2

Z důvodu regulace teploty výstupní páry je mezi přehříváky 2 a 3 umístěn vstřík, jehož množství z napájecí vody bylo stanoveno po konzultaci vedoucím práce na 3 %. Tlaková ztráta této teplosměnné plochy byla odhadnuta na $\Delta p_{P2} = 0,05 \text{ MPa}$. Entalpický spád přehříváku je zvolen jako 170 kJ/kg, z toho je možno dopočítat zbylé hodnoty.



Obr. č. 2 Vstřík mezi přehříváky P2 a P3

$$p_{P3,in} = p_{P2,out} = 4,05 \text{ MPa}$$

$$t_{P2,out} = f(p_{P2,out}; i_{P2,out}) = 404,79 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{P2,out} = \frac{i_{P3,in} - 0,03 \cdot i_{nv}}{0,97} = 3224,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.2.10)$$

Parametry na vstupu:

$$i_{P2,in} = i_{P2,out} - \Delta i_{P2} = 3054,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.1.11)$$

$$p_{P2,in} = p_{P2,out} + \Delta p_{P2} = 4,1 \text{ MPa}$$

(4.1.12)

$$t_{P2,in} = f(p_{P2,in}; i_{P2,in}) = 335,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

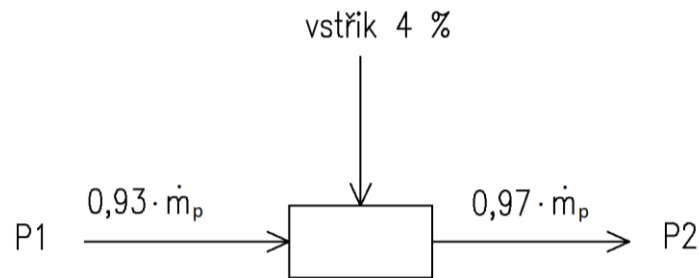
Tepelný výkon přehříváku P2:

$$Q_{P2} = 0,97 \cdot \dot{m}_p \cdot \Delta i_{P2} = 351,237 \text{ kW}$$

(4.1.13)

4.3 Přehřívák P1

Z důvodu regulace teploty výstupní páry je mezi přehříváky 1 a 2 umístěn vstřík, jehož množství z napájecí vody bylo stanoveno po konzultaci vedoucím práce na 4 %. Tlaková ztráta této teplosměnné plochy byla odhadnuta na $\Delta p_{P1} = 0,025 \text{ MPa}$.



Obr. č. 3 Vstřík mezi přehříváky P1 a P2

$$p_{P2,in} = p_{P1,out} = 4,1 \text{ MPa}$$

$$t_{P1,out} = f(p_{P1,out}; i_{P1,out}) = 381 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_{P1,out} = \frac{0,97 \cdot i_{P2,in} - 0,04 \cdot i_{nv}}{0,93} = 3167,115 \text{ kJ/kg}$$

(4.3.10)

Parametry na vstupu:

$$p_{P1,in} = p_{P1,out} + \Delta p_{P1} = 4,125 \text{ MPa}$$

$$t_{P1,in} = f(p_{P1,in}; x = 1) = 252,18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(4.3.11)

$$i_{P1,in} = f(p_{P1,in}; x = 1) = 2800,24 \text{ kJ/kg}$$

(4.3.12)

Tepelný výkon přehříváku $P1$:

$$Q_{P1} = 0,93 \cdot \dot{m}_p \cdot (i_{P1,out} - i_{P1,in}) = 726,74 \text{ kW} \quad (4.3.13)$$

4.4 Výparník

Výparník slouží k přeměně predehřáté vody z EKA na sytou páru, která z bubnu putuje dál do přehříváku páry. Jelikož je nežádoucí, aby k varu docházelo ještě v místě EKA, zavádí se nedohřev vody, v tomto případě $\Delta t_{var} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, kde takto ohřátá voda vstupuje do bubnu výparníkového systému [3].

$$p_{P1,in} = p_{V,out} = p_{V,in} = 4,125 \text{ MPa}$$

$$t_{V,out} = t_{P1,in} = 252,18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{V,out} = i_{P1,in} = 2800,24 \text{ kJ/kg}$$

Parametry na vstupu do výparníku:

$$t_{V,in} = t_{V,out} - \Delta t_{var} = 227,18 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.4.10)$$

$$i_{V,in} = f(p_{V,in}; t_{V,in}) = 977,72 \text{ kJ/kg}$$

Tepelný výkon výparníku:

$$Q_V = 0,93 \cdot \dot{m}_p \cdot (i_{V,out} - i_{V,in}) = 3610,24 \text{ kW} \quad (4.4.11)$$

4.5 Ekonomizér

Výstupní parametry z ekonomizéru se shodují s parametry vstupujícími do výparníku a hodnoty na vstupu do EKA jsou známy již z dřívější kapitoly 3.3 *Hmotnostní tok páry*, kdy byla zadána teplota napájecí vody $105 \text{ }^\circ\text{C}$ a pomocí parních tabulek byla odvozena příslušná entalpie. Tlaková ztráta této teplosměnné plochy byla odhadnuta na $\Delta p_{EKO} = 0,375 \text{ MPa}$.

$$p_{EKO,out} = p_{V,in} = 4,125 \text{ MPa}$$

$$t_{EKO,out} = t_{V,in} = 227,18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{EKO,out} = i_{V,in} = 977,72 \text{ kJ/kg}$$

Parametry na vstupu do EKA:

$$t_{EKO,in} = t_{NV} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{EKO,in} = p_{EKO,out} + \Delta p_{EKO} = 4,5 \text{ MPa} \quad (4.5.10)$$

$$i_{EKO,in} = f(p_{EKO,in}; t_{NV}) = 443,47 \text{ kJ/kg}$$

Tepelný výkon EKA:

$$Q_{EKO} = 0,93 \cdot \dot{m}_p \cdot (i_{EKO,out} - i_{EKO,in}) = 1058,293 \text{ kW} \quad (4.5.11)$$

4.6 Ověření celkového tepelného výkonu kotle

V této podkapitole se ověří, zda tepelný výkon jednotlivých výhřevných ploch dává součtem celkový tepelný výkon kotle. Pro přehlednost jsou údaje zaznamenány do *Tabulky č. 8*.

Tabulka č. 8 Tepelná bilance výhřevných ploch

Teplosměnná plocha		Tlak [MPa]	Teplota [°C]	Entalpie [kJ/kg]	Výkon [kW]
P3	out	4	420	3261,36	255,6
	in	4,05	370	3141,36	
P2	out	4,05	404,8	3224,8	351,237
	in	4,1	335,8	3054,8	
P1	out	4,1	381	3167,12	726,736
	in	4,125	252,2	2800,24	
V	out	4,125	252,2	2800,24	3610,24
	in	4,125	227,2	977,72	
EKO	out	4,125	227,2	977,72	1058,293
	in	4,5	105	443,47	
Celkový tepelný výkon Q_c					6002,106

5 Návrh spalovací komory

5.1 Rozměry roštu a spalovací komory

Ke konstrukčnímu návrhu spalovací komory slouží porovnávací kritéria ohniště, ty stanovují hrubý výpočet rozměrů kotle [2][3][8]. V případě roštového kotle se uvádí objemové tepelné zatížení ohniště q_v v rozmezí 100 až 200 kW/m³ [8]. Pro tuto práci bylo vedoucím práce zvoleno rozmezí 140 až 200 kW/m³. Objem ohniště by měl být takový, aby byla zaručena vysoká efektivnost při spalování a současně byl dostatečným pro sálavé plochy ohniště, které mají zajistit potřebnou teplotu spalin na konci ohniště [2]. Tato teplota je na počátku práce odhadnuta na 850 °C. Průřezové zatížení roštu q_s bylo vedoucím práce stanoveno na 2 MW/m².

Stěny spalovací komory tvoří membránové trubky o vnějším průměru 60,3 mm s roztečí 100 mm. Rozměry průřezu spalovací komory odpovídají násobkům roztečí membránových trubek.

Předběžná plocha roštu:

$$S_r = \frac{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r}{q_s} \quad (5.1.10)$$

$$S_r = \frac{0,66 \cdot 10100}{2000} = 3,33 \text{ m}^2$$

Délka a šířka roštu by se měla pohybovat okolo hodnoty 1,8 m, tedy hodnota délky roštu $a_r = 2$ a šířka roštu $b_r = 1,7$. Šířka spalovací komory je prodloužena o hodnotu šířky těsnění a zavodňovacích komor.

Skutečná plocha roštu:

$$S_{r,skut} = a_r \cdot b_r \quad (5.1.11)$$

$$S_{r,skut} = 2 \cdot 1,7 = 3,4 \text{ m}^2$$

Skutečné plošné zatížení:

$$q_{s,skut} = \frac{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r}{S_{r,skut}} \quad (5.1.12)$$

$$q_{s,skut} = \frac{0,66 \cdot 10100}{3,4} = 1960,59 \text{ kW/m}^2$$

Předběžný objem spalovací komory:

$$V_o = \frac{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r}{q_v} \quad (5.1.13)$$

$$V_o = \frac{0,66 \cdot 10100}{200} = 33,33 \text{ m}^3$$

Výška spalovací komory:

$$h = \frac{V_o}{S_{r,skut}} \quad (5.1.14)$$

$$h = \frac{33,33}{3,4} = 9,8 \text{ m}$$

Skutečný objem spalovací komory:

$$V_{o,skut} = S_{r,skut} \cdot h \quad (5.1.15)$$

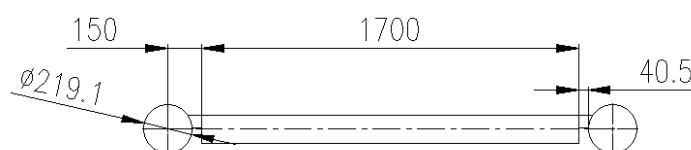
$$V_{o,skut} = 3,4 \cdot 9,8 = 33,32 \text{ m}^3$$

Skutečné objemové zatížení ohniště:

$$q_{v,skut} = \frac{\dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r}{V_{o,skut}} \quad (5.1.16)$$

$$q_{v,skut} = \frac{0,66 \cdot 10100}{33,32} = 200 \text{ kW/m}^3$$

Následuje detailní schéma provedení roštu a zavodňovacích komor po šířce roštu *Obr. č. 4* *Konstrukční provedení roštu a rozměrová tabulka spalovací komory* *Tabulka č. 9* *Rozměry roštu a spalovací komory.*

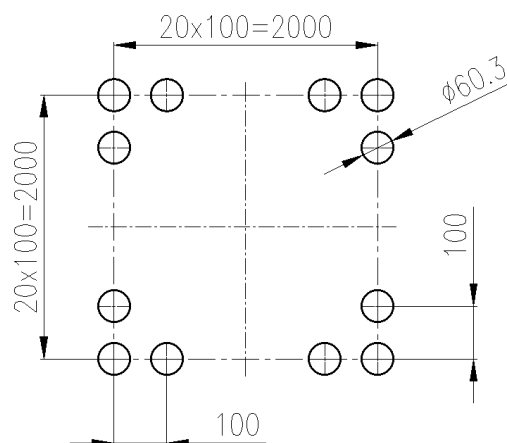


Obr. č. 4 *Konstrukční provedení roštu*

Tabulka č. 9 Rozměry roštu a spalovací komory

Rozměry roštu a spalovací komory [m]	
délka roštu	2
šířka roštu	1,7
délka SK	2
šířka SK	2
průměr zavodňovací komory	0,219
průměr varnic	0,0603
šířka těsnění	0,04045

Na dalším schématu je znázorněn pohled shora na spalovací komoru s provedením membránové stěny po obvodu. Tedy průměr varnic, rozteč mezi trubkami výparníku a celková délka a šířka spalovací komory.



Obr. č. 5 Spalovací komora pohled shora

5.2 Tepelný výpočet spalovací komory

Cílem této kapitoly je určení střední teploty odchozích spalin na konci ohniště, která je pro výpočet kritériální [3]. Teplota na konci ohniště se běžně pohybuje v rozmezí 800 až 850 °C. Při spalování uhlí by tato teplota neměla přesáhnout teplotu měknutí popelovin, pokud není použit deskový přehřívák [8].

Přenos tepla ve spalovací komoře probíhá převážně sáláním, konvekce se většinou zanedbává. Skutečnou hodnotu teploty na konci ohniště lze dopočítat z Gurvičova poloempirického vztahu:

$$\frac{T_{ok}}{T_{np}} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}}$$

(5.2.10)

$$T_{ok}^{skut} = \frac{T_{np}}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}}$$

$$T_{ok}^{skut} = \frac{1485,5}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,618}{0,447095}\right)^{0,6}} = 751,48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde T_{np} vystupuje jako teplota nechlazeného plamene, tedy nejvyšší možná teplota, které jsou spaliny v ohništi schopny dosáhnout při adiabatickém ději a skutečných podmínkách, které zahrnují přebytek vzduchu v ohništi, účinnost ohniště a reálné ztráty [3][8]. Hodnota této teploty byla určena lineární interpolací z *Tabulky č. 4*, kdy bylo jako entalpii nechlazeného plamene bráno v úvahu uvolněné teplo v ohništi I_u z *Rovnice (5.2.11)* při daném přebytku vzduchu.

Teplo uvolněné ve spalovací komoře se určí následovně:

$$I_u = Q_{i\ red} \cdot \frac{100 - z_c - z_{co} - z_f}{100 - z_c} + Q_{vz} \quad (5.2.11)$$

$$I_u = 10162,9 \cdot \frac{100 - 1,2189 - 2 \cdot 10^{-5} - 4,7 \cdot 10^{-2}}{100 - 1,2189} + 674,21 = 10832,276 \text{ kJ/kg}$$

Hodnotě uvolněného tepla I_u přísluší daná teplota nechlazeného plamene $T_{np} = 1485,5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Q_{vz} zde vystupuje jako teplo přivedené ve vzduchu do kotle. Poměr mezi primárním, sekundárním a pohazovacím vzduchem byl stanoven jako 45, 45 a 10 %. Teplota okolního vzduchu v kotelně se pohybuje okolo $25 \text{ } ^\circ\text{C}$. Teplota předehřátého vzduchu byla odvozena z následující rovnice [8]:

$$t_{OVZ} = t_{NV} + 40 + 0,7 \cdot (t_k - 120) \quad (5.2.12)$$

$$t_{OVZ} = 105 + 40 + 0,7 \cdot (135 - 120) = 155 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tato teplota závisí na teplotě napájecí vody a teplotě odchozích spalin do komína v souvislosti s nízkoteplotní korozi. Dle získaných teplot pomocí lineární interpolace se určí příslušné entalpie vzduchu z *Tabulky č. 4*:

$$Q_{vz} = \alpha \cdot (0,9 \cdot I_{VZ,min}^{155^\circ\text{C}} + 0,1 \cdot I_{VZ,min}^{25^\circ\text{C}}) \quad (5.2.13)$$

$$Q_{vz} = 1,3 \cdot (0,9 \cdot 566,312 + 0,1 \cdot 89,458) = 674,21 \text{ kJ/kg}$$

Součinitel M pro spalování tuhých paliv s velkým podílem prchavé složky v prostoru a při spalování všech druhů tuhých paliv ve vrstvě se určí ze vztahu [3][8]:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} \quad (5.2.14)$$

kde $x_{pl} = 0$ [-] při spalování paliv v tenké vrstvě na roštu a tedy:

$$M = 0,59 \text{ [-]}$$

Boltzmanovo číslo se vypočítá podle vzorce:

$$Bo = \frac{\varphi \cdot m_{pal,sk} \cdot \overline{O_{SP} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot F_c \cdot T_{NP}^3} \quad (5.2.15)$$

$$Bo = \frac{0,98 \cdot 0,65 \cdot 7,91274}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,429 \cdot 84,8 \cdot 1485,5^3} \text{ [-]}$$

Součinitel uchování tepla φ :

$$\varphi = 1 - \frac{z_{sv}}{\eta_k - z_{sv}} \quad (5.2.16)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,0184}{0,899 - 0,0184} = 0,98 \text{ [-]}$$

Střední celkové měrné teplo spalin $\overline{O_{SP} \cdot c}$:

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{I_u - I_{ko}}{t_{np} - t_{ko}} \quad (5.2.17)$$

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{10832,276 - 5803,686}{1485,5 - 850} = 7,91274 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Součinitel tepelné efektivnosti stěn $\bar{\psi}$:

$$\bar{\psi} = \frac{\sum x_i \cdot \xi_i \cdot F_i}{F_c} = \frac{x \cdot \xi_{MS} \cdot F_{MS}}{F_c}$$

(5.2.18)

$$\bar{\psi} = \frac{1 \cdot 0,45 \cdot 80,8}{84,8} = 0,429 [-]$$

kde úhlový součinitel x pro jednořadé stěny z hladkých trubek je roven 1 [-] a součinitel zanesení stěn ζ pro membránovou stěnu s hladkými trubkami 0,45 [-]. Celkový povrch stěn spalovací komory F_c se spočítá následovně:

$$F_c = 2 \cdot (a \cdot b + a \cdot h_{ko}) + b \cdot h_{ko} + b \cdot (h_{ko} - h_{okno}) \quad (5.2.19)$$

$$F_c = 2 \cdot (2 \cdot 2 + 2 \cdot 9,8) + 2 \cdot 9,8 + 2 \cdot (9,8 - 0,8) = 84,8 \text{ m}^2$$

a obdobně pro F_{MS} plochu membránové stěny:

$$F_{MS} = b \cdot (h_{ko} - h_{okno}) + 2 \cdot a \cdot h_{ko} + b \cdot h_{ko} + a \cdot b \quad (5.2.21)$$

$$F_{MS} = 2 \cdot (9,8 - 0,8) + 2 \cdot 2 \cdot 9,8 + 2 \cdot 9,8 + 2 \cdot 2 = 80,8 \text{ m}^2$$

Výška okna na konci ohniště se stanoví ze vzorce:

$$h_{okno} = \frac{M_{SP}^{skut}}{w_{SP,okno} \cdot b} \quad (5.2.22)$$

$$h_{okno} = \frac{11,835}{8 \cdot 2} = 0,8 \text{ m}$$

Rychlost spalin vstupujících do okna byla vedoucím práce stanovena na cca 8 m/s. Předtím je třeba dopočítat skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (5.2.23)$$

$$M_{SP}^{skut} = 2,8782 \cdot \left(\frac{1167,75 + 273,15}{273,15} \right) = 15,183 \text{ m}^3/\text{s}$$

Objemový tok spalin při teplotě 25 °C:

$$M_{SP} = m_{pal,sk} \cdot O_{sp}$$

(5.2.24)

$$M_{SP} = 0,65 \cdot 4,428 = 2,8782 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední teplota spalin SK:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{np} + t_{ko}}{2}$$

(5.2.25)

$$t_{SP}^{stř} = \frac{1485,5 + 850}{2} = 1167,75 \text{ °C}$$

Do Gurvičova vzorce nyní chybí dopočítat ještě stupeň černosti ohniště:

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_c}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_c}\right)}$$

(5.2.26)

$$a_o = \frac{0,38474 + (1 - 0,38474) \cdot \frac{3,4}{84,8}}{1 - (1 - 0,38474) \cdot (1 - 0,429) \cdot \left(1 - \frac{3,4}{84,8}\right)} = 0,618 [-]$$

Plocha hořící vrstvy R :

$$R = S_r = a_r \cdot b_r = 3,4 \text{ m}^2$$

(5.2.27)

Stupeň černosti plamene a_{pl} :

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

(5.2.28)

$$a_{pl} = 1 - e^{-2,97 \cdot 1,63 \cdot 0,1} = 0,38474 [-]$$

Tlak v ohništi se volí 0,1 MPa pro ohniště bez přetlaku [8].

Účinná tloušťka sálové vrstvy s :

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{a \cdot b \cdot h_{ko}}{F_{st}}$$

(5.2.29)

$$s = 3,6 \cdot \frac{2 \cdot 2 \cdot 9,8}{86,4} \text{ m}$$

kde V_o vystupuje jako aktivní objem ohniště a F_{st} se bere jako celková plocha spalovací komory včetně okna.

Součinitel zeslabení sálání pro spalování tuhých paliv k :

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_P \cdot \mu + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (5.2.30)$$

$$k = 2,7628 + 0,061 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 2,97 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

dle zdroje $k_{kok} = 10 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$ a κ jakožto bezrozměrné charakteristiky, které zohledňují koncentraci koksíku ve spalinách, mají závislost na typu paliva a spalování. Pro paliva s velkým prchavým podílem je $\kappa_1 = 0,5 [-]$ a pro roštová ohniště $\kappa_2 = 0,03 [-]$ [8].

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{ko}}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (5.2.31)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2116}{3,16 \cdot \sqrt{0,03339 \cdot 1,63}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{850}{1000} \right) \cdot 0,3339 = 2,7628 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách při parciálním tlaku spalin p_{sp} :

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} = \frac{0,937}{4,428} = 0,2116 [-] \quad (5.2.32)$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{sp}} = \frac{3,96 \cdot 10^{-5} + 0,5415}{4,428} = 0,1223 [-] \quad (5.2.33)$$

$$r_{sp} = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,3339 [-] \quad (5.2.34)$$

Nyní se dopočítá celkový parciální tlak tříatomových plynů:

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,3339 = 0,0334 \text{ MPa} \quad (5.2.35)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

$$k_P \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(T_{ko})^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (5.2.36)$$

$$k_P \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(850)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,1292 = 0,061 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Střední efektivní průměr částic popílku d se určil jako 20 μm a střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách se vyjádří následujícím způsobem:

$$\mu = \frac{10 \cdot 2}{4,428} \cdot \frac{25}{100} = 1,1292 \text{ g/m}^3 \quad (5.2.37)$$

Po dopočítání skutečné teploty na konci ohniště se ověří ještě podmínka pro použití Gurvičova poloempirického vzorce:

$$\frac{T_{ok}^{skut}}{T_{np}} \leq 0,9 \quad (5.2.38)$$

$$\frac{751,48 + 273,15}{1485,5 + 273,15} = 0,583 < 0,9$$

Tato podmínka je splněna a hodnota teploty 751,48 $^{\circ}\text{C}$, která se na konci ohniště skutečně nachází, je v přípustných mezích pro požadované fungování kotle.

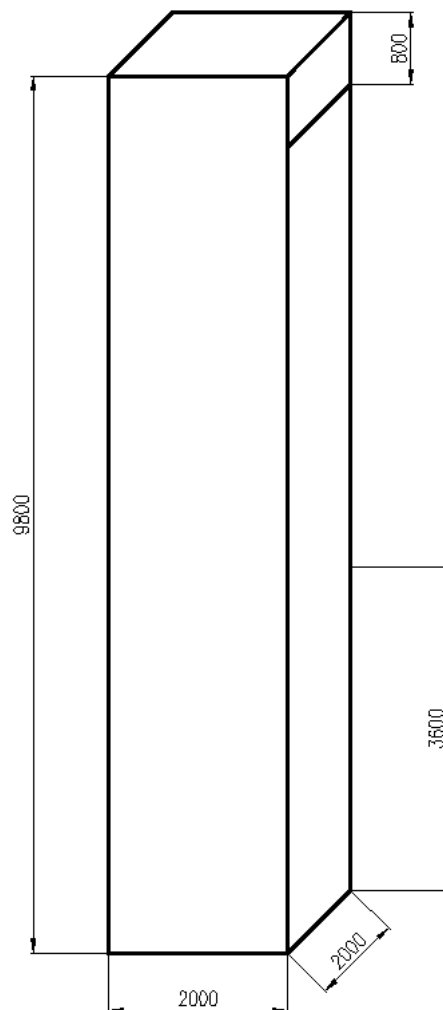
5.3 Rozměrový návrh spalovací komory

Z výpočtů předešlých kapitol lze demonstrovat rozměrový návrh spalovací komory:

- výšku spalovací komory h vycházející z plošného zatížení roštu a objemového zatížení ohniště
- výšku okna na konci spalovací komory h_{okno} a jeho příslušné šířce b , která je totožná se šířkou spalovací komory. V případě mříže by docházelo k nalepování popílku na varnice v místě odvodu spalín, z tohoto důvodu se mříž nezavádí
- přívod sekundárního vzduchu byl stanoven ve výšce $h_{sek} = 3,6$ m nad osou roštu

Šamotová vyzdívka se v tomto případě neuvažuje, přestože skutečná teplota na konci ohniště nedosahuje rozmezí teplot 800 – 850 $^{\circ}\text{C}$, lze s touto teplotou nadále počítat. Šamotové

vyzdívky se u kotlů na spalování biomasy využívá pro velmi vlhká paliva do výšky přibližně 2 m nad osou roštu, hojnějšího využití má spíše pro kotle na spalování odpadu.



Obr. č. 6 Detail spalovací komory

5.4 Tepelný výkon ohniště

K určení tepelného výkonu ohniště je třeba nejdříve dopočítat teplo odevzdané ve spalovací komoře, tedy rozdíl entalpií tepla uvolněného v ohništi I_u a entalpie na konci ohniště I_{ko} :

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_{ko}) \quad (5.4.10)$$

$$Q_s = 0,98 \cdot (10832,276 - 5062,069) = 5654,46 \text{ kJ/kg}$$

Výsledný tepelný výkon ohniště je dán vztahem:

$$Q_o = Q_s \cdot m_{pal,sk}$$

(5.4.11)

$$Q_o = 5654,46 \cdot 0,65 = 3675,4 \text{ kW}$$

6 Návrh II. tahu

6.1 Rozměrový návrh II. tahu

Z důvodu vysokoteplotní koroze a nalepování popílku na stěny trubek tepelných výměníků, a tedy následného snížení přestupu tepla, je druhý tahu kotle ponechán volný a pouze se v něm nachází membránové stěny výparníku.

K určení návrhových rozměrů tohoto tahu je třeba znát teplotu na vstupu do II. tahu, která je totožná s teplotou spalin na konci ohniště v kapitole 5.2 *Tepelný výpočet spalovací komory*, a teplotu spalin na výstupu, která se na počátku určí a poté iteračně dopočítá skutečná teplota. Odhadovaná teplota na konci II. tahu $t_{II}^{out} = 661 \text{ }^\circ\text{C}$. Z výše zmíněných hodnot vychází také střední teplota spalin vystupující ve většině výpočtů.

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok} + t_{II}^{out}}{2} \quad (6.1.10)$$

$$t_{SP}^{stř} = \frac{751,5 + 661}{2} = 706,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (6.1.11)$$

$$M_{SP}^{skut} = 2,8782 \cdot \left(\frac{706,2 + 273,15}{273,15} \right) = 10,32 \text{ m}^3/\text{s}$$

Pro určení délky II. tahu se vychází z rovnice kontinuity, tedy je zapotřebí skutečný objemový tok spalin, odhadovaná střední rychlost spalin 10 m/s a šířka tahu, která se uvažuje totožná se šířkou spalovací komory b .

$$a_{II} = \frac{M_{SP}^{skut}}{w_{SP}^{stř} \cdot b} \quad (6.1.12)$$

$$a_{II} = \frac{10,32}{10 \cdot 2} = 0,6 \text{ m}$$

Výsledná délka tahu se zaokrouhlí na násobek rozteče 100 mm a následně se dopočítá skutečná střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skt} = \frac{M_{SP}^{skt}}{a_{II} \cdot b} \quad (6.1.13)$$

$$w_{SP}^{skt} = \frac{10,32}{0,6 \cdot 2} = 8,6 \text{ m/s}$$

V nejužším místě tahu je rychlost spalin odhadována na 11 až 12 m/s, tedy v místě zkosení na konci tahu. Délka v tomto místě se určí následovně:

$$a_{II}^{min} = \frac{M_{SP}^{skt}}{w_{SP}^{out} \cdot b} \quad (6.1.14)$$

$$a_{II}^{min} = \frac{10,32}{11 \cdot 2} = 0,469 \text{ m}$$

Na konci tahu se nachází výsypka pro recirkulaci spalin do ohniště, její zkosení je navrženo na úhel 30° se stěnou tahu, aby nedocházelo k zanášení stěny popílkem. Výška výstupního průřezu h_{II}^{min} se dopočítá z délky v nejužším místě a úhlu zkosení:

$$h_{II}^{min} = \frac{a_{II}^{min}}{\sin(30^\circ)} \quad (6.1.15)$$

$$h_{II}^{min} = \frac{0,469}{\sin(30^\circ)} = 0,938 \text{ m}$$

Výška výsypky nad osou roštu se odhaduje okolo 4 m, z dispozičního řešení vychází výška stěny nad výsypkou:

$$h_{II} = 5,8 \text{ m}$$

Objem sálající vrstvy II. tahu V_{II} :

$$V_{II} = a_{II} \cdot b \cdot \left(h_{II} + \frac{a_{II}}{2 \cdot \operatorname{tg}(30^\circ)} \right) \quad (6.1.16)$$

$$V_{II} = 0,6 \cdot 2 \cdot \left(5,8 + \frac{0,6}{\operatorname{tg}(30^\circ)} \right) = 7,58 \text{ m}^3$$

Celkový povrch sálající vrstvy F_{st} :

$$F_{st} = a_{II} \cdot \left(2 \cdot h_{II} + \frac{a_{II}}{\operatorname{tg}(30^\circ)} \right) + b \cdot \left(h_{II} + \left(\frac{a_{II}}{\operatorname{tg}(30^\circ)} + h_{II} \right) + a_{II} \right) \quad (6.1.17)$$

$$F_{st} = 0,6 \cdot \left(2 \cdot 5,8 + \frac{0,6}{\operatorname{tg}(30^\circ)} \right) + 2 \cdot \left(5,8 + \left(\frac{0,6}{\operatorname{tg}(30^\circ)} + 5,8 \right) + 0,6 \right) = 34,1 \text{ m}^2$$

Povrch membránové stěny ve II. tahu S_{II} :

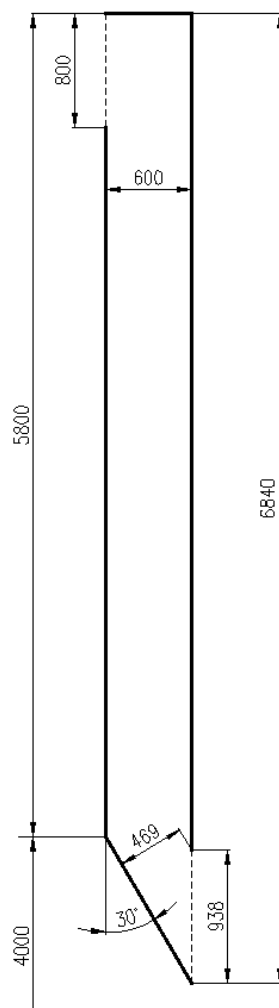
$$S_{II} = F_{st} - b \cdot (h_{II}^{min} + h_I^{ok}) \quad (6.1.18)$$

$$S_{II} = 34,1 - 2 \cdot (0,938 + 0,8) = 30,6 \text{ m}^2$$

Tabulka č. 10 Rozměry II. tahu kotle

Rozměr	Veličina	Velikost [m]
Délka tahu	a_{II}	0,6
Šířka tahu	b	2
Nejužší rozměr tahu	a_{II}^{min}	0,469
Výška stěny nad výsypkou	h_{II}	5,8
Celková výška tahu	h_{II}^{celk}	6,48
Výška výstupního okna	h_{II}^{min}	0,938
Výška vstupního okna	h_I^{ok}	0,8
Úhel výsypky	α	30 °

Následuje detailní schéma rozměrů II. tahu *Obr. č. 7 Konstrukční návrh II. tahu* včetně označení výšky, ve které začíná zkosení stěny výsypky. Tento rozměr se odměřuje od osy roštu a je zásadní z důvodu zavedení přívodu sekundárního vzduchu, jehož přívod je připojen právě pod stěnou výsypky.



Obr. č. 7 Konstrukční návrh II. tahu

6.2 Tepelný výpočet II. tahu

Ve druhém tahu se již kromě sálání uvažuje také přestup tepla konvekcí. Celkový součinitel přestupu tepla spalin je tedy součtem dílčích součinitelů.

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k \quad (6.2.10)$$

$$\alpha_{sp} = 30,93 + 13,75 = 44,69 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění spalin:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{skt} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (6.2.11)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,07473}{0,923} \cdot \left(\frac{8,6 \cdot 0,923}{9,05 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,609376^{0,4} \cdot 1 = 13,75 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Pro střední teplotu proudu spalin jsou z tabulek určeny jednotlivé parametry v rovnici vystupující, a to součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo Pr . Opravné koeficienty $c_t \cdot c_l \cdot c_m = 1 [-]$, jelikož se jedná o případ ochlazování spalin, spaliny nevstupují do trubek a ani neproudí kanálem řešeným jako mezikruží [3].

Tabulka č. 11 Vlastnosti spalin při střední teplotě v prázdném tahu [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,07473
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$9,05 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,609376

Ekvivalentní průměr d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \tag{6.2.12}$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 1,2}{5,2} = 0,923 \text{ m}$$

Průtočný průřez kanálu F :

$$F = a_{II} \cdot b = 0,6 \cdot 2 = 1,2 \text{ m}^2 \tag{6.2.13}$$

Obvod průřezu kanálu O :

$$O = 2 \cdot (a_{II} + b) = 2 \cdot (0,6 + 2) = 5,2 \text{ m} \tag{6.2.14}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}^{stř}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}} \tag{6.2.15}$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,300598 \cdot (706,2 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{302,2 + 273,15}{706,2 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{302,2 + 273,15}{706,2 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 30,93 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Hodnota stupně černosti povrchu stěn se uvádí $\alpha_{st} = 0,8$ [-].

Stupeň černosti proudu spalin a :

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

(6.2.16)

$$a = 1 - e^{-0,35753} = 0,300598 \text{ [-]}$$

Tlak se volí 0,1 MPa bez přetlaku [8].

Účinná tloušťka sálové vrstvy s :

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{II}}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{7,58}{34,1}$$

(6.2.17)

$$s = 3,6 \cdot \frac{7,58}{34,1} = 0,802 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálení pro spalování tuhých paliv k :

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_P \cdot \mu$$

(6.2.18)

$$k = 4,3939 + 0,0668 = 4,4607 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvítlivými tříatomovými plyny:

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

(6.2.19)

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,211608}{3,16 \cdot \sqrt{0,03339 \cdot 0,802}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(706,2 + 273,15)}{1000} \right) \cdot 0,3339$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 4,3939 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(T_{SP}^{stř})^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (6.2.20)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(706,2 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,1292 = 0,0668 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_V^{out} + \Delta t \quad (6.2.21)$$

se uvažuje jako součet teploty média ve výparníku a teplotního rozdílu, který dle [3] se pro teplotu spalin na vstupu $t_{SP,in} > 400 \text{ }^\circ\text{C}$ a pro kotle malých výkonů při spalování tuhých paliv nebo dřeva volí $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Nebo také dle normy ČSN EN 12952-3 pro fyzikální stav pracovního média voda nebo směs voda/pára a pro ohřev převážně sáláním se uvažuje teplotní přírůstek $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_z = 252,2 + 50 = 302,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Součinitel prostupu tepla k pro ohříváky vody, výparníkové plochy a přechodník:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} \quad (6.2.22)$$

kde součinitel zanesení ε byl zvolen na konzultaci $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ a součinitel přestupu tepla pro páru α_p se v tomto případě tepelného výměníku neuvažuje [8].

$$k = \frac{44,69}{1 + 0,01 \cdot 44,69} = 30,88 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmičkový spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (6.2.23)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{499,3 - 408,8}{\ln \frac{499,3}{408,8}} = 452,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{ok} - t_V^{out} = 751,5 - 252,2 = 499,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.2.24)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{II,out} - t_V^{out} = 661 - 252,2 = 408,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.2.25)$$

Teplu odebrané spalinám ve II. tahu Q_{II} :

$$Q_{II} = k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{II} \quad (6.2.26)$$

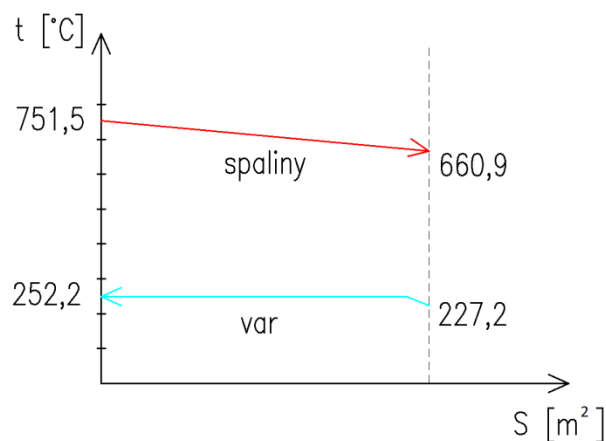
$$Q_{II} = (30,88 \cdot 452,6 \cdot 30,6) \cdot 1000 = 428 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu z II. tahu:

$$I_{II}^{out} = \frac{\dot{m}_{pal,sk} \cdot I_{ko} - Q_{II}}{\dot{m}_{pal,sk}} \quad (6.2.27)$$

$$I_{II}^{out} = \frac{0,65 \cdot 5062,069 - 428}{0,65} = 4404,37 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí lineární interpolace lze určit odpovídající teplotu dané entalpie na konci II. tahu $t_{II}^{out} = 660,9 \text{ } ^\circ\text{C}$, od stanovené teploty na začátku výpočtů kapitoly 6.1 *Návrh II. tahu* se liší o $0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. č. 8 Průběh teplot ve II. tahu

7 Návrh III. tahu

7.1 Koncepce III. tahu

Z II. tahu proudí spaliny obratovou komorou, v jejíž spodní části se nachází výsypka pro recirkulaci spalin. Za obratovou komorou následuje vertikálně vedený III. tah kotle, jehož stěny jsou tvořeny membránovou stěnou výparníku. Uspořádání přehříváků v tomto tahu se odvíjí od Flingernova korozivního diagramu, ve kterém jsou znázorněny oblasti pro vysokoteplotní korozi, více v podkapitole 15.2 *Vysokoteplotní koroze*. Vzhledem k teplotě na konci obratové komory a teplotě přehřáté páry v přehřívácích nehrozí vysokoteplotní koroze, proto je řazení výhřevných ploch ve směru spalin *P3* a *P2*. Přehřívák *P3* má rozvolněnější rozteč trubek než přehřívák *P2*, a to z důvodu zamezení nalepování popílku na stěny trubek.

Výška přehříváků by neměla výrazně přesahovat 2 m, činí se tak z důvodu optimálního umístění ofukovačů mezi přehříváky, tato vzdálenost v praxi činí 0,7 m. Přehříváky se proto rozdělují na více dílů, aby byly ofukovače schopny odstraňovat nánosy popílku a zlepšovat podmínky pro přestup tepla. Prostor mezi výměníky rovněž slouží k umístění průlezů do kotle, z důvodu příliš úzkého tahu po jeho délce jsou průlezy zavedeny z druhé strany kotle. Na konci III. tahu následuje oplechovaný kanál s kompenzátozem vedoucí do IV. tahu kotle.

Odhadovaná střední teplota spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok,III}^{out} + t_{III}^{out}}{2} \quad (7.1.10)$$

$$t_{SP}^{stř} = \frac{653 + 469}{2} = 561 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde teplota t_{III}^{out} je teplota na konci III. tahu a na začátku podkapitoly 7.4 *Úsek s přehřívákem P2* je iteračně odhadnuta a poté na konci výpočtů ověřena se skutečnou hodnotou. Obdobným způsobem se postupovalo i u teploty na konci obratové komory $t_{ok,III}^{out}$ v podkapitole 7.2 *Obratová komora*.

Minimální průtočný průřez spalin pro jejich střední teplotu:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.1.11)$$

kde se střední rychlost spalin ve III. tahu odhaduje přibližně na 6 m/s.

$$F_{SP} = \frac{2,8782}{6} \cdot \left(\frac{561 + 273,15}{273,15} \right) = 1,465 \text{ } m^2$$

Délka stěny III. tahu se vyjádří pomocí minimálního průtočného průřezu, v rovnici tedy vystupuje geometrie přehříváku P2, jeho počet trubek v jedné řadě po šířce tahu, vnější průměr a vzdálenost od šířky tahu a samotná šířka tahu. Návrh rozměrů tohoto přehříváku je podrobněji zaznamenán v kapitole 7.4 Úsek s přehřívákem P2.

$$a_{III} = \frac{F_{SP} - 2 \cdot f \cdot n_{tr} \cdot D_{tr}}{b - n_{tr} \cdot D_{tr}} \quad (7.1.12)$$

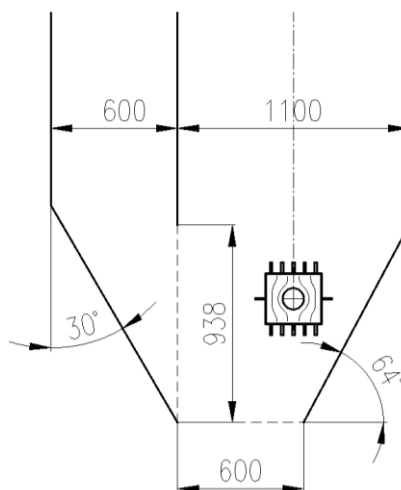
$$a_{III} = \frac{1,465 - 2 \cdot 0,08 \cdot 20 \cdot 0,0318}{2 - 20 \cdot 0,0318} = 1,1 \text{ m}$$

Délka stěny se uvažuje s ohledem na rozteč trubek výparníku 100 mm a násobek rozteče 100 mm pro P2.

7.2 Obratová komora

Na začátku III. tahu je umístěna obratová komora s výsypkou, v ní se odloučený popílek odvádí zpět do spalovací komory pomocí šnekového dopravníku a svodky, jejíž poslední část je ke spalovací komoře připojena pod úhlem 10 ° a do níž je zaveden přívod vzduchu pro potřebný tah recirkulovaných spalín. Materiál svodky je otěruvzdorný – *hardox*. Před výstupem z obratové komory je umístěn ofukovač předcházející přehříváku P3.

Z dispozičního řešení vychází také výkresová dokumentace obratové komory, jak je podrobněji znázorněno na schématu níže:



Obr. č. 9 Konstrukční návrh obratové komory

Tabulka č. 12 Rozměry obratové komory kotle

Rozměr	Veličina	Velikost [m]
Délka III. tahu	a_{III}	1,1
Šířka tahu	b	2
Výška vstupního okna	h_{II}^{min}	0,938
Prázdné dno výsypky	$a_{výsyp}$	0,6
Úhel sklonu výsypky III. tahu	β	26 °

Odhadovaná střední teplota spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{II}^{out} + t_{ok}^{out}}{2} \quad (7.2.10)$$

kde vystupuje teplota na konci II. tahu a odhadovaná teplota na konci obratové komory, která je na konci této podkapitoly 7.2 *Obratová komora* ověřena se skutečnou hodnotou.

$$t_{SP}^{stř} = \frac{661 + 653}{2} = 657 \text{ °C}$$

Objemový tok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.2.11)$$

$$M_{SP}^{stř} = 2,8782 \cdot \left(\frac{657 + 273,15}{273,15} \right) = 9,801 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{b \cdot h_{II}^{min}} \quad (7.2.13)$$

$$w_{SP}^{stř} = \frac{9,801}{2 \cdot 0,938} = 4,81 \text{ m/s}$$

7.2.1 Tepelný výpočet pro membránovou stěnu obrátové komory

V obrátové komoře se opět vyskytují membránové stěny výparníku, které je třeba tepelně dopočítat. Celkový součinitel přestupu tepla spalin je součtem konvekční a sálavé složky:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k \quad (7.2.1.10)$$

$$\alpha_{sp} = 25,91 + 7,92 = 33,83 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění spalin:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7.2.1.11)$$

Pro střední teplotu proudu spalin jsou z tabulek určeny jednotlivé parametry v rovnici vystupující, a to součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo Pr . Opravné koeficienty $c_t \cdot c_l \cdot c_m = 1 [-]$, jelikož se jedná o případ ochlazování spalin, spaliny nevstupují do trubek a ani neproudí kanálem řešeným jako mezikruží [3].

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,079045}{1,28} \cdot \left(\frac{4,81 \cdot 1,28}{9,9432 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6043^{0,4} \cdot 1 = 7,92 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Tabulka č. 13 Vlastnosti spalin při střední teplotě v obrátové komoře [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,079045
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$9,9432 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,6043

Ekvivalentní průměr d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad (7.2.1.12)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 1,88}{5,88} = 1,28 \text{ m}$$

Průtočný průřez kanálu F :

$$F = h_{II}^{min} \cdot b = 0,938 \cdot 2 = 1,88 \text{ m}^2 \quad (7.2.1.13)$$

Obvod průřezu kanálu O :

$$O = 2 \cdot (h_{II}^{min} + b) = 2 \cdot (0,938 + 2) = 5,88 \text{ m} \quad (7.2.1.14)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}} \quad (7.2.1.15)$$

Hodnota stupně černosti povrchu stěn se uvádí $\alpha_{st} = 0,8$ [-].

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,28048 \cdot (657 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{302,2 + 273,15}{657 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{302,2 + 273,15}{657 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 25,91 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin a :

$$a = 1 - e^{-k \cdot s \cdot p} \quad (7.2.1.16)$$

Tlak se volí 0,1 MPa bez přetlaku [8].

$$a = 1 - e^{-0,329} = 0,28048 \text{ [-]}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy s :

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{ok}}{F_{st}} \quad (7.2.1.17)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{1,59}{9} = 0,638 \text{ m}$$

Objem sálající vrstvy V_{ok} :

$$V_{ok} = b \cdot \sum S = b \cdot \left((a_{výšyp} \cdot h_{II}^{min}) + \left(\frac{(a_{III} - a_{výšyp}) \cdot h_{II}^{min}}{2} \right) \right) \quad (7.2.1.18)$$

$$V_{ok} = 2 \cdot \left((0,6 \cdot 0,938) + \left(\frac{(1,1 - 0,6) \cdot 0,938}{2} \right) \right) = 1,59 \text{ m}^3$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy F_{st} :

$$F_{st} = \left(2 \cdot \sum S \right) + b \cdot \left(a_{III} + h_{II}^{min} + a_{výšyp} + \frac{a_{III} - a_{výšyp}}{\sin(\beta)} \right) \quad (7.2.1.19)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 0,797 + 2 \cdot \left(1,1 + 0,938 + 0,6 + \frac{1,1 - 0,6}{\sin(26^\circ)} \right) = 9 \text{ m}^2$$

Součinitel zeslabení sálání pro spalování tuhých paliv k :

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_P \cdot \mu \quad (7.2.1.20)$$

$$k = 5,0915 + 0,0692 = 5,1607 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP}^{stř}}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.2.1.21)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2116}{3,16 \cdot \sqrt{0,03339 \cdot 0,638}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(657 + 273,15)}{1000} \right) \cdot 0,3339$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 5,0915 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(T_{SP}^{stř})^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (7.2.1.22)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(657 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,1292 = 0,0692 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$t_z = t_V^{out} + \Delta t \quad (7.2.1.23)$$

uvažuje se jako součet teploty média ve výparníku a teplotního rozdílu, který dle [3] se pro teplotu spalin na vstupu $t_{SP,in} > 400 \text{ }^\circ\text{C}$ a pro kotle malých výkonů při spalování tuhých paliv nebo dřeva volí $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Nebo také dle normy ČSN EN 12952-3 pro fyzikální stav pracovního média voda nebo směs voda/pára a pro ohřev převážně sáláním se uvažuje teplotní přírůstek $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_z = 252,2 + 50 = 302,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Součinitel prostupu tepla k pro ohříváky vody, výparníkové plochy a přechodník:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} \quad (7.2.1.24)$$

kde součinitel zanesení ε byl zvolen na konzultaci $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ a součinitel přestupu tepla pro páru α_p se v případě tohoto tepelného výměníku neuvažuje.

$$k = \frac{33,84}{1 + 0,01 \cdot 33,84} = 25,28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (7.2.1.25)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{408,82 - 400,82}{\ln \frac{408,82}{400,82}} = 404,81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{II,out} - t_V^{out} = 661 - 252,2 = 408,82 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.2.1.26)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{ok,III,out} - t_V^{out} = 653 - 252,2 = 400,82 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.2.1.27)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny S :

$$S = F_{st} - b \cdot (a_{výsyyp} + a_{III} + h_{II}^{min}) \quad (7.2.1.28)$$

$$S = 9 - 2 \cdot (0,6 + 1,1 + 0,938) = 3,72 \text{ } m^2$$

Teplo odebrané spalinám v obrátové komoře Q_{MS} :

$$Q_{MS} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S) / 1000 \quad (7.2.1.29)$$

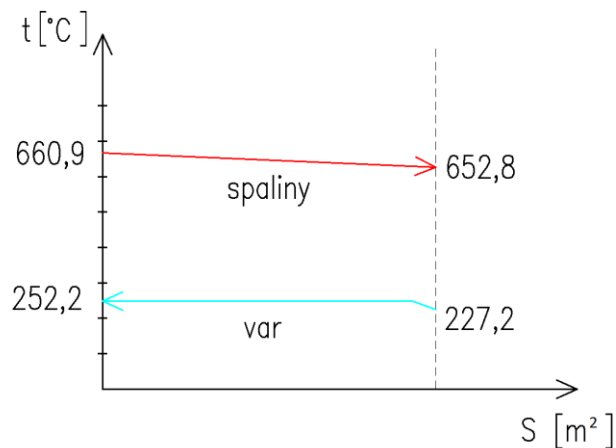
$$Q_{MS} = \frac{25,28 \cdot 404,81 \cdot 3,72}{1000} = 38,1 \text{ } kW$$

Entalpie spalin na výstupu z obrátové komory III. tahu:

$$I_{ok,III}^{out} = \frac{\dot{m}_{pal,sk} \cdot I_{II}^{out} - Q_{MS}}{\dot{m}_{pal,sk}} \quad (7.2.1.30)$$

$$I_{ok,III}^{out} = \frac{0,65 \cdot 4404,37 - 38,1}{0,65} = 4345,79 \text{ } kJ/kg$$

Pomocí lineární interpolace lze určit odpovídající teplotu dané entalpie na konci obrátové komory $t_{ok,III}^{out} = 652,8 \text{ } ^\circ\text{C}$, od stanovené teploty na začátku výpočtů kapitoly 7.2 *Obrátová komora* se liší o $0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. č. 10 Průběh teplot v obratové komoře

7.3 Úsek s přehřívákem P3

Z obratové komory proudí spaliny do oblasti s přehřívákem P3, zde se celkový tepelný výkon uvažuje jako součet výkonu přehříváku P3 a membránové stěny výparníku. Oblast se uvažuje od konce obratové komory po osu ofukovače umístěného nad tímto přehřívákem. Celková výška oblasti je tedy rovna 2,23 m.

Odhadovaná střední teplota spalin v této oblasti:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{ok,III}^{out} + t_{P3}^{out}}{2} \quad (7.3.10)$$

$$t_{SP}^{stř} = \frac{652,8 + 573}{2} = 612,9 \text{ °C}$$

kde t_{P3}^{out} je teplota na výstupu z oblasti s přehřívákem P3 a na začátku podkapitoly 7.3 Úsek s přehřívákem P3 je iteračně odhadnuta a poté na konci výpočtů ověřena se skutečnou hodnotou.

Objemový tok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.3.11)$$

$$M_{SP}^{stř} = 2,8782 \cdot \left(\frac{612,9 + 273,15}{273,15} \right) = 9,336 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} \quad (7.3.12)$$

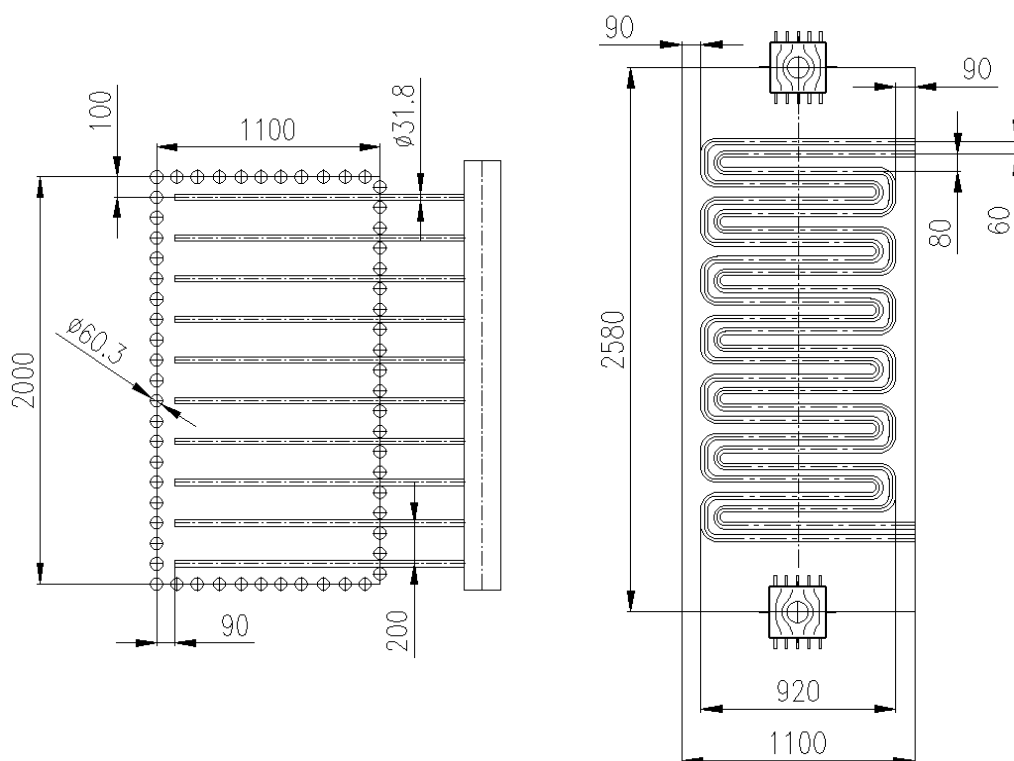
$$w_{SP}^{stř} = \frac{9,336}{1,91} = 4,89 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \quad (7.3.13)$$

$$F_{SP} = 1,1 \cdot 2 - 0,0318 \cdot 0,92 \cdot 10 = 1,91 \text{ m}^2$$

Rozměry, které vystupují v předcházejících rovnicích této podkapitoly, jsou názorně vyobrazeny na schématu Obr. č. 11 Konstrukční návrh P3 a sepsány v Tabulce č. 14 Rozměry přehříváku P3.



Obr. č. 11 Konstrukční návrh P3

Tabulka č. 14 Rozměry přehříváku P3

Rozměr	Veličina	Hodnota
Počet trubek	$n_{tr} [ks]$	10
Počet řad	$n_{řad} [ks]$	14
Počet hadů	$n_{had} [ks]$	2
Průměr trubek	$D [m]$	0,0318
Tloušťka stěny	$t [m]$	0,004
Vnitřní průměr trubek	$d [m]$	0,0238
Efektivní délka trubek	$l_e [m]$	0,92
Rozteč příčná	$s_1 [m]$	0,2
Rozteč podélná	$s_2'; s_2'' [m]$	0,06; 0,08
Vzdálenost od stěny a_{III}	$e [m]$	0,1
Vzdálenost od stěny b	$f [m]$	0,09

7.3.1 Tepelný výpočet přehříváku P3

Vzhledem k faktu, že nehrozí vysokoteplotní koroze, je přehřívák P3 koncipován jako protiproudý z důvodu vyššího přestupu tepla. Příčná rozteč trubek je rozvolněnější, aby se tím předcházelo zanášení trubek popílkem. Jako kritériální parametr vystupuje rychlost přehřáté páry ve výměníku, ta by se měla ideálně pohybovat v rozmezí 15 až 20 m/s [8]. Aby tohoto kritéria bylo dosaženo, je zavedeno dvojité řazení trubek neboli dvojhad. Z předběžného výpočtu tepelného výkonu přehříváku P3 se odvíjel geometrický návrh tohoto tepelného výměníku tak, aby bylo přibližně stejného výkonu dosaženo i přes výpočet spalín na konci této podkapitoly.

Tabulka č. 15 Vlastnosti páry při střední teplotě P3 [7][8]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_p [W/m \cdot K]$	0,0586788
Kinematická viskozita	$\nu_p [m^2/s]$	$1,796 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	1,002639
Měrný objem	$\nu_p [m^3/kg]$	0,072906

Odhadovaná střední teplota páry v této oblasti:

$$t_{P3}^{stř} = \frac{t_{P3}^{in} + t_{P3}^{out}}{2} \quad (7.3.1.10)$$

$$t_{P3}^{stř} = \frac{369,9 + 420}{2} = 394,97 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubek:

$$\alpha_k^p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p^{skt} \cdot d_{in}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.3.1.11)$$

$$\alpha_k^p = 0,023 \cdot \frac{0,0586788}{0,0238} \cdot \left(\frac{17,45 \cdot 0,0238}{0,072906} \right)^{0,8} \cdot 1,002639^{0,4} = 1110,11 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední rychlost páry v trubkách P3:

$$w_p^{stř} = \frac{\dot{m}_p \cdot v_p}{F_p} \quad (7.3.1.12)$$

$$w_p^{stř} = \frac{2,13 \cdot 0,072906}{0,008898} = 17,45 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez páry uvnitř trubek P3:

$$F_p = n_{řad} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \quad (7.3.1.13)$$

$$F_p = 14 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,008898 \text{ m}^2$$

Tabulka č. 16 Vlastnosti spalin při střední teplotě v oblasti P3 [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,075295
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$9,167 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,608712

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné proudění spalin a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.3.1.14)$$

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,019 \cdot \frac{0,075295}{0,0318} \cdot \left(\frac{4,89 \cdot 0,0318}{9,167 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,608712^{0,33} = 51,53 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) \quad (7.3.1.15)$$

Pro více jak 10 řad trubek platí [2]:

$$c_z = 1 [-]$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné σ_1 a podélné rozteči σ_2 :

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (7.3.1.16)$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 6,289 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1,019 [-]$$

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

(7.3.1.17)

$$\sigma_1 = \frac{0,2}{0,0318} = 6,289 [-]$$

kde pro $\sigma_2 < 2$ a současně $\sigma_1 > 3$ platí $\sigma_1 = 3 [-]$ dle [2].

$$\sigma_2 = \frac{\bar{s}_2}{D}$$

(7.3.1.18)

$$\sigma_2 = \frac{(0,06 + 0,08)/2}{0,0318} = 2,2 [-]$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv:

$$\alpha_s^{sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}^{stř}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}}$$

(7.3.1.19)

Hodnota stupně černosti povrchu stěn se uvádí $\alpha_{st} = 0,8 [-]$.

$$\alpha_s^{sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,254 \cdot (612,9 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{464 + 273,15}{612,9 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{464 + 273,15}{612,9 + 273,15}}$$

$$\alpha_s^{sp} = 28,13 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin a :

$$a = 1 - e^{-k \cdot s \cdot p} \quad (7.3.1.20)$$

Tlak se volí 0,1 MPa bez přetlaku [8].

$$a = 1 - e^{-294} = 0,254 [-]$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy s :

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot \bar{s}_2}{D^2} - 1 \right) \quad (7.3.1.21)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,07}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,48 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání pro spalování tuhých paliv k :

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_P \cdot \mu \quad (7.3.1.22)$$

$$k = 6,05103 + 0,0714 = 6,12243 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP}^{stř}}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.3.1.23)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2116}{3,16 \cdot \sqrt{0,03339 \cdot 0,48}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(612,9 + 273,15)}{1000} \right) \cdot 0,3339$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 6,05103 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(T_{SP}^{stř})^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (7.3.1.24)$$

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(612,9 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,1292 = 0,0714 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{P3}^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_k^p} \right) \cdot \frac{Q_{P3}}{S_{P3}} \cdot 10^3 \quad (7.3.1.25)$$

kde součinitel zanesení ϵ byl stanoven dle odborné konzultace na hodnotu $0,006 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

$$t_z = 394,97 + \left(0,006 + \frac{1}{1110,113} \right) \cdot \frac{255,6}{25,7} \cdot 10^3 = 464 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplosměnná plocha přehříváku $P3$ při iteračním stanovení počtu řad trubek:

$$S_{P3} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot n_{had} \quad (7.3.1.26)$$

$$S_{P3} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 0,92 \cdot 10 \cdot 14 \cdot 2 = 25,7 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla spalin je součtem konvekční a sálavé složky:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s^{sp} + \alpha_k^{sp} \quad (7.3.1.27)$$

$$\alpha_{sp} = 28,14 + 51,53 = 79,67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel prostupu tepla k při spalování tuhých paliv s uspořádáním trubek za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_k^p}} \quad (7.3.1.28)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ byl zvolen dle [2] na hodnotu 0,6 [-].

$$k = \frac{0,6 \cdot 79,67}{1 + \frac{79,67}{1110,113}} = 44,60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmický spád pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (7.3.1.29)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{232,8 - 225,4}{\ln \frac{232,8}{225,4}} = 229 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{P3,III,in} - t_{P3}^{out} = 652,8 - 420 = 232,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.3.1.30)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{P3,III,out} - t_{P3}^{in} = 573 - 369,9 = 225,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.3.1.31)$$

Výpočet výkonu přehříváku P3 ze strany spalín Q_{P3}^{sp} :

$$Q_{P3}^{sp} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{P3})/1000 \quad (7.3.1.32)$$

$$Q_{P3}^{sp} = \frac{44,60 \cdot 229 \cdot 25,7}{1000} = 262,9 \text{ kW}$$

7.3.2 Tepelný výpočet membránové stěny v oblasti přehříváku P3

Výška pro membránovou stěnu výparníku v oblasti s přehřívákem P3 je ohraničena koncem obrátové komory a osou ofukovače umístěného nad teplosměnnou plochou přehříváku P3. Celkový součinitel přestupu tepla spalín je součtem konvekční a sálavé složky:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k \quad (7.3.2.10)$$

$$\alpha_{sp} = 21,3 + 10,92 = 29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění spalin:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{skt} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7.3.2.11)$$

Pro střední teplotu proudu spalin jsou z tabulek určeny jednotlivé parametry v rovnici vystupující, a to součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo Pr . Opravné koeficienty $c_t \cdot c_l \cdot c_m = 1 [-]$, jelikož se jedná o případ ochlazování spalin, spaliny nevstupují do trubek a ani neproudí kanálem řešeným jako mezikruží [3].

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,075295}{0,3023} \cdot \left(\frac{4,89 \cdot 0,3023}{9,167 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,608712^{0,4} \cdot 1 = 10,92 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Tabulka č. 17 Vlastnosti spalin při střední teplotě v oblasti s P3 [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,075295
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$9,167 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,608712

Ekvivalentní průměr d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} \quad (7.3.2.12)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot 1,91}{25,2} = 0,3023 \text{ m}$$

Obvod průřezu spalinového kanálu včetně obvodu trubek O :

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b) + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} \quad (7.3.2.13)$$

$$O = 2 \cdot (1,1 + 2) + 2 \cdot (0,0318 + 0,92) \cdot 10 = 25,2 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}^{stř}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}}$$

(7.3.2.14)

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,255 \cdot (612,9 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{302,2 + 273,15}{612,9 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{302,2 + 273,15}{612,9 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 21,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách membránové stěny:

$$t_z = t_V^{out} + \Delta t$$

(7.3.2.15)

uvažuje se jako součet teploty média ve výparníku a teplotního rozdílu, který dle [3] se pro teplotu spalin na vstupu $t_{SP,in} > 400 \text{ }^\circ\text{C}$ a pro kotle malých výkonů při spalování tuhých paliv nebo dřeva volí $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Nebo také dle normy ČSN EN 12952-3 pro fyzikální stav pracovního média voda nebo směs voda/pára a pro ohřev převážně sáláním se uvažuje teplotní přírůstek $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_z = 252,2 + 50 = 302,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Součinitel prostupu tepla k pro ohříváky vody, výparníkové plochy a přechodník:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}}$$

(7.3.2.16)

kde součinitel zanesení ε byl zvolen na konzultaci na hodnotu $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ a součinitel přestupu tepla pro páru α_p se v případě tohoto tepelného výměníku neuvažuje [8].

$$k = \frac{29}{1 + 0,01 \cdot 29} = 22,48 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

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

(7.3.2.17)

$$\Delta t_{ln} = \frac{400,6 - 320,8}{\ln \frac{400,6}{320,8}} = 359,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{ok,III,out} - t_V^{out} = 652,8 - 252,2 = 400,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.3.2.18)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{P3,III,out} - t_V^{out} = 573 - 252,2 = 320,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.3.2.19)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny S_{MS}^{P3} v oblasti s přehřívákem $P3$:

$$S_{MS}^{P3} = 2 \cdot h_{MS}^{P3} \cdot (a_{III} + b) \quad (7.3.2.20)$$

$$S_{MS}^{P3} = 2 \cdot 2,23 \cdot (1,1 + 2) = 13,8 \text{ m}^2$$

Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou Q_{MS}^{P3} :

$$Q_{MS}^{P3} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{MS}^{P3}) / 1000 \quad (7.3.2.21)$$

$$Q_{MS}^{P3} = \frac{22,48 \cdot 359,2 \cdot 13,8}{1000} = 112 \text{ kW}$$

7.3.3 Výstupní teplota spalin

Celkový výkon této oblasti se vyjádří součtem tepelného výkonu přehříváku $P3$ a příslušné oblasti s membránovou stěnou výparníku:

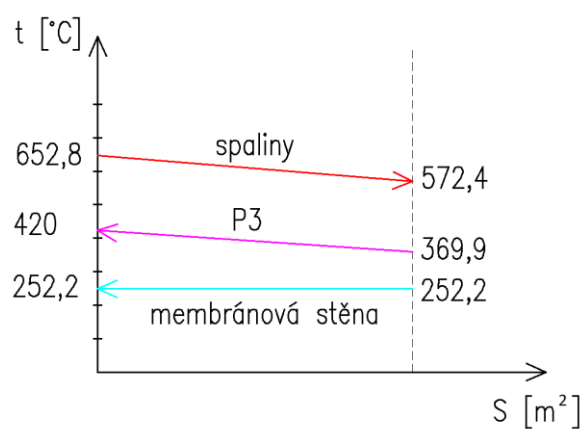
$$Q_{P3}^{III} = Q_{P3}^{sp} + Q_{MS}^{P3} = 262,9 + 112 = 375 \text{ kW} \quad (7.3.3.10)$$

Entalpie spalin na výstupu z oblasti s přehřívákem $P3$:

$$I_{P3,III}^{out} = \frac{\dot{m}_{pal,sk} \cdot I_{III,ok}^{out} - Q_{P3}^{III}}{\dot{m}_{pal,sk}} \quad (7.3.3.11)$$

$$I_{P3,III}^{out} = \frac{0,65 \cdot 4345,79 - 375}{0,65} = 3769,53 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí lineární interpolace lze určit odpovídající teplotu dané entalpie na konci oblasti s přehřívákem $P3$ III. tahu $t_{P3,III}^{out} = 572,4 \text{ } ^\circ\text{C}$, od stanovené teploty na začátku výpočtů kapitoly 7.3 Úsek s přehřívákem $P3$ se liší o $0,6 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. č. 12 Průběh teplot v oblasti s P3

7.4 Úsek s přehřívákem P2

Tato oblast je vymezena osou ofukovače pod oblastí přehříváku P2 a místem, kde plocha přehříváku P2 končí. Tepelný výpočet je opět rozdělen na výkon přehříváku P2 a membránové stěny výparníku této oblasti.

Odhadovaná střední teplota spalin v této oblasti:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P2,III}^{out} + t_{P3,III}^{out}}{2} \quad (7.4.10)$$

$$t_{SP}^{stř} = \frac{469 + 572,4}{2} = 520,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde $t_{P2,III}^{out}$ je na začátku této podkapitoly iteračně odhadnuta a poté na konci výpočtů ověřena se skutečnou hodnotou.

Objemový tok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.4.11)$$

$$M_{SP}^{stř} = 2,8782 \cdot \left(\frac{520,7 + 273,15}{273,15} \right) = 8,3646 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} \quad (7.4.12)$$

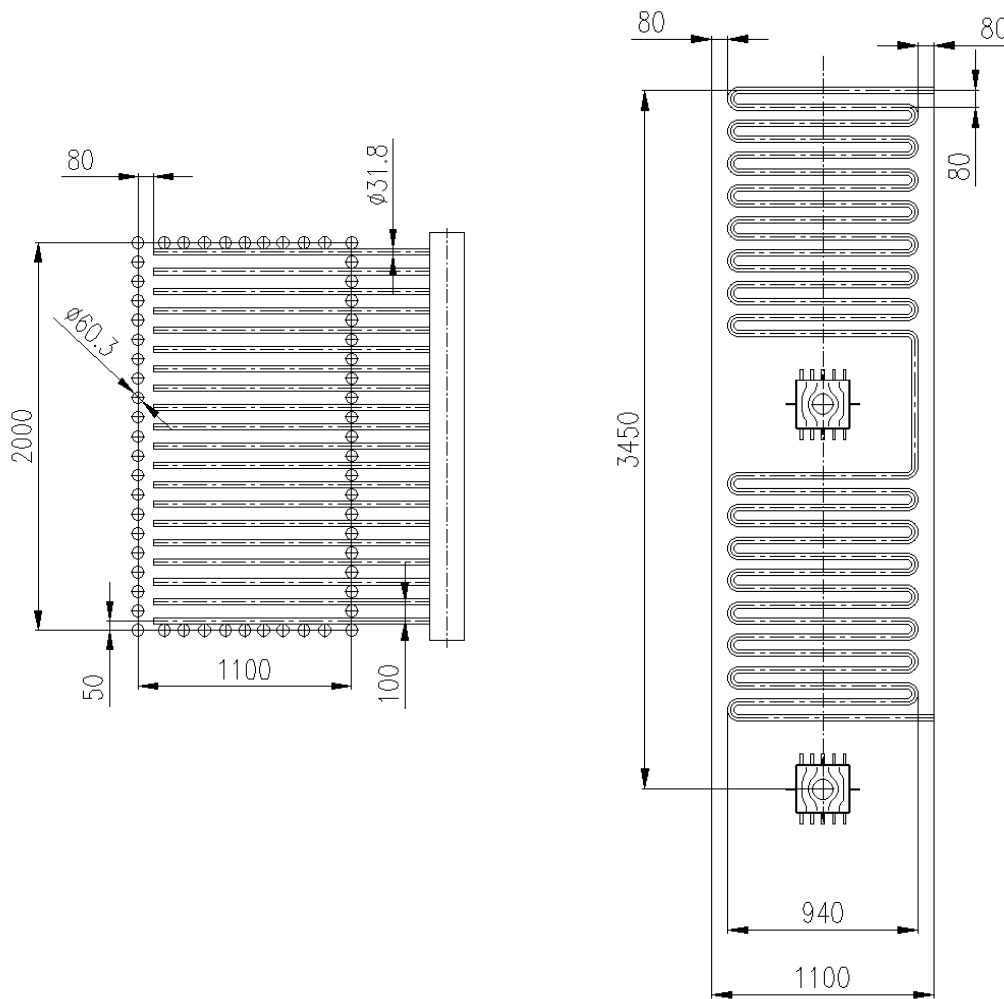
$$w_{SP}^{stř} = \frac{8,3646}{1,6} = 5,22 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \quad (7.4.13)$$

$$F_{SP} = 1,1 \cdot 2 - 0,0318 \cdot 0,94 \cdot 20 = 1,6 \text{ m}^2$$

Následuje schéma konstrukčního návrhu oblasti s přehřívákem P2 Obr. č. 13 Konstrukční návrh P2 a k tomu příslušná tabulka s potřebnými údaji Tabulka č. 18 Rozměry přehříváku P2:



Obr. č. 13 Konstrukční návrh P2

Tabulka č. 18 Rozměry přehříváku P2

Rozměr	Veličina	Hodnota
Počet trubek	$n_{tr} [ks]$	20
Počet řad	$n_{řad} [ks]$	32
Počet hadů	$n_{had} [ks]$	1
Průměr trubek	$D [m]$	0,0318
Tloušťka stěny	$t [m]$	0,004
Vnitřní průměr trubek	$d [m]$	0,0238
Efektivní délka trubek	$l_e [m]$	0,94
Rozteč příčná	$s_1 [m]$	0,1
Rozteč podélná	$s_2 [m]$	0,08
Vzdálenost od stěny a_{III}	$e [m]$	0,05
Vzdálenost od stěny b	$f [m]$	0,08

7.4.1 Tepelný výpočet přehříváku P2

V této oblasti nehrozí vysokoteplotní koroze, a proto je přehřívák P2 koncipován jako protiproudý z důvodu vyššího přestupu tepla. Příčná rozteč trubek je menší oproti předchozímu přehříváku, která činí 100 mm. Jako kritériální parametr vystupuje rychlost přehřáté páry ve výměníku, v ideálním případě se tato hodnota pohybuje okolo 15 až 20 m/s [8]. Z předběžného výpočtu tepelného výkonu přehříváku P2 se odvíjel geometrický návrh tohoto tepelného výměníku tak, aby bylo přibližně stejného výkonu dosaženo i přes výpočet spalin na konci této podkapitoly.

Odhadovaná střední teplota páry v této oblasti:

$$t_{P2}^{stř} = \frac{t_{P2}^{in} + t_{P2}^{out}}{2} \quad (7.4.1.10)$$

$$t_{P2}^{stř} = \frac{335,8 + 404,8}{2} = 370,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabulka č. 19 Vlastnosti páry při střední teplotě P2 [7][8]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_p [W/m \cdot K]$	0,05629
Kinematická viskozita	$\nu_p [m^2/s]$	$1,6213 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	1,03891
Měrný objem	$\nu_p [m^3/kg]$	0,06875

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubek:

$$\alpha_k^p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p^{skt} \cdot d_{in}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.4.1.11)$$

$$\alpha_k^p = 0,023 \cdot \frac{0,05629}{0,0238} \cdot \left(\frac{15,96 \cdot 0,0238}{1,6213 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,03891^{0,4} = 1091,71 \text{ } W/m^2 \cdot K$$

Střední rychlost páry v trubkách P2:

$$w_p^{stř} = \frac{0,97 \cdot \dot{m}_p \cdot \nu_p}{F_p} \quad (7.4.1.12)$$

$$w_p^{stř} = \frac{0,97 \cdot 2,13 \cdot 0,06875}{0,0089} = 15,96 \text{ } m/s$$

Průtočný průřez páry uvnitř trubek P2:

$$F_p = n_{\text{řad}} \cdot n_{\text{had}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{in}}^2}{4} \quad (7.4.1.13)$$

$$F_p = 32 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,0089 \text{ m}^2$$

Tabulka č. 20 Vlastnosti spalin při střední teplotě v oblasti P2 [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,06738
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$7,6392 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,61793

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné proudění spalin a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_p}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{stř} \cdot D}{\nu_p} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.4.1.14)$$

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,06738}{0,0318} \cdot \left(\frac{5,22 \cdot 0,0318}{7,6392 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,61793^{0,33} = 53,37 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{\text{řad}} - 2) \quad (7.4.1.15)$$

Pro více jak 10 řad trubek platí dle [2]:

$$c_z = 1 [-]$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné σ_1 a podélné rozteči σ_2 :

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (7.4.1.16)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,0318} = 3,14 [-]$$

(7.4.1.17)

kde pro $\sigma_2 < 2$ a současně $\sigma_1 > 3$ platí $\sigma_1 = 3$ [-] dle [2].

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \text{ [-]}$$

(7.4.1.18)

pro $\sigma_2 \geq 2$ dle [2] je:

$$c_s = 1 \text{ [-]}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv:

$$\alpha_s^{sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}}$$

(7.4.1.19)

Hodnota stupně černosti povrchu stěn se uvádí $\alpha_{st} = 0,8$ [-].

$$\alpha_s^{sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2043 \cdot (520,7 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{410,7 + 273,15}{520,7 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{410,7 + 273,15}{520,7 + 273,15}}$$

$$\alpha_s^{sp} = 17 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin a :

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

(7.4.1.20)

Tlak se volí 0,1 MPa bez přetlaku [8].

$$a = 1 - e^{-0,229} = 0,2043 \text{ [-]}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy s :

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

(7.4.1.21)

$$s = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,08}{0,0318^2} - 1\right) = 0,26 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání pro spalování tuhých paliv k :

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_P \cdot \mu \quad (7.4.1.22)$$

$$k = 8,7236 + 0,0769 = 8,8 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP}^{stř}}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.4.1.23)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2116}{3,16 \cdot \sqrt{0,03339 \cdot 0,26}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(520,7 + 273,15)}{1000} \right) \cdot 0,3339$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 8,7236 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

$$k_P \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(T_{SP}^{stř})^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (7.4.1.24)$$

$$k_P \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(520,7 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,129 = 0,0769 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{P2}^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_k^p} \right) \cdot \frac{Q_{P2}}{S_{P2}} \cdot 10^3 \quad (7.4.1.25)$$

kde součinitel zanesení ϵ byl stanoven na hodnotu $0,006 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ dle odborné konzultace.

$$t_z = 370,3 + \left(0,006 + \frac{1}{1091,71} \right) \cdot \frac{351,237}{60,1} \cdot 10^3 = 410,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplosměnná plocha přehříváku $P2$ při iteračním stanovení počtu řad trubek:

$$S_{P2} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot n_{had}$$

(7.4.1.26)

$$S_{P2} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 0,94 \cdot 20 \cdot 32 \cdot 1 = 60,1 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla spalín je součtem konvekční a sálavé složky:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s^{sp} + \alpha_k^{sp} \quad (7.4.1.27)$$

$$\alpha_{sp} = 17,02 + 53,37 = 70,39 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel prostupu tepla k při spalování tuhých paliv s uspořádáním trubek za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_k^p}} \quad (7.4.1.28)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ byl zvolen dle [2] na hodnotu 0,6 [-].

$$k = \frac{0,6 \cdot 70,39}{1 + \frac{70,39}{1091,71}} = 39,67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmický spád pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (7.4.1.29)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{167,6 - 133,2}{\ln \frac{167,6}{133,2}} = 149,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{P2,III,in} - t_{P2}^{out} = 572,4 - 404,8 = 167,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.4.1.30)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{P2,III,out} - t_{P2}^{in} = 469 - 335,8 = 133,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.4.1.31)$$

Výpočet výkonu přehříváku P2 ze strany spalin Q_{P2}^{sp} :

$$Q_{P2}^{sp} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{P2}) / 1000 \quad (7.4.1.32)$$

$$Q_{P2}^{sp} = \frac{39,67 \cdot 149,7 \cdot 60,1}{1000} = 357 \text{ kW}$$

7.4.2 Tepelný výpočet membránové stěny v oblasti přehříváku P2

Výška pro membránovou stěnu výparníku v oblasti s přehřívákem P2 je ohraničena osou ofukovače umístěného pod teplosměnnou plochou přehříváku P2 a shora koncem výhřevné plochy.

Celkový součinitel přestupu tepla spalin je součtem konvekční a sálavé složky:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k \quad (7.4.2.10)$$

$$\alpha_{sp} = 13,8 + 13,93 = 24,96 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění spalin:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{skt} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7.4.2.11)$$

Pro střední teplotu proudu spalin jsou z tabulek určeny jednotlivé parametry v rovnici vystupující, a to součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo Pr . Opravné koeficienty $c_t \cdot c_l \cdot c_m = 1 [-]$, jelikož se jedná o případ ochlazování spalin, spaliny nevstupují do trubek a ani neproudí kanálem řešeným jako mezikruží [3].

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,067378}{0,142} \cdot \left(\frac{5,22 \cdot 0,142}{7,639 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,61793^{0,4} \cdot 1 = 13,93 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Tabulka č. 21 Vlastnosti spalin při střední teplotě v oblasti s P2 [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [\text{W/m} \cdot \text{K}]$	0,067378
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [\text{m}^2/\text{s}]$	$7,639 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,61793

Ekvivalentní průměr d_e :

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} \quad (7.4.2.12)$$

Veličina F_{SP} je již známa z rovnice 7.4.13.

$$d_e = \frac{4 \cdot 1,6}{45,1} = 0,142 \text{ m}$$

Obvod průřezu spalinového kanálu včetně obvodu trubek O :

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b) + 2 \cdot (D + l_e) \cdot n_{tr} \quad (7.4.2.13)$$

$$O = 2 \cdot (1,1 + 2) + 2 \cdot (0,0318 + 0,94) \cdot 20 = 45,1 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}} \quad (7.4.2.14)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,205 \cdot (520,7 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{302,2 + 273,15}{520,7 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{302,2 + 273,15}{520,7 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 13,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách membránové stěny:

$$t_z = t_v^{out} + \Delta t \quad (7.4.2.15)$$

uvažuje se jako součet teploty média ve výparníku a teplotního rozdílu, který dle [3] se pro teplotu spalin na vstupu $t_{SP,in} > 400 \text{ }^\circ\text{C}$ a pro kotle malých výkonů při spalování tuhých paliv nebo dřeva volí $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Nebo také dle normy ČSN EN 12952-3 pro fyzikální stav pracovního média voda nebo směs voda/pára a pro ohřev převážně sáláním se uvažuje teplotní přírůstek $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_z = 252,2 + 50 = 302,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Součinitel prostupu tepla k pro ohříváky vody, výparníkové plochy a přechodník:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} \quad (7.4.2.16)$$

kde součinitel zanesení ε byl zvolen na konzultaci na hodnotu $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ a součinitel přestupu tepla pro páru α_p se v případě tohoto tepelného výměníku neuvažuje.

$$k = \frac{24,96}{1 + 0,01 \cdot 24,96} = 19,97 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (7.4.2.17)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{320,2 - 216,8}{\ln \frac{320,2}{216,8}} = 265,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{P3,III,out} - t_V^{out} = 572,4 - 252,2 = 320,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.4.2.18)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{P2,III,out} - t_V^{out} = 469 - 252,2 = 216,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.4.2.19)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny S_{MS}^{P2} v oblasti s přehřívákem P2:

$$S_{MS}^{P2} = 2 \cdot h_{MS}^{P2} \cdot (a_{III} + b) \quad (7.4.2.20)$$

$$S_{MS}^{P2} = 2 \cdot 3,45 \cdot (1,1 + 2) = 21,4 \text{ m}^2$$

Teplo odebrané spalinám membránovou stěnou Q_{MS}^{P2} :

$$Q_{MS}^{P3} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{MS}^{P2})/1000 \quad (7.4.2.21)$$

$$Q_{MS}^{P3} = \frac{19,97 \cdot 265,2 \cdot 21,4}{1000} = 113 \text{ kW}$$

7.4.3 Výstupní teplota spalin

Celkový výkon této oblasti se vyjádří součtem tepelného výkonu přehříváku $P2$ a příslušné oblasti s membránovou stěnou výparníku:

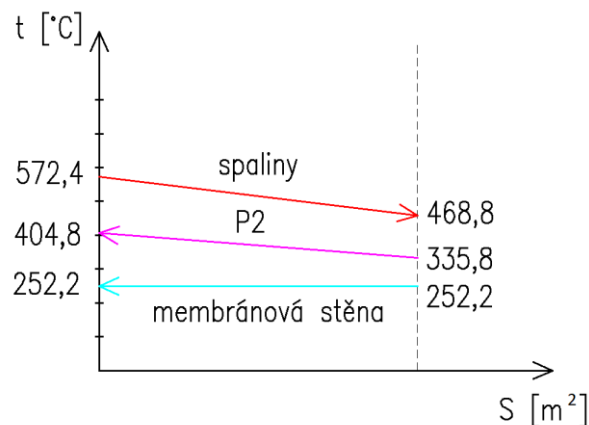
$$Q_{P2}^{III} = Q_{P2}^{sp} + Q_{MS}^{P2} = 357 + 113 = 470 \text{ kW} \quad (7.4.3.10)$$

Entalpie spalin na výstupu z oblasti s přehřívákem $P2$:

$$I_{P2,III}^{out} = \frac{\dot{m}_{pal,sk} \cdot I_{III,P3}^{out} - Q_{P2}^{III}}{\dot{m}_{pal,sk}} \quad (7.4.3.11)$$

$$I_{P2,III}^{out} = \frac{0,65 \cdot 3769,53 - 470}{0,65} = 3046,05 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí lineární interpolace lze určit odpovídající teplotu dané entalpie na konci oblasti s přehřívákem $P2$ III. tahu $t_{P2,III}^{out} = 468,8 \text{ }^\circ\text{C}$, od stanovené teploty na začátku výpočtů kapitoly 7.4 Úsek s přehřívákem $P2$ se liší o $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$.



Obr. č. 14 Průběh teplot v oblasti s $P2$

7.5 Návrh výstupního kanálu ze III. tahu

Spaliny jsou ze III. tahu následně vedeny do tahu IV. oplechovaným spalinovým kanálem, který je již bez membránové stěny výparníku. Šířka kanálu se stále zachovává a je zde volena střední rychlost spalin 4 m/s , pomocí těchto parametrů byla stanovena výška výstupního okna.

Skutečný objemový tok spalin pro výstupní teplotu z oblasti s P2:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{III,P2,out} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.5.10)$$

$$M_{SP}^{skut} = 2,8782 \cdot \left(\frac{468,8 + 273,15}{273,15} \right) = 7,818 \text{ m}^3/\text{s}$$

Průřez okna:

$$F_{ok} = \frac{M_{SP}^{skut}}{w_{SP}^{ok}} \quad (7.5.11)$$

$$F_{ok} = \frac{7,818}{4} = 1,95 \text{ m}^2$$

Výška okna:

$$h_{ok}^{III} = \frac{F_{ok}}{b} \quad (7.5.12)$$

$$h_{ok}^{III} = \frac{1,95}{2} = 0,977 \text{ m}$$

Délka spojovacího kanálu mezi III. a IV. tahem je volena z dispozičního řešení, v kanále je rovněž umístěn kompenzátor, aby byla mezi jednotlivými tahy zajištěna vůle z důvodu pohybů výparníkové stěny.

8 Návrh IV. tahu

8.1 Koncepce IV. tahu

Stěny tahu jsou již tvořeny pouze oplechováním o stejné šířce jako v předchozích kapitolách, délka tahu je následně dispozičně řešena a iteračně vychází z předpokládané rychlosti spalin příslušného tahu. Zde jsou umístěny přehřívák *P1* a díly ekonomizéru *E2*, mezi něž jsou situovány ofukovače a servisní průlezy pro údržbu.

8.2 Oblast s přehřívákem P1

Tato oblast je vymezena osou ofukovače nad oblastí přehříváku *P1* a místem osy ofukovače, ve kterém oblast přehříváku *P1* končí. Tepelný výpočet tentokrát zahrnuje pouze tepelný výkon přehříváku *P1*.

Odhadovaná střední teplota spalin v této oblasti:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P2,III}^{out} + t_{P1,IV}^{out}}{2} \quad (8.2.10)$$

$$t_{SP}^{stř} = \frac{468,8 + 303,5}{2} = 386,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde teplota $t_{P1,IV}^{out}$ je na začátku této podkapitoly iteračně odhadnuta a poté na konci výpočtů ověřena se skutečnou hodnotou.

Obdobně je na počátku odhadnuta i rychlost spalin v průtočném průřezu a zvolen vnější průměr trubek a jejich počet po šířce tahu. Ve vzorci pro výpočet délky IV. tahu vystupuje právě *P1* namísto *E2*, jelikož má větší počet trubek po šířce tahu, a docílí se tak menšího průtočného průřezu.

Objemový tok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (8.2.11)$$

$$M_{SP}^{stř} = 2,8782 \cdot \left(\frac{386,3 + 273,15}{273,15} \right) = 6,948 \text{ m}^3/\text{s}$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP}^{stř}}$$

(8.2.12)

$$F_{SP} = \frac{6,948}{3,99} = 1,74 \text{ m}^2$$

Délka IV. tahu:

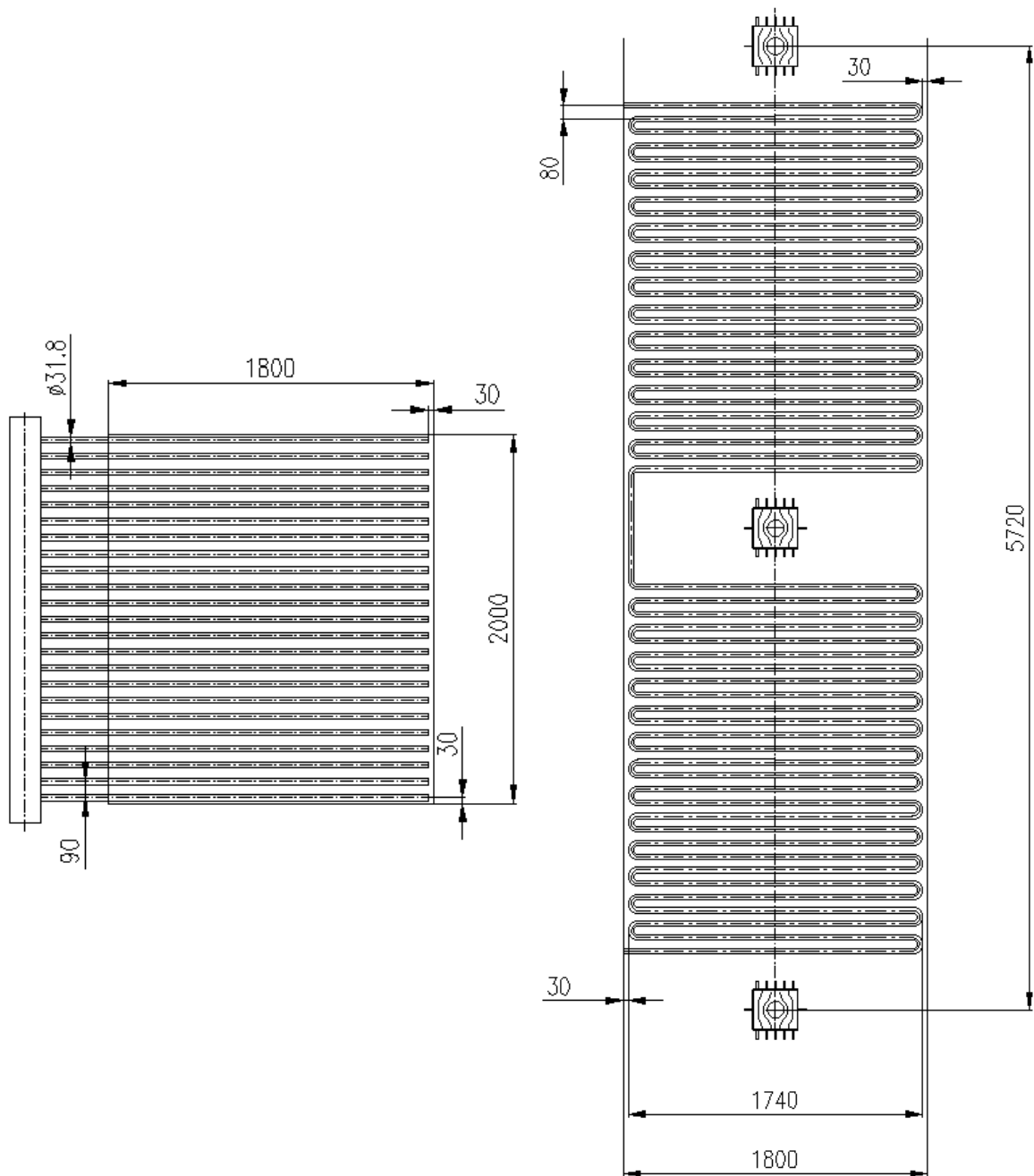
$$a_{IV} = \frac{F_{SP} - 2 \cdot f \cdot n_{tr} \cdot D_{tr}}{b - n_{tr} \cdot D_{tr}} \quad (8.2.13)$$

$$a_{IV} = \frac{1,74 - 2 \cdot 0,03 \cdot 23 \cdot 0,0318}{2 - 23 \cdot 0,0318} = 1,8 \text{ m}$$

Následuje detailní schéma konstrukčního návrhu přehříváku *PI* společně s příslušnou rozměrovou tabulkou:

Tabulka č. 22 Rozměry přehříváku *PI*

Rozměr	Veličina	Hodnota
Počet trubek	$n_{tr} [ks]$	23
Počet řad	$n_{řad} [ks]$	56
Počet hadů	$n_{had} [ks]$	1
Průměr trubek	$D [m]$	0,0318
Tloušťka stěny	$t [m]$	0,004
Vnitřní průměr trubek	$d [m]$	0,0238
Efektivní délka trubek	$l_e [m]$	1,74
Rozteč příčná	$s_1 [m]$	0,09
Rozteč podélná	$s_2 [m]$	0,08
Vzdálenost od stěny a_{IV}	$e [m]$	0,03
Vzdálenost od stěny b	$f [m]$	0,03



Obr. č. 15 Konstrukční návrh P1

8.2.1 Tepelný výpočet přehříváku P1

V této oblasti nehrozí vysokoteplotní koroze, a proto je přehřívák *P1* koncipován jako protiproudý z důvodu vyššího přestupu tepla. Příčná rozteč trubek činí 90 mm. Jako kriteriální parametr vystupuje rychlost přehřáté páry ve výměníku, ta se v ideálním případě pohybuje v rozmezí 15 až 20 m/s [8]. Z předběžného výpočtu tepelného výkonu přehříváku *P1* se odvíjel geometrický návrh tohoto tepelného výměníku tak, aby bylo přibližně stejného výkonu dosaženo i na konci této kapitoly.

Tabulka č. 23 Vlastnosti páry při střední teplotě P1 [7][8]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_p [W/m \cdot K]$	0,05223
Kinematická viskozita	$\nu_p [m^2/s]$	$1,2459 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	1,14183
Měrný objem	$\nu_p [m^3/kg]$	0,05943

Odhadovaná střední teplota páry v této oblasti:

$$t_{P1}^{stř} = \frac{t_{P1}^{in} + t_{P1}^{out}}{2} \quad (8.2.1.10)$$

$$t_{P1}^{stř} = \frac{252,2 + 381}{2} = 316,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubek:

$$\alpha_k^p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{in}} \cdot \left(\frac{w_p^{skt} \cdot d_{in}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (8.2.1.11)$$

$$\alpha_k^p = 0,023 \cdot \frac{0,05223}{0,0238} \cdot \left(\frac{15,05 \cdot 0,0238}{1,2459 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,14183^{0,4} = 999,43 \text{ } W/m^2 \cdot K$$

Střední rychlost páry v trubkách P1:

$$w_p^{stř} = \frac{0,93 \cdot \dot{m}_p \cdot \nu_p}{F_p} \quad (8.2.1.12)$$

$$w_p^{stř} = \frac{0,93 \cdot 2,13 \cdot 0,05943}{0,00782} = 15,05 \text{ } m/s$$

Průtočný průřez páry uvnitř trubek P1:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \quad (8.2.1.13)$$

$$F_p = 23 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,00782 \text{ } m^2$$

Tabulka č. 24 Vlastnosti spalin při střední teplotě v oblasti P1 [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,05582
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$5,5889 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,64138

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné proudění spalin a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_p}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{stř} \cdot D}{\nu_p} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.2.1.14)$$

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,05582}{0,0318} \cdot \left(\frac{15,05 \cdot 0,0318}{5,5889 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,64138^{0,33} = 41,96 W/m^2 \cdot K$$

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) \quad (8.2.1.15)$$

Pro více jak 10 řad trubek platí dle [2]:

$$c_z = 1 [-]$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné σ_1 a podélné rozteči σ_2 :

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (8.2.1.16)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,83 [-] \quad (8.2.1.17)$$

kde pro $\sigma_2 < 2$ a současně $\sigma_1 > 3$ platí $\sigma_1 = 3 [-]$ dle [2].

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 [-] \quad (8.2.1.18)$$

pro $\sigma_2 \geq 2$ je dle [2]:

$$c_s = 1 [-]$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv:

$$\alpha_s^{sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř^3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}} \quad (8.2.1.19)$$

Hodnota stupně černosti povrchu stěn se uvádí $\alpha_{st} = 0,8$ [-].

$$\alpha_s^{sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,206 \cdot (386,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{351,6 + 273,15}{386,3 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{351,6 + 273,15}{386,3 + 273,15}}$$

$$\alpha_s^{sp} = 11,18 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin a :

$$a = 1 - e^{-k \cdot s \cdot p} \quad (8.2.1.20)$$

Tlak se volí 0,1 MPa bez přetlaku [8].

$$a = 1 - e^{-0,231} = 0,206 \text{ [-]}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy s :

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) \quad (8.2.1.21)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,0318^2} - 1\right) = 0,23 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání pro spalování tuhých paliv k :

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu \quad (8.2.1.22)$$

$$k = 9,944 + 0,087 = 10,031 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

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

(8.2.1.23)

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2116}{3,16 \cdot \sqrt{0,03339 \cdot 0,23}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(386,3 + 273,15)}{1000} \right) \cdot 0,3339$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 9,944 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

$$k_P \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(T_{SP}^{stř})^2 \cdot d^2}} \cdot \mu$$

(8.2.1.24)

$$k_P \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(386,3 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,129 = 0,087 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{P1}^{stř} + \Delta t_{P1}$$

(8.2.1.25)

kde $\Delta t_{P1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ dle normy ČSN EN 12952-3 se uvažuje pro pracovní médium ve stavu přehřáté páry, kde již u otápených částí převažuje přestup tepla konvekcí.

$$t_z = 316,6 + 35 = 351,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplosměnná plocha přehříváku $P1$ při iteračním stanovení počtu řad trubek:

$$S_{P1} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot n_{had}$$

(8.2.1.26)

$$S_{P1} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 1,74 \cdot 23 \cdot 56 \cdot 1 = 224 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla spalin je součtem konvekční a sálavé složky:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s^{sp} + \alpha_k^{sp}$$

(8.2.1.27)

$$\alpha_{sp} = 11,2 + 41,96 = 53,16 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel prostupu tepla k při spalování tuhých paliv s uspořádáním trubek za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_k^p}} \quad (8.2.1.28)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ byl zvolen dle [2] na hodnotu 0,95 [-].

$$k = \frac{0,95 \cdot 53,16}{1 + \frac{53,16}{999,43}} = 47,95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmický spád pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.2.1.29)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{88 - 51,32}{\ln \frac{88}{51,32}} = 68 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{P1,IV,in} - t_{P1}^{out} = 468,8 - 381 = 88 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.2.1.30)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{P1,IV,out} - t_{P1}^{in} = 303,5 - 252,2 = 51,32 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.2.1.31)$$

Výpočet výkonu přehříváku $P1$ ze strany spalín Q_{P1}^{sp} :

$$Q_{P1}^{sp} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{P1})/1000 \quad (8.2.1.32)$$

$$Q_{P1}^{sp} = \frac{47,95 \cdot 68 \cdot 224}{1000} = 730,356 \text{ kW}$$

8.2.2 Výstupní teplota spalín

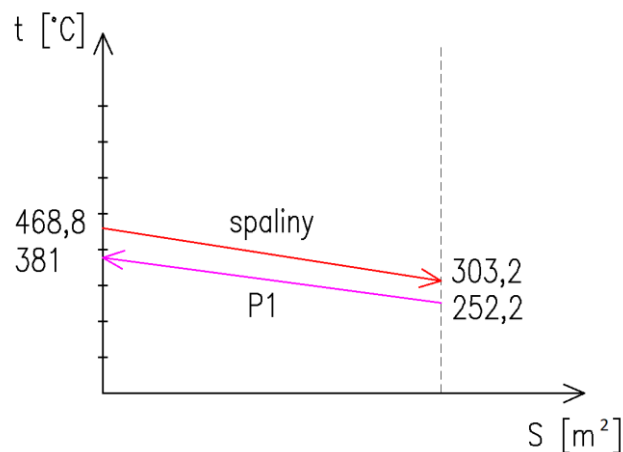
Entalpie spalín na výstupu z oblasti s přehřívákem $P1$:

$$I_{P1,IV}^{out} = \frac{\dot{m}_{pal,sk} \cdot I_{III,P2}^{out} - Q_{P1}^{IV}}{\dot{m}_{pal,sk}}$$

(8.2.2.10)

$$I_{P1,IV}^{out} = \frac{0,65 \cdot 3046,054 - 730,356}{0,65} = 1922,43 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí lineární interpolace lze určit odpovídající teplotu dané entalpie na konci oblasti s přehřívákem *P1* IV. tahu $t_{P1,IV}^{out} = 303,2 \text{ } ^\circ\text{C}$, od stanovené teploty na začátku výpočtů kapitoly 8.2 Oblast s přehřívákem *P1* se liší o $0,3 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. č. 16 Průběh teplot v oblasti s *P1*

8.3 Oblast s ekonomizérem *E2*

Tato oblast je vymezena osou ofukovače nad oblastí ekonomizéru *E2* a koncem výstupního svazku. Tepelný výpočet tentokrát zahrnuje pouze tepelný výkon ekonomizéru *E2*. Na konci této oblasti se nachází oplechovaný spalínový kanál vedoucí spaliny do V. tahu.

Do ekonomizéru *E2* vstupuje pracovní médium proudící z ohříváku vzduchu, kde mu bylo odebráno teplo na předehřátí primárního a sekundárního vzduchu vedeného do spalovací komory.

Odhadovaná střední teplota spalin v této oblasti:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{E2,IV}^{out} + t_{P1,IV}^{out}}{2} \tag{8.3.10}$$

$$t_{SP}^{stř} = \frac{252,5 + 303,2}{2} = 277,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde $t_{E2,IV}^{out}$ je teplota na výstupu z oblasti s *E2* a na začátku této podkapitoly je iteračně odhadnuta a poté na konci výpočtů ověřena se skutečnou hodnotou.

Objemový tok spalin pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (8.3.11)$$

$$M_{SP}^{stř} = 2,8782 \cdot \left(\frac{277,8 + 273,15}{273,15} \right) = 5,806 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F_{SP}} \quad (8.3.12)$$

$$w_{SP}^{stř} = \frac{5,806}{1,53} = 3,8 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez spalin:

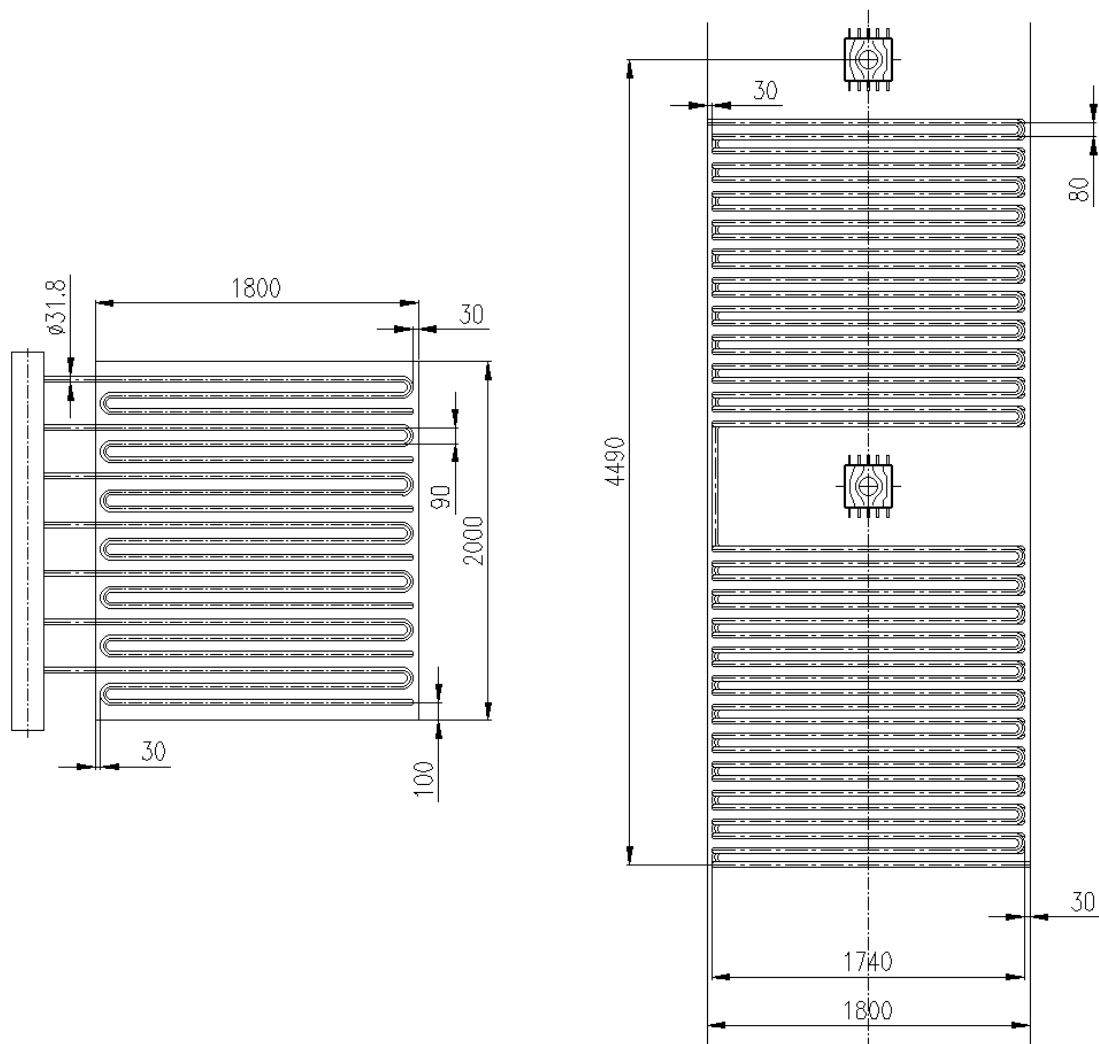
$$F_{SP} = a_{IV} \cdot b - D_{tr} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_z \quad (8.3.13)$$

$$F_{SP} = 1,8 \cdot 2 - 0,0318 \cdot 1,74 \cdot 7 \cdot 3 = 1,53 \text{ m}^2$$

Veškeré rozměry vystupující v rovnicích výše jsou zaznačeny v následující tabulce a na detailním schématu konstrukčního provedení:

Tabulka č. 25 Rozměry ekonomizéru E2

Rozměr	Veličina	Hodnota
Počet trubek	$n_{tr} [ks]$	7
Počet řad	$n_{řad} [ks]$	45
Počet hadů	$n_{had} [ks]$	1
Počet zahnutí	$n_z [ks]$	3
Průměr trubek	$D [m]$	0,0318
Tloušťka stěny	$t [m]$	0,0032
Vnitřní průměr trubek	$d [m]$	0,0254
Efektivní délka trubek	$l_e [m]$	1,74
Rozteč příčná	$s_1 [m]$	0,09
Rozteč podélná	$s_2 [m]$	0,08
Vzdálenost od stěny a_{IV}	$e [m]$	0,1
Vzdálenost od stěny b	$f [m]$	0,03



Obr. č. 17 Konstrukční návrh E2

8.3.1 Tepelný výpočet ekonomizéru E2

V této oblasti nehrozí vysokoteplotní koroze, a proto je ekonomizér E2 koncipován jako protiproudý z důvodu vyššího přestupu tepla. Příčná rozteč trubek činí 90 mm. Jako kritériální parametr vystupuje rychlost vody ve výměníku, která by se měla pohybovat v rozmezí od 0,5 až po 1,5 m/s. Z předběžného výpočtu tepelného výkonu ekonomizéru E2 se odvíjel geometrický návrh tohoto tepelného výměníku tak, aby bylo přibližně stejného výkonu dosaženo i na konci této kapitoly.

Tabulka č. 26 Vlastnosti vody při střední teplotě E2 [7][8]

Veličina	Symbol	Hodnota
Teplota vody na vstupu	$t_{E2,in} [^{\circ}C]$	165,7
Teplota vody na výstupu	$t_{E2,out} [^{\circ}C]$	227,2
Měrný objem	$v_v [m^3/kg]$	0,001144

Odhadovaná střední teplota vody v této oblasti:

$$t_{E2}^{stř} = \frac{t_{E2}^{in} + t_{E2}^{out}}{2} \quad (8.3.1.10)$$

$$t_{E2}^{stř} = \frac{165,7 + 227,2}{2} = 196,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední rychlost vody v trubkách E2:

$$w_v^{stř} = \frac{0,93 \cdot \dot{m}_p \cdot v_v}{F_v} \quad (8.3.1.11)$$

$$w_v^{stř} = \frac{0,93 \cdot 2,13 \cdot 0,001144}{0,00355} = 0,64 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez vody uvnitř trubek E2:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \quad (8.3.1.12)$$

$$F_v = 7 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} = 0,00355 \text{ m}^2$$

Tabulka č. 27 Vlastnosti spalin při střední teplotě v oblasti E2 [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,04656
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$4,117 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,65443

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění vody uvnitř trubek ekonomizéru lze zanedbat [8].

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné proudění spalin a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{stř} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (8.3.1.13)$$

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,04656}{0,0318} \cdot \left(\frac{0,64 \cdot 0,0318}{4,117 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,65443^{0,33} = 33,72 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) \quad (8.3.1.14)$$

Pro více jak 10 řad trubek platí dle [2]:

$$c_z = 1 [-]$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné σ_1 a podélné rozteči σ_2 :

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (8.3.1.15)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,83 [-] \quad (8.3.1.16)$$

kde pro $\sigma_2 < 2$ a současně $\sigma_1 > 3$ platí $\sigma_1 = 3 [-]$ dle [2].

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 [-] \quad (8.3.1.17)$$

pro $\sigma_2 \geq 2$ je dle [2]:

$$c_s = 1 [-]$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv:

$$\alpha_s^{sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_{SP}^{stř3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{SP}^{stř}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{SP}^{stř}}} \quad (8.3.1.18)$$

Hodnota stupně černosti povrchu stěn se uvádí $\alpha_{st} = 0,8 [-]$.

$$\alpha_s^{sp} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,215 \cdot (277,8 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{216,4 + 273,15}{277,8 + 273,15} \right)^4}{1 - \frac{216,4 + 273,15}{277,8 + 273,15}}$$

$$\alpha_s^{sp} = 6,26 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin a :

$$a = 1 - e^{-k \cdot s \cdot p} \quad (8.3.1.19)$$

Tlak se volí 0,1 MPa bez přetlaku [8].

$$a = 1 - e^{-0,242} = 0,215 [-]$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy s :

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (8.3.1.20)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,23 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání pro spalování tuhých paliv k :

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_P \cdot \mu \quad (8.3.1.21)$$

$$k = 10,47 + 0,0981 = 10,568 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{SP}^{stř}}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (8.3.1.22)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2116}{3,16 \cdot \sqrt{0,03339 \cdot 0,23}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{(277,8 + 273,15)}{1000} \right) \cdot 0,3339$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 10,47 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

$$k_P \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(T_{SP}^{stř})^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (8.3.1.23)$$

$$k_P \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(277,8 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,129 = 0,0981 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách:

$$t_z = t_{E2}^{stř} + \Delta t_{E2} \quad (8.3.1.24)$$

kde $\Delta t_{E2} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ dle normy ČSN EN 12952-3 se uvažuje pro pracovní médium ve stavu vody u teplosměnné plochy ekonomizéru, kde již u otápených částí převažuje přestup tepla konvekcí.

$$t_z = 196,4 + 20 = 216,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplosměnná plocha ekonomizéru $E2$ při iteračním stanovení počtu řad trubek:

$$S_{E2} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot n_{had} \cdot n_z \quad (8.3.1.25)$$

$$S_{E2} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 1,74 \cdot 7 \cdot 45 \cdot 1 \cdot 3 = 164 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla spalín je součtem konvekční a sálavé složky:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s^{sp} + \alpha_k^{sp} \quad (8.3.1.26)$$

$$\alpha_{sp} = 6,26 + 33,72 = 39,98 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel prostupu tepla k při spalování tuhých paliv s uspořádáním trubek za sebou pro ohřívák vody:

$$k = \psi \cdot \alpha_{sp} \quad (8.3.1.27)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ byl zvolen dle [2] na hodnotu 0,4 [-].

$$k = 0,4 \cdot 39,98 = 15,99 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední logaritmický spád pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.3.1.28)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{76 - 86,8}{\ln \frac{76}{86,8}} = 81,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{E2,IV,in} - t_{E2}^{out} = 303,2 - 227,2 = 76 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.3.1.29)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{E2,IV,out} - t_{E2}^{in} = 252,2 - 165,7 = 86,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.3.1.30)$$

Výpočet výkonu ekonomizéru E2 ze strany spalin Q_{E2}^{sp} :

$$Q_{E2}^{sp} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{E2})/1000 \quad (8.3.1.31)$$

$$Q_{E2}^{sp} = \frac{15,99 \cdot 81,3 \cdot 164}{1000} = 213,5 \text{ kW}$$

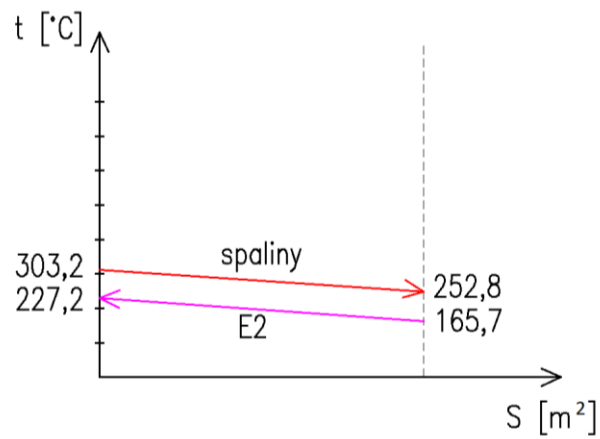
8.3.2 Výstupní teplota spalin

Entalpie spalin na výstupu z oblasti s ekonomizérem E2:

$$I_{E2,IV}^{out} = \frac{\dot{m}_{pal,sk} \cdot I_{III,P1}^{out} - Q_{E2}^{IV}}{\dot{m}_{pal,sk}} \quad (8.3.2.10)$$

$$I_{E2,IV}^{out} = \frac{0,65 \cdot 1922,43 - 213,5}{0,65} = 1594,01 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí lineární interpolace lze určit odpovídající teplotu dané entalpie na konci oblasti s ekonomizérem E2 IV. tahu $t_{E2,IV}^{out} = 252,8 \text{ } ^\circ\text{C}$, od stanovené teploty na začátku výpočtů kapitoly 8.3 Oblast s ekonomizérem E2 se liší o $0,3 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. č. 18 Průběh teplot v oblasti s E2

8.4 Návrh výsypky mezi IV. a V. tahem

Spaliny jsou ze IV. tahu následně vedeny do tahu V. oplechovaným spalínovým kanálem s výsypkou vespod tahu, kde je zabudovaný také šnekový dopravník pro odvod popílku. Šířka kanálu se stále zachovává a délka spojovacího kanálu mezi IV. a V. tahem je volena z dispozičního řešení. Stěna výsypky je nakloněna pod úhlem 40° a délka ústí výsypky činí 600 mm.

9 Návrh V. a VI. tahu

9.1 Oblast s ekonomizérem E1

Tyto tahy jsou opět tvořeny pouze oplechováním o stejné šířce jako v předchozích kapitolách, délka tahu je následně dispozičně řešena a iteračně vychází z předpokládané rychlosti spalín příslušného tahu. U posledních svazků ekonomizéru *E1* se výpočet provádí jako jeden celek, jehož svazky jsou rozvrstveny do dvou zbývajících tahů dle dispozičního řešení. Úsek je ohraničen na počátku osou ofukovače a následně finální plochou ekonomizéru *E1*. Příčné rozteče pro tyto plochy byly stanoveny na 90 mm, mezi jednotlivé díly jsou umístěny ofukovače a průlezy pro údržbu.

Médium na výstupu z výhřevné plochy *E1* vstupuje do ohříváku vzduchu, který je propojen s posledním dílem ekonomizéru *E2* ve IV. tahu.

Odhadovaná střední teplota spalín v této oblasti:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{E2,IV}^{out} + t_{E1}^{out}}{2} \quad (9.1.10)$$

$$t_{SP}^{stř} = \frac{252,8 + 135}{2} = 193,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde t_{E1}^{out} je požadovaná teplota odchozích spalín do komína.

Obdobným způsobem je na počátku odhadnuta i rychlost spalín v průtočném průřezu a zvolen vnější průměr trubek a jejich počet po šířce tahu.

Objemový tok spalín pro střední teplotu:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (9.1.11)$$

$$M_{SP}^{stř} = 2,8782 \cdot \left(\frac{193,9 + 273,15}{273,15} \right) = 4,922 \text{ m}^3/\text{s}$$

Průtočný průřez spalín:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}^{stř}}{w_{SP}^{stř}} \quad (9.1.12)$$

$$F_{SP} = \frac{4,922}{4,73} = 1,04 \text{ m}^2$$

Délka stěny V. a VI. tahu se vyjádří pomocí minimálního průtočného průřezu. V rovnici tedy vystupuje počet trubek v jedné řadě po šířce tahu, počet zahnutí, vnější průměr a vzdálenost od šířky tahu a samotná šířka tahu. Všechny rozměry jsou podrobněji zaznačeny na Obr. č. 19 Konstrukční návrh E1 a v Tabulce č. 28 Rozměry ekonomizéru E1.

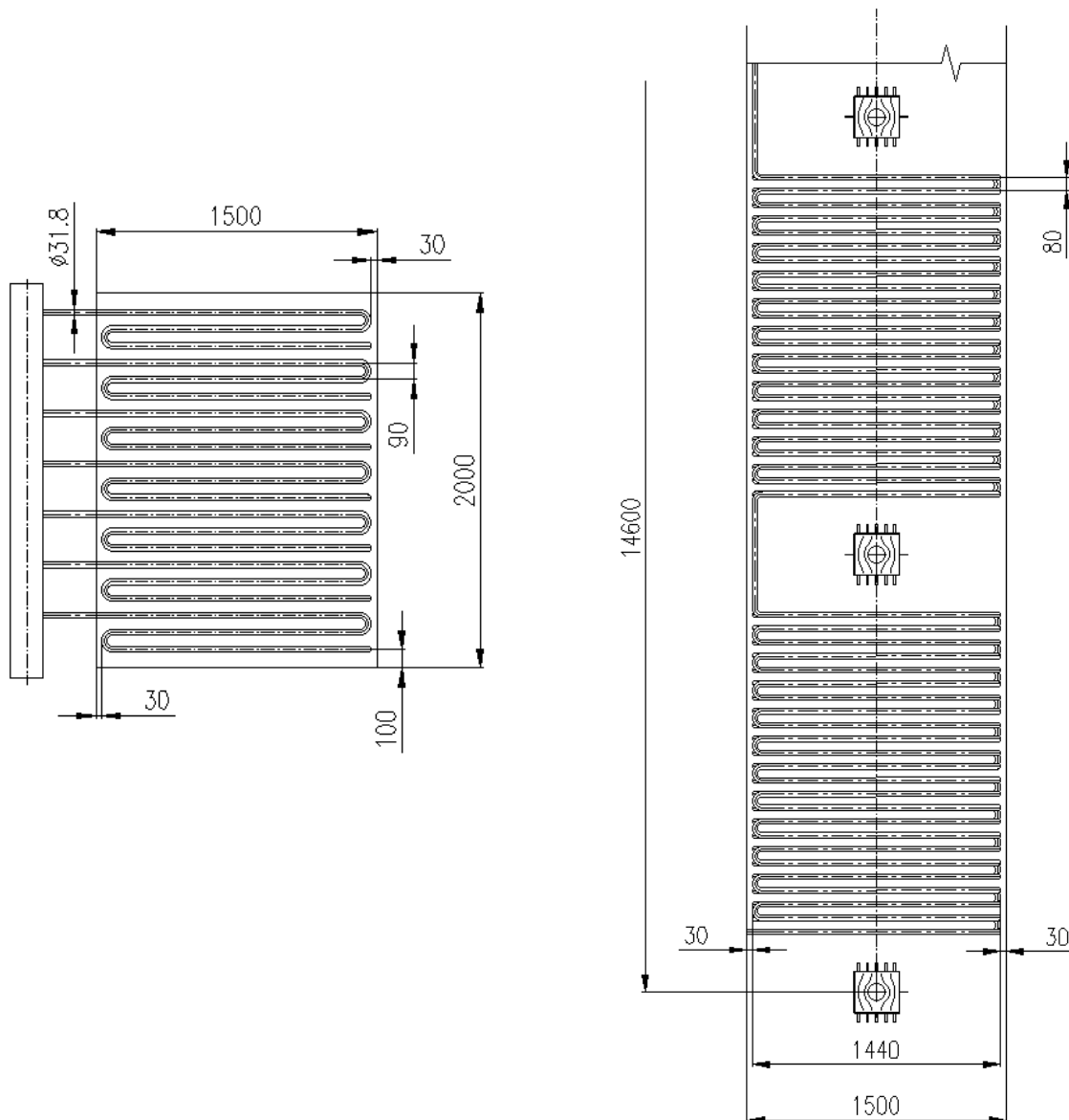
Průtočný průřez spalin:

$$a_{V,VI} = \frac{F_{SP} - 2 \cdot f \cdot n_{tr} \cdot n_z \cdot D_{tr}}{b - n_{tr} \cdot n_z \cdot D_{tr}} \quad (9.1.13)$$

$$a_{V,VI} = \frac{1,04 - 2 \cdot 0,03 \cdot 7 \cdot 3 \cdot 0,0318}{2 - 7 \cdot 3 \cdot 0,0318} = 1,5 \text{ m}$$

Tabulka č. 28 Rozměry ekonomizéru E1

Rozměr	Veličina	Hodnota
Počet trubek	$n_{tr} [ks]$	7
Počet řad	$n_{řad} [ks]$	144
Počet hadů	$n_{had} [ks]$	1
Počet zahnutí	$n_z [ks]$	3
Průměr trubek	$D [m]$	0,0318
Tloušťka stěny	$t [m]$	0,0032
Vnitřní průměr trubek	$d [m]$	0,0254
Efektivní délka trubek	$l_e [m]$	1,44
Rozteč příčná	$s_1 [m]$	0,09
Rozteč podélná	$s_2 [m]$	0,08
Vzdálenost od stěny a	$e [m]$	0,03
Vzdálenost od stěny b	$f [m]$	0,03



Obr. č. 19 Konstrukční návrh E1

9.2 Tepelný výpočet ekonomizéru E1

V této oblasti nehrozí vysokoteplotní koroze, a proto je ekonomizér *E1* koncipován jako protiproudý z důvodu vyššího přestupu tepla. Jako kritériální parametr vystupuje rychlost vody ve výměníku, která by se měla pohybovat v rozmezí od 0,5 až po 1,5 m/s. Z předběžného výpočtu tepelného výkonu ekonomizéru *E1* se odvíjel geometrický návrh tohoto tepelného výměníku tak, aby bylo přibližně stejného výkonu dosaženo i na konci této kapitoly.

Tabulka č. 29 Vlastnosti vody při střední teplotě E1 [7][8]

Veličina	Symbol	Hodnota
Teplota vody na vstupu	$t_{E1,in} [^{\circ}C]$	105
Teplota vody na výstupu	$t_{E1,out} [^{\circ}C]$	219
Měrný objem	$v_v [m^3/kg]$	0,001101

Odhadovaná střední teplota vody v této oblasti:

$$t_{E1}^{stř} = \frac{t_{E1}^{in} + t_{E1}^{out}}{2} \quad (9.2.10)$$

$$t_{E1}^{stř} = \frac{105 + 219}{2} = 162 \text{ } ^{\circ}C$$

Střední rychlost vody v trubkách E1:

$$w_v^{stř} = \frac{0,93 \cdot \dot{m}_p \cdot v_v}{F_v} \quad (9.2.11)$$

$$w_v^{stř} = \frac{0,93 \cdot 2,13 \cdot 0,001101}{0,00354} = 0,62 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez vody uvnitř trubek E1:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \quad (9.2.12)$$

$$F_v = 7 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} = 0,00354 \text{ m}^2$$

Tabulka č. 30 Vlastnosti spalin při střední teplotě v oblasti E1 [3]

Veličina	Symbol	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,0396
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$3,0943 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,67182

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění vody uvnitř trubek ekonomizéru lze zanedbat [8].

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné proudění spalin a uspořádání trubek za sebou:

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{stř} \cdot D}{v_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (9.2.13)$$

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0396}{0,0318} \cdot \left(\frac{0,62 \cdot 0,0318}{3,0943 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,67182^{0,33} = 35,14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) \quad (9.2.14)$$

Pro více jak 10 řad trubek platí dle [2]:

$$c_z = 1 [-]$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku v závislosti na poměrné příčné σ_1 a podélné rozteči σ_2 :

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (9.2.15)$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,83 [-] \quad (9.2.16)$$

kde pro $\sigma_2 < 2$ a současně $\sigma_1 > 3$ platí $\sigma_1 = 3 [-]$ dle [2].

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 [-] \quad (9.2.17)$$

pro $\sigma_2 \geq 2$ je dle [2]:

$$c_s = 1 [-]$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhých paliv se v těchto tazích již zanedbává.

Teplosměnná plocha ekonomizéru $E1$ při iteračním stanovení počtu řad trubek:

$$S_{E1} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot n_{had} \cdot n_z \quad (9.2.18)$$

$$S_{E1} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 1,44 \cdot 7 \cdot 144 \cdot 1 \cdot 3 = 435 \text{ m}^2$$

Součinitel prostupu tepla k při spalování tuhých paliv s uspořádáním trubek za sebou pro ohřívák vody:

$$k = \alpha_k^{sp} = 35,14 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (9.2.19)$$

Střední logaritmický spád pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (9.2.20)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{33,84 - 30}{\ln \frac{33,84}{30}} = 31,88 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{E1,in} - t_{E1}^{out} = 252,8 - 219 = 33,84 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.2.21)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{E1,out} - t_{E1}^{in} = 135 - 105 = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.2.22)$$

Výpočet výkonu ekonomizéru EI ze strany spalin Q_{E1}^{sp} :

$$Q_{E1}^{sp} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{E1})/1000 \quad (9.2.23)$$

$$Q_{E1}^{sp} = \frac{35,14 \cdot 31,88 \cdot 435}{1000} = 487,432 \text{ kW}$$

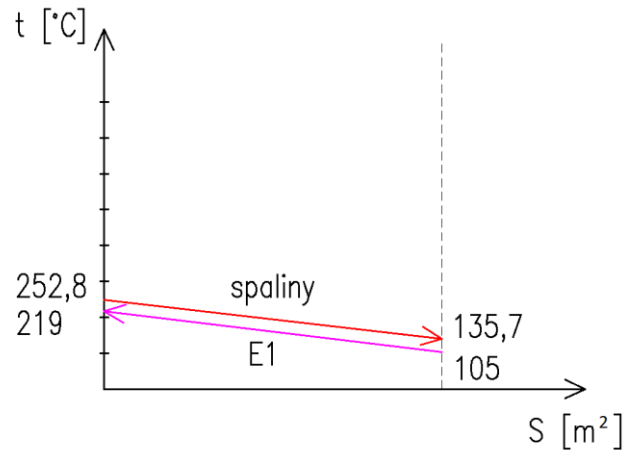
9.2.1 Výstupní teplota spalin

Entalpie spalin na výstupu z oblasti s ekonomizérem EI :

$$I_{E1,VI}^{out} = \frac{\dot{m}_{pal,sk} \cdot I_{IV,E2}^{out} - Q_{E1}^{IV}}{\dot{m}_{pal,sk}} \quad (9.2.1.10)$$

$$I_{E1,VI}^{out} = \frac{0,65 \cdot 1594,01 - 487,432}{0,65} = 844,12 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí lineární interpolace lze určit odpovídající teplotu dané entalpie na konci oblasti s ekonomizérem *E1* IV. tahu $t_{E1,VI}^{out} = 135,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, od stanovené teploty na začátku výpočtů kapitoly 9.1 Oblast s ekonomizérem *E1* se liší o $0,7\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Obr. č. 20 Průběh teplot v oblasti s *E1*

9.3 Návrh výstupního kanálu mezi V. a VI. tahem

Spaliny jsou z V. tahu následně vedeny do tahu VI. oplechovaným spalínovým kanálem, v jehož středu je zabudován kompenzátor z důvodu teplotní dilatace. Šířka kanálu se stále zachovává a je zde volena střední rychlost spalin $4,5\text{ m/s}$, pomocí těchto parametrů byla stanovena výška výstupního okna. Délka spojovacího kanálu mezi V. a VI. tahem je volena z dispozičního řešení.

Skutečný objemový tok spalin pro výstupní teplotu z V. tahu s *E1*:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{E1,sti} + 273,15}{273,15} \right) \quad (9.3.10)$$

$$M_{SP}^{skut} = 2,8782 \cdot \left(\frac{193,9 + 273,15}{273,15} \right) = 7,74\text{ m}^3/\text{s}$$

Průřez okna:

$$F_{ok} = \frac{M_{SP}^{skut}}{w_{SP}^{ok}} \quad (9.3.11)$$

$$F_{ok} = \frac{7,74}{4,5} = 1,72\text{ m}^2$$

Výška okna:

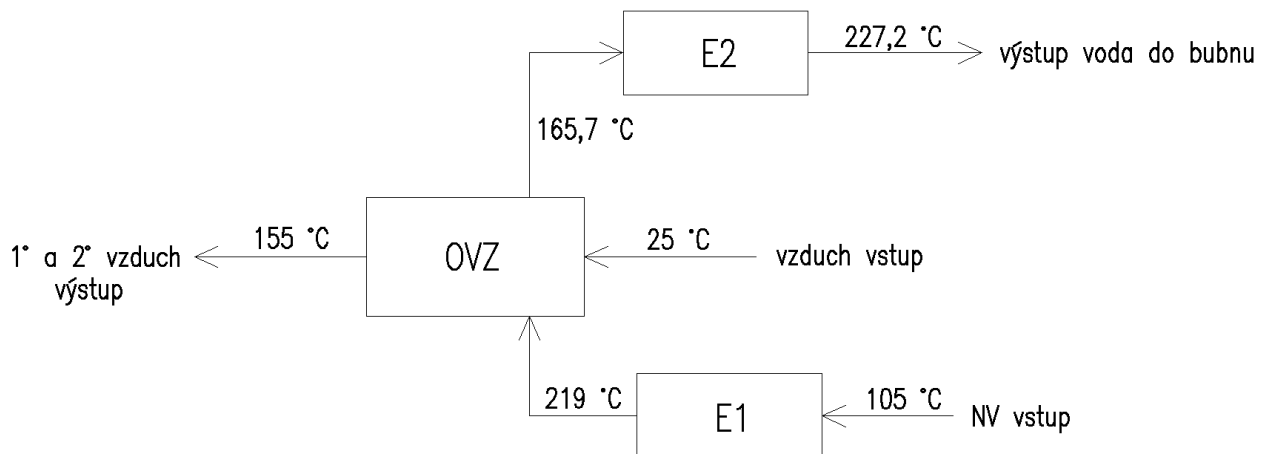
$$h_{ok}^V = \frac{F_{ok}}{b} \quad (9.3.12)$$

$$h_{ok}^V = \frac{1,72}{2} = 0,86 \text{ m}$$

Na konci VI. tahu je vespod konstrukce zbudována výsypka pod úhlem zkosení 45 °C a s délkou otvoru 600 mm, pod níž se nachází šnekový dopravník na odvod popílku ze spalin, a horizontálně připojená koncová šachta na odvod spalin do komína.

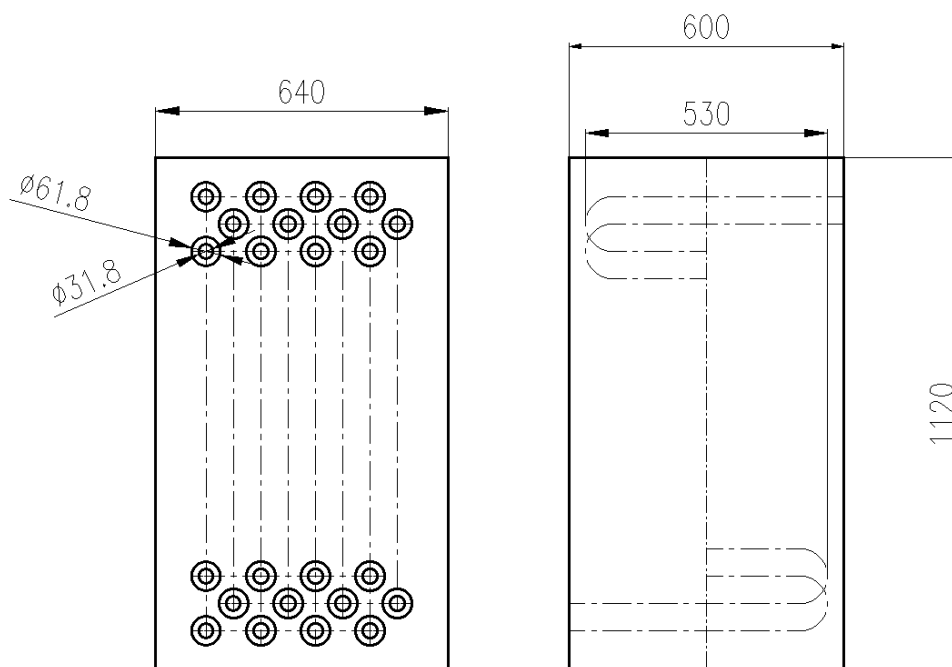
10 Návrh ohříváku vzduchu

Ohřívák vzduchu je externě umístěn mimo tahy, je napojen na první a druhý celek ekonomizérů. Ohřívákem vzduchu proudí voda, která předehřívá primární a sekundární spalovací vzduch na požadovanou teplotu 155 °C. Výpočet probíhal souběžně s výpočty EKA, kde vystupovaly teploty vody na vstupu a výstupu do/z OVZ.



Obr. č. 21 Schéma zapojení OVZ mezi oběma celky EKA

10.1 Konstrukční návrh ohříváku vzduchu



Obr. č. 22 Konstrukční návrh OVZ

Ohřívák vzduchu tvoří vystřídané žebrované trubky, které zintenzivňují přestup tepla. Rychlost proudění vody by se měla pohybovat okolo 1 m/s a vzduchu v rozmezí 10 – 12 m/s.

Tabulka č. 31 Rozměry ohříváku vzduchu

Rozměr	Veličina	Hodnota
Počet trubek v řadě	$n_{tr} [ks]$	4
Počet řad	$n_{řad} [ks]$	53
Výška kanálu	$h_{ovz} [m]$	1,12
Šířka kanálu	$b_{ovz} [m]$	0,64
Délka kanálu	$a_{ovz} [m]$	0,6
Průměr trubek	$D [m]$	0,0318
Tloušťka stěny	$t [m]$	0,0034
Vnitřní průměr trubek	$d [m]$	0,025
Efektivní délka trubek	$l_e [m]$	0,53
Rozteč příčná	$s_1 [m]$	0,12
Rozteč podélná	$s_2 [m]$	0,06
Výška žebra	$h_z [m]$	0,015
Průměr s žebrem	$D_z [m]$	0,0618
Tloušťka žebra	$t_z [m]$	0,001
Počet žeber na metr	$n_z [m^{-1}]$	150
Rozteč žeber	$s_z [m]$	0,00567

10.2 Tepelný výpočet ohříváku vzduchu

Tabulka č. 32 Vlastnosti vzduchu v OVZ [7][8]

Veličina	Symbol	Hodnota
Teplota vzduchu na vstupu	$t_{ovz,in} [^{\circ}C]$	25
Teplota vzduchu na výstupu	$t_{ovz,out} [^{\circ}C]$	155
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_{ovz} [W/m \cdot K]$	0,031159
Kinematická viskozita	$\nu_{ovz} [m^2/s]$	$2,2225 \cdot 10^{-5}$
Entalpie na vstupu	$i_{ovz,in} [kJ/kg]$	116,29
Entalpie na výstupu	$i_{ovz,out} [kJ/kg]$	736,20

Hodnoty entalpií vzduchu jsou odečteny z Tabulky č.4 Entalpie spalin s přebytkem vzduchu α pro vlhký vzduch.

Tabulka č. 33 Vlastnosti vody v OVZ [7][8]

Veličina	Symbol	Hodnota
Teplota vody na vstupu	$t_{v,in} [^{\circ}C]$	219
Teplota vody na výstupu	$t_{v,out} [^{\circ}C]$	165,7
Měrný objem	$v_v [m^3/kg]$	0,00115
Entalpie na vstupu	$i_{v,in} [kJ/kg]$	939,73
Entalpie na výstupu	$i_{v,out} [kJ/kg]$	702,75

Bilance předaných tepel v ohříváku vzduchu:

$$Q_{voda} = Q_{OVZ} \quad (10.2.10)$$

Teplo potřebné pro ohřátí vzduchu:

$$Q_{OVZ} = M_{vz} \cdot (i_{vz,out} - i_{vz,in}) \quad (10.2.11)$$

$$Q_{OVZ} = 0,7605 \cdot (736,20 - 116,29) = 471,44 \text{ kW}$$

Teplo odevzdané vodou z ekonomizéru:

$$Q_{voda} = 0,93 \cdot M_{voda} \cdot (i_{v,in} - i_{v,out}) \quad (10.2.12)$$

$$i_{v,out} = i_{v,in} - \frac{Q_{voda}}{0,93 \cdot M_{voda}} = 939,73 - \frac{471,44}{0,93 \cdot 2,13} = 702,75 \text{ kJ/kg}$$

Hmotnostní průtok vzduchu:

$$M_{vz} = 0,9 \cdot \alpha \cdot \dot{m}_{pal,sk} \quad (10.2.13)$$

$$M_{vz} = 0,9 \cdot 1,3 \cdot 0,65 = 0,7605 \text{ kg/s}$$

Střední teplota vody:

$$t_{voda}^{stř} = \frac{t_{voda}^{in} + t_{voda}^{out}}{2} \quad (10.2.14)$$

$$t_{voda}^{stř} = \frac{219 + 165,7}{2} = 192,35 \text{ } ^{\circ}C$$

Rychlost proudění vody v trubkách:

$$w_v^{stř} = \frac{0,93 \cdot M_{voda} \cdot v_v}{F_v} \quad (10.2.15)$$

$$w_v^{stř} = \frac{0,93 \cdot 2,13 \cdot 0,00115}{0,00196} = 1,16 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez vody:

$$F_v = n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \quad (10.2.16)$$

$$F_v = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 0,00196 \text{ m}^2$$

Střední teplota vzduchu:

$$t_{vz}^{stř} = \frac{t_{vz}^{in} + t_{vz}^{out}}{2} \quad (10.2.17)$$

$$t_{vz}^{stř} = \frac{25 + 155}{2} = 90,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Rychlost proudění vzduchu:

$$w_{vz}^{stř} = \frac{V_{vz}}{F_{vz}} \quad (10.2.18)$$

$$w_{vz}^{stř} = \frac{2,77}{0,262} = 10,56 \text{ m/s}$$

Objemový průtok vzduchu:

$$V_{vz} = 0,9 \cdot O_{vz} \cdot \dot{m}_{pal,sk} \cdot \left(\frac{t_{vz}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (10.2.19)$$

$$V_{vz} = 0,9 \cdot 3,559 \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{90,25 + 273,15}{273,15} \right) = 2,77 \text{ m}^3/\text{s}$$

Průtočný průřez vzduchu:

$$F_{vz} = l_e \cdot (b_{vz} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot n_{tr} \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z) \quad (10.2.20)$$

$$F_{vz} = 0,53 \cdot (0,64 - 0,0318 \cdot 4 - 2 \cdot 4 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 150) = 0,262 \text{ m}^2$$

Součinitel přestupu tepla vzduchu konvekcí pro vystřídané uspořádání trubek s kruhovými žebry:

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{vz}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot s_z}{v_{vz}}\right)^{0,65} \quad (10.2.21)$$

kde C_z je opravný součinitel a dle [3] je roven 1 [-].

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 1 \cdot 1,662^{0,2} \cdot \frac{0,031159}{0,00567} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,00567}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00567}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{10,56 \cdot 0,00567}{2,2225 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 81,69 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \quad (10.2.22)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{3,7736 - 1}{2,6683 - 1} = 1,662 \text{ [-]}$$

Poměrná příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,12}{0,0318} = 3,7736 \text{ [-]} \quad (10.2.23)$$

Poměrná úhlopříčná rozteč:

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \left(\frac{s_1}{D}\right)^2 + \left(\frac{s_2}{D}\right)^2} \quad (10.2.24)$$

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \left(\frac{0,12}{0,0318}\right)^2 + \left(\frac{0,06}{0,0318}\right)^2} = 2,6683 \text{ [-]}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (10.2.25)$$

kde ψ_z představuje nerovnoměrné rozložení přestupu tepla konvekcí po povrchu žebra, pro žebra s kruhovým základem je tato hodnota $\psi_z = 0,85 [-]$; součinitel znečištění $\varepsilon = 0 [-]$ a součinitel rozšíření žebra $\mu = 1 [-]$ dle [3].

$$k = \alpha_{1r} = (0,9043 \cdot 0,75 \cdot 1 + 0,0957) \cdot \frac{0,85 \cdot 81,69}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 81,69} = 53,74 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Podíl výhřevných ploch žebek k celkové ploše ze strany vzduchu:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \quad (10.2.26)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,00567}{0,0318} - \frac{0,001}{0,0318}\right)} = 0,9043 [-]$$

Podíl volných částí trubky bez žebek a celkové plochy na straně vzduchu:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} \quad (10.2.27)$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - 0,9043 = 0,0957 [-]$$

Součinitel efektivity žebra E je funkcí následujících veličin a byl odečten z grafu [8]:

$$E = f\left(\beta \cdot h_z; \frac{D_z}{D}\right) \quad (10.2.28)$$

$$E = f\left(58,92 \cdot 0,015; \frac{0,0618}{0,0318}\right) = 0,75 [-]$$

Pomocný součinitel β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k)}} \quad (10.2.29)$$

kde $\lambda_{\dot{z}}$ součinitel tepelné vodivosti žebra je volen pro uhlíkovou ocel $\lambda_{\dot{z}} = 40 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ dle [3].

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 81,69}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 81,69)}} = 58,92 [-]$$

Střední logaritmický spád pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (10.2.30)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{140,7 - 63,5}{\ln \frac{140,7}{63,5}} = 97 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = t_{voda}^{out} - t_{vz}^{in} = 165,7 - 25 = 140,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.2.31)$$

$$\Delta t_2 = t_{voda}^{in} - t_{vz}^{out} = 219 - 155 = 63,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.2.32)$$

Ideální teplosměnná plocha:

$$S_{OVZ} = \frac{Q_{OVZ} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad (10.2.33)$$

$$S_{OVZ} = \frac{471,44 \cdot 1000}{53,74 \cdot 97} = 90,41 \text{ m}^2$$

Teplosměnná plocha na metr trubky:

$$S_1 = \pi \cdot D + 2 \cdot \pi \cdot n_{\dot{z}} \cdot \frac{D_{\dot{z}}^2 - D^2}{4}$$

(10.2.34)

$$S_1 = \pi \cdot 0,0318 + 2 \cdot \pi \cdot 150 \cdot \frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} = 0,762 \text{ m}^2$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{OVZ}}{S_1 \cdot l_e \cdot n_{tr}}$$

(10.2.35)

$$n_{řad} = \frac{90,41}{0,762 \cdot 0,53 \cdot 4} = 56 \Rightarrow \text{volím } 53$$

Skutečná teplosměnná plocha:

$$S_{OVZ,skut} = S_1 \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad}$$

(10.2.36)

$$S_{OVZ,skut} = 0,762 \cdot 0,53 \cdot 4 \cdot 53 = 85,56 \text{ m}^2$$

Výpočet výkonu ohříváku ze strany vzduchu Q_{OVZ} :

$$Q_{OVZ,skut} = (k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{OVZ,skut}) / 1000$$

(10.2.37)

$$Q_{OVZ,skut} = \frac{53,74 \cdot 97 \cdot 85,56}{1000} = 446,184 \text{ kW}$$

10.2.1 Výstupní teplota vzduchu

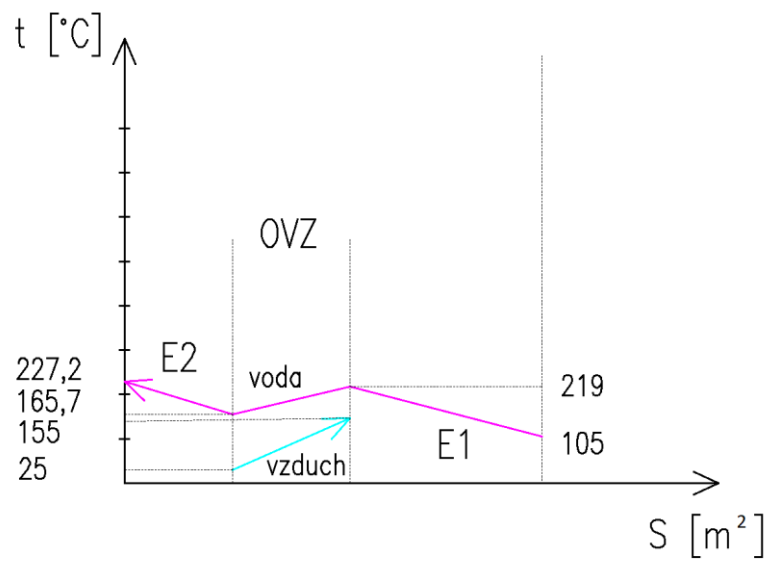
Entalpie vzduchu na výstupu:

$$I_{vz}^{out} = \frac{M_{vz} \cdot I_{vz}^{25^\circ\text{C}} + Q_{OVZ,skut}}{M_{vz}}$$

(10.2.1.10)

$$I_{vz}^{out} = \frac{0,7605 \cdot 116,295 + 446,184}{0,7605} = 702,993 \text{ kJ/kg}$$

Pomocí lineární interpolace lze určit odpovídající teplotu dané entalpie na výstupu z ohříváku vzduchu $t_{vz}^{out} = 150^\circ\text{C}$, od stanovené teploty na začátku výpočtů se liší o 5°C , což lze považovat za správný výsledek.



Obr. č. 23 Průběh teplot v zapojení s OVZ

11 Kontrola tepelné bilance

Tato kapitola ověřuje, zda na počátku stanovený parní výkon kotle 6 MW se shoduje se skutečnými výkony výhřevných ploch:

$$\sum Q_i = Q_{oh} + Q_{II} + Q_{MS}^{ok} + Q_{P3} + Q_{P2} + Q_{MS}^{III} + Q_{P1} + Q_{E2} + Q_{E1} - Q_{OVZ,skut} \quad (11.10)$$

$$\sum Q_i = 3675,4 + 428 + 38,1 + 262,9 + 357 + 112 + 730,4 + 213,5 + 487,4 - 446,2$$

$$\sum Q_i = 5990,88 \text{ kW}$$

Výkon ohříváku vzduchu se odečítá, jelikož je tato teplosměnná plocha vyvedena mimo konstrukci kotle.

Tepelná bilance:

$$\Delta Q = Q_{i,red} \cdot \eta_k - \frac{\sum Q_i}{\dot{m}_{pal,sk}} \cdot \frac{100 - z_c}{100} \quad (11.11)$$

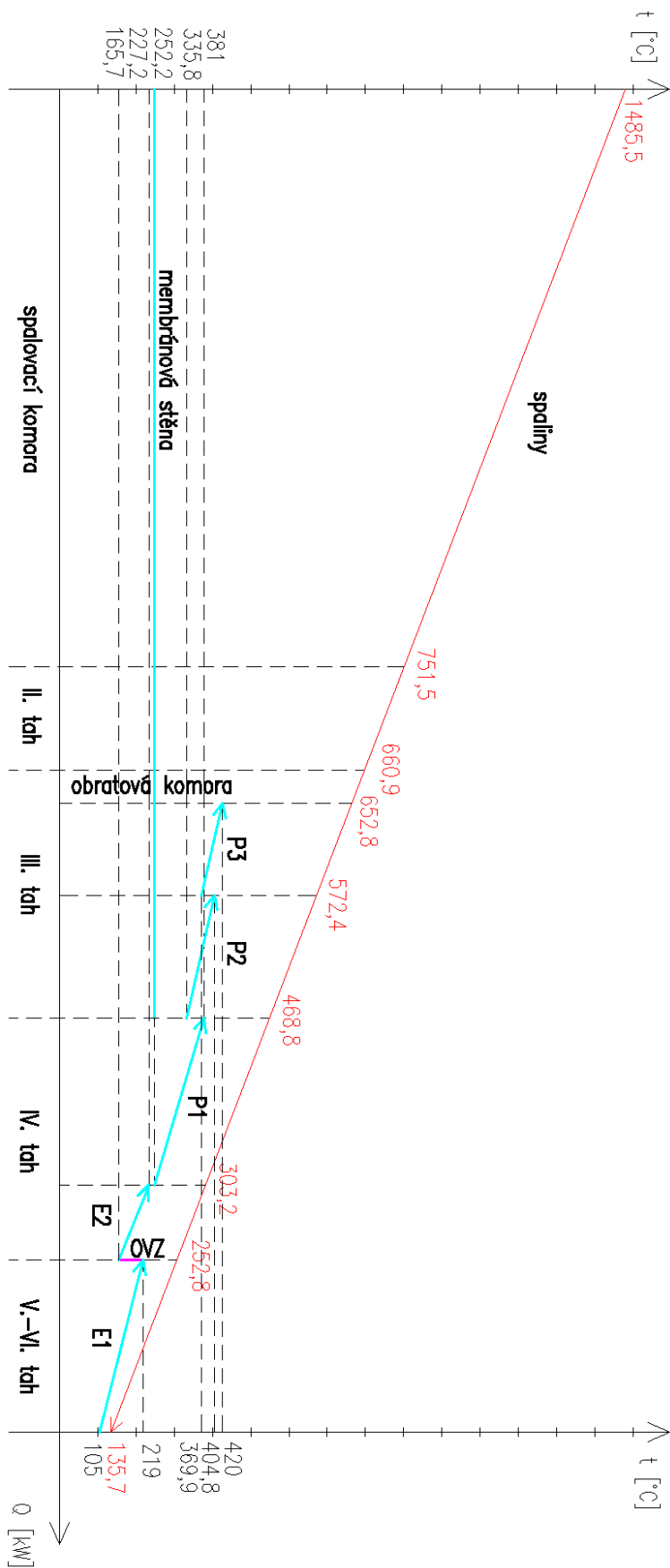
$$\Delta Q = 10162,9 \cdot 0,899 - \frac{5990,88}{0,65} \cdot \frac{100 - 1,2189}{100} = 32,044 \text{ kJ/kg}$$

Odchylka od tepelné bilance:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_{i,red}} \cdot 100 \quad (11.12)$$

$$\Delta = \frac{32,044}{10162,9} \cdot 100 = 0,315 \%$$

Odchylka by neměla přesahovat hodnotu vyšší než 0,5 % [2]. Výpočty lze tedy považovat za správné.



Obr. č. 24 Pilový diagram

12 Návrh bubnu

Návrh bubnu vychází z tlaku a hmotnostního toku páry kotle dle [8], tedy v tomto případě $p = 4,125$ MPa a $\dot{m}_p = 1,98$ kg/s. Z těchto parametrů vychází vnější průměr bubnu $D_b = 1,1$ m. Tloušťka stěny bubnu se volí dle tlaku, a to konkrétně jako 1/100 hodnoty tlaku, z toho vychází zvolená tloušťka $s_b = 60$ mm. Délka bubnu l_b je stejná jako šířka celé konstrukce kotle. Je třeba výsledný výpočet kontrolovat s mezní hodnotou zatížení bubnu, která činí pro cyklonovou vestavbu odlučování páry v bubnu $z_m = 6,21$ kg/s·m³ [8].

Vnitřní průměr bubnu:

$$d_b = D_b - 2 \cdot s_b = 1,1 - 2 \cdot 0,06 = 0,98 \text{ m} \quad (12.10)$$

Skutečné zatížení bubnu:

$$z_{skut} = \frac{\dot{m}_p}{V_b} = \frac{1,98}{0,754} = 2,63 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^3 \quad (12.11)$$

Objem vody v bubnu (polovina celkového objemu bubnu):

$$V_b = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot l_b \right) = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,98^2}{4} \cdot 2 \right) = 0,754 \text{ m}^3 \quad (12.12)$$

Po porovnání skutečného a mezního zatížení bubnu $z_m > z_{skut}$ lze vidět, že byla podmínka splněna a takovýto návrh bubnu vyhovuje.

13 Aerodynamický výpočet

Tato kapitola se věnuje výpočtům odporů spalin při proudění kotlem. Jedná se o sumaci ztrát způsobených třením, místních odporů a ztrát vztlakových. Hodnoty součinitelů místních ztrát jsou brány z odborné literatury [11].

Hustota spalin ve výchozím stavu ($p = 0,1 \text{ MPa}$ a $t = 0 \text{ °C}$):

$$\rho_{sp} = \rho_{CO_2} \cdot c_{CO_2} + \rho_{SO_2} \cdot c_{SO_2} + \rho_{N_2} \cdot c_{N_2} + \rho_{Ar} \cdot c_{Ar} + \rho_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \quad (13.10)$$

kde $c_i [-]$ vystupuje jako hmotnostní podíl plynu ve spalinách vyjádřený pomocí podílu objemu plynu O_i a objemu vlhkých spalin O_{sp} , viz kapitola 2.2 *Stechiometrické výpočty*; a $\rho_i [kg/m^3]$ jako měrná hustota plynů při $p = 0,1 \text{ MPa}$ a $t = 0 \text{ °C}$ [2].

$$\begin{aligned} \rho_{sp} &= 1,977 \cdot 0,15 + 2,926 \cdot 1,098 \cdot 10^{-5} + 1,25 \cdot 0,583 + 1,784 \cdot 0,007 + 0,804 \cdot 0,26 \\ \rho_{sp} &= 1,247 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

13.1 Ztráty ve spalovací komoře

13.1.1 Ztráty třením v průtočném kanále

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_I \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (13.1.1.10)$$

kde $L [m]$ je délka kanálu; $w_{sp} [m/s]$ střední rychlost spalin kanálu; $T_{st} [°C]$ teplota stěny výparníku s teplotním přídatkem a $T_{sp} [°C]$ střední teplota spalin v I. tahu.

$$\Delta p_t = 0,02277 \cdot \frac{9,8}{2} \cdot \frac{3,8^2}{2} \cdot 0,2364 \cdot \left(\frac{1167,75 + 273,15}{302,18 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,3245 \text{ Pa}$$

Součinitel tření pro dané rozmezí Re :

$$\lambda = \frac{0,3164}{(Re)^{0,25}} = \frac{0,3164}{(37289,17)^{0,25}} = 0,02277 [-] \quad (13.1.1.11)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{3,8 \cdot 2}{0,000204} = 37289,17 [-] \quad (13.1.1.12)$$

kde ν [m^2/s] je kinematická viskozita spalín pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{2 \cdot (a + b)} \quad (13.1.1.13)$$

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

Přepočít hustoty spalín pro střední teplotu:

$$\rho_I = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) = 1,247 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 1167,75} \right) = 0,2364 \text{ kg/m}^3 \quad (13.1.1.14)$$

13.1.2 Místní ztráty

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,24 + 0,2 + 1,8) \cdot \frac{8^2}{2} \cdot 0,3324 = 23,83 \text{ Pa} \quad (13.1.2.10)$$

kde w_{sp} [m/s] rychlost spalín na výstupu z I. tahu; ρ [kg/m^3] hustota spalín na výstupu z I. tahu.

Ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z I. tahu do okna: $\zeta_1 = 0,24$

Ztrátový součinitel změny průřezu na vstupu do II. tahu z okna: $\zeta_2 = 0,2$

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci I. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 \quad (13.1.2.11)$$

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180°

13.1.3 Ztráta zdvihovou prací

$$\Delta p_v = (z_2 - z_1) \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) \right) \cdot g \quad (13.1.3.10)$$

kde $z_2 - z_1$ [m] je výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem tahu; ρ_{vz} [kg/m³] hustota vzduchu při $p = 0,1$ MPa a $t = 0$ °C.

$$\Delta p_v = 9,8 \cdot \left(1,2715 - 0,2364 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 1167,75} \right) \right) \cdot 9,81 = 99,51 \text{ Pa}$$

13.1.4 Celková ztráta v I. tahu

$$\Delta p_I = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_v = 0,3245 + 23,83 + 99,51 = 123,67 \text{ Pa} \quad (13.1.4.10)$$

13.2 Ztráty ve II. tahu

13.2.1 Ztráty třením v průtočném kanále

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{II} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (13.2.1.10)$$

kde L [m] je délka kanálu; w_{sp} [m/s] střední rychlost spalin kanálu; T_{st} [°C] teplota stěny výparníku s teplotním přídatkem a T_{sp} [°C] střední teplota spalin ve II. tahu.

$$\Delta p_t = 0,0184 \cdot \frac{6,32}{0,923} \cdot \frac{8,6^2}{2} \cdot 0,3478 \cdot \left(\frac{706,24 + 273,15}{302,2 + 273,15} \right)^{0,583} = 2,208 \text{ Pa}$$

Součinitel tření pro dané rozmezí Re :

$$\lambda = \frac{0,3164}{(Re)^{0,25}} = \frac{0,3164}{(87718)^{0,25}} = 0,0184 \text{ [-]} \quad (13.2.1.11)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{8,6 \cdot 0,923}{9,0499 \cdot 10^{-5}} = 87718 \text{ [-]} \quad (13.2.1.12)$$

kde ν [m²/s] je kinematická viskozita spalin pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{2 \cdot (a + b)} \quad (13.2.1.13)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot (0,6 \cdot 2)}{2 \cdot (0,6 + 2)} = 0,923 \text{ m}$$

Přepočítání hustoty spalín pro střední teplotu:

$$\rho_{II} = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) = 1,247 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 706,24} \right) = 0,3478 \text{ kg/m}^3 \quad (13.2.1.14)$$

13.2.2 Místní ztráty

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,24 + 1,8) \cdot \frac{5,5^2}{2} \cdot 0,3646 = 10,203 \text{ Pa} \quad (13.2.2.10)$$

kde w_{sp} [m/s] rychlost spalín na výstupu z II. tahu; ρ [kg/m³] hustota spalín na výstupu z II. tahu.

Ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z II. tahu do okna: $\zeta_1 = 0,05$

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci II. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 \quad (13.2.2.11)$$

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5$ [-] pro změnu směru o 180 °

13.2.3 Ztráta zdvihovou prací

$$\Delta p_v = (z_2 - z_1) \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) \right) \cdot g \quad (13.2.3.10)$$

kde $z_2 - z_1$ [m] je výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem tahu; ρ_{vz} [kg/m³] hustota vzduchu při $p = 0,1$ MPa a $t = 0$ °C.

$$\Delta p_v = -6,32 \cdot \left(1,2715 - 0,3478 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 706,24} \right) \right) \cdot 9,81 = -57,27 \text{ Pa}$$

13.2.4 Celková ztráta v II. tahu

$$\Delta p_{II} = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_v = 2,208 + 10,203 - 57,27 = -44,85 \text{ Pa} \quad (13.2.4.10)$$

13.3 Ztráty ve III. tahu

13.3.1 Ztráty třením v průtočném kanále

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{III} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (13.3.1.10)$$

kde L [m] je délka kanálu; w_{sp} [m/s] střední rychlost spalin kanálu; T_{st} [°C] teplota stěny výparníku s teplotním přídatkem a T_{sp} [°C] střední teplota spalin ve III. tahu.

$$\Delta p_t = 0,0179 \cdot \frac{7,3}{1,42} \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 0,4084 \cdot \left(\frac{561 + 273,15}{302,2 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,841 \text{ Pa}$$

Součinitel tření pro dané rozmezí Re :

$$\lambda = 0,857 \cdot (\log(Re))^{-2,4} = 0,857 \cdot (\log(102599))^{-2,4} = 0,0179 [-] \quad (13.3.1.11)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{6 \cdot 1,42}{8,3 \cdot 10^{-5}} = 102599 [-] \quad (13.3.1.12)$$

kde ν [m²/s] je kinematická viskozita spalin pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{2 \cdot (a + b)} \quad (13.3.1.13)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot (1,1 \cdot 2)}{2 \cdot (1,1 + 2)} = 1,42 \text{ m}$$

Přepočítání hustoty spalin pro střední teplotu:

$$\rho_{III} = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) = 1,247 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 561} \right) = 0,4084 \text{ kg/m}^3$$

$$(13.3.1.14)$$

13.3.2 Místní ztráty

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,3 + 0,2 + 1,8) \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 0,459 = 8,445 \text{ Pa}$$

(13.3.2.10)

kde w_{sp} [m/s] rychlost spalin na výstupu z III. tahu; ρ [kg/m³] hustota spalin na výstupu z III. tahu.

Ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z III. tahu do okna: $\zeta_1 = 0,3$

Ztrátový součinitel změny průřezu na vstupu do IV. tahu z okna: $\zeta_2 = 0,2$

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci III. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 [-]$$

(13.3.2.11)

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180 °

13.3.3 Místní ztráty svazku P3

$$\Delta p_{P3} = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 5,13 \cdot 0,7 \cdot 10 = 35,9 \text{ Pa}$$

(13.3.3.10)

Součinitel respektující uspořádání trubek: $x = 0,7$

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} = \frac{4,89^2}{2} \cdot 0,3844 \cdot \left(\frac{612,9 + 273,15}{463,5 + 273,15} \right)^{0,583} = 5,13 \text{ Pa}$$

(13.3.3.11)

kde w_{sp} [m/s] střední rychlost spalin ve svazku; ρ [kg/m³] hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku; T_{st} [°C] teplota povrchu trubek přehříváku P3 a T_{sp} [°C] střední teplota spalin ve svazku

13.3.4 Místní ztráty svazku P2

$$\Delta p_{P2} = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 6,38 \cdot 0,5 \cdot 20 = 63,8 \text{ Pa}$$

(13.3.4.10)

Součinitel respektující uspořádání trubek: $x = 0,5$

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} = \frac{5,22^2}{2} \cdot 0,4291 \cdot \left(\frac{520,7 + 273,15}{410,7 + 273,15} \right)^{0,583} = 6,38 \text{ Pa}$$

(13.3.4.11)

kde w_{sp} [m/s] střední rychlost spalin ve svazku; ρ [kg/m³] hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku; T_{st} [°C] teplota povrchu trubek přehříváku P2 a T_{sp} [°C] střední teplota spalin ve svazku

13.3.5 Ztráta zdvihovou prací

$$\Delta p_v = (z_2 - z_1) \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) \right) \cdot g$$

(13.3.5.10)

kde $z_2 - z_1$ [m] je výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem tahu; ρ_{vz} [kg/m³] hustota vzduchu při $p = 0,1$ MPa a $t = 0$ °C.

$$\Delta p_v = 7,3 \cdot \left(1,2715 - 0,4084 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 561} \right) \right) \cdot 9,81 = 61,79 \text{ Pa}$$

13.3.6 Celková ztráta v III. tahu

$$\begin{aligned} \Delta p_{III} &= \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_v \\ \Delta p_{III} &= 0,841 + 8,445 + 35,9 + 63,8 + 61,79 = 171 \text{ Pa} \end{aligned}$$

(13.3.6.10)

13.4 Ztráty ve IV. tahu

13.4.1 Ztráty třením v průtočném kanále

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{IV} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583}$$

(13.4.1.10)

kde L [m] je délka kanálu; w_{sp} [m/s] střední rychlost spalin IV. tahu; T_{sp} [°C] střední teplota spalin ve IV. tahu a T_{st} [°C] teplota stěny kanálu je nechlazená a uvažuje se stejná jako T_{sp} .

$$\Delta p_t = 0,0174 \cdot \frac{10,8}{1,89} \cdot \frac{3,9^2}{2} \cdot 0,537 \cdot \left(\frac{360,7 + 273,15}{360,7 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,24 \text{ Pa}$$

Součinitel tření pro dané rozmezí Re :

$$\lambda = \frac{0,3164}{(Re)^{0,25}} = \frac{0,3164}{(108621)^{0,25}} = 0,0174 [-] \quad (13.4.1.11)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{3,9 \cdot 1,89}{5,233 \cdot 10^{-5}} = 108621 [-] \quad (13.4.1.12)$$

kde ν [m^2/s] je kinematická viskozita spalín pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{2 \cdot (a + b)} \quad (13.4.1.13)$$

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (1,8 \cdot 2)}{2 \cdot (1,8 + 2)} = 1,89 \text{ m}$$

Přepočítání hustoty spalín pro střední teplotu:

$$\rho_{IV} = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) = 1,247 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 360,7} \right) = 0,537 \text{ kg/m}^3 \quad (13.4.1.14)$$

13.4.2 Místní ztráty

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,3 + 0,2 + 1,8) \cdot \frac{4,5^2}{2} \cdot 0,648 = 15,09 \text{ Pa} \quad (13.4.2.10)$$

kde w_{sp} [m/s] rychlost spalín na výstupu z IV. tahu; ρ [kg/m^3] hustota spalín na výstupu z IV. tahu.

Ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z IV. tahu do okna: $\zeta_1 = 0,3$

Ztrátový součinitel změny průřezu na vstupu do V. tahu z okna: $\zeta_2 = 0,2$

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci IV. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 [-]$$

$$(13.4.2.11)$$

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180°

13.4.3 Místní ztráty svazku P1

$$\Delta p_{P1} = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 2,38 \cdot 0,5 \cdot 23 = 27,3 \text{ Pa}$$

$$(13.4.3.10)$$

Součinitel respektující uspořádání trubek: $x = 0,5$

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} = \frac{3,99^2}{2} \cdot 0,517 \cdot \left(\frac{386,3 + 273,15}{351,6 + 273,15} \right)^{0,583} = 2,38 \text{ Pa}$$

$$(13.4.3.11)$$

kde $w_{sp} [m/s]$ střední rychlost spalin ve svazku; $\rho [kg/m^3]$ hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku; $T_{st} [^\circ C]$ teplota povrchu trubek přehříváku P1 a $T_{sp} [^\circ C]$ střední teplota spalin ve svazku

13.4.4 Místní ztráty celku E2

$$\Delta p_{E2} = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 1,88 \cdot 0,65 \cdot 21 = 25,6 \text{ Pa}$$

$$(13.4.4.10)$$

Součinitel respektující uspořádání trubek: $x = 0,65$

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} = \frac{3,8^2}{2} \cdot 0,618 \cdot \left(\frac{277,8 + 273,15}{216,4 + 273,15} \right)^{0,583} = 1,88 \text{ Pa}$$

$$(13.4.4.11)$$

kde $w_{sp} [m/s]$ střední rychlost spalin ve svazku; $\rho [kg/m^3]$ hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku; $T_{st} [^\circ C]$ teplota povrchu trubek ekonomizéru E2 a $T_{sp} [^\circ C]$ střední teplota spalin ve svazku

13.4.5 Ztráta zdvihovou prací

$$\Delta p_v = (z_2 - z_1) \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) \right) \cdot g$$

$$(13.4.5.10)$$

kde $z_2 - z_1$ [m] je výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem tahu; ρ_{vz} [kg/m³] hustota vzduchu při $p = 0,1$ MPa a $t = 0$ °C.

$$\Delta p_v = -10,8 \cdot \left(1,2715 - 0,537 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 360,7} \right) \right) \cdot 9,81 = -77,95 \text{ Pa}$$

13.4.6 Celková ztráta ve IV. tahu

$$\Delta p_{IV} = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{P1} + \Delta p_{E2} + \Delta p_v$$

$$\Delta p_{IV} = 0,24 + 15,09 + 27,3 + 25,6 - 77,95 = -9,67 \text{ Pa}$$

(13.4.6.10)

13.5 Ztráty v V. a VI. tahu

13.5.1 Ztráty třením v průtočném kanále

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{V,VI} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583}$$

(13.5.1.10)

kde L [m] je délka kanálu; w_{sp} [m/s] střední rychlost spalin V. a VI. tahu; T_{sp} [°C] střední teplota spalin v V. a VI. tahu a T_{st} [°C] teplota stěny je nechlazená a uvažuje se stejná jako T_{sp} .

$$\Delta p_t = 0,0167 \cdot \frac{15,4}{1,71} \cdot \frac{4,5^2}{2} \cdot 0,73 \cdot \left(\frac{193,8 + 273,15}{193,8 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,37 \text{ Pa}$$

Součinitel tření pro dané rozmezí Re :

$$\lambda = 0,857 \cdot (\log(Re))^{-2,4} = 0,857 \cdot (\log(144041))^{-2,4} = 0,0167 [-]$$

(13.5.1.11)

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{4,5 \cdot 1,71}{3,094^{-5}} = 144041 [-]$$

(13.5.1.12)

kde ν [m²/s] je kinematická viskozita spalin pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{2 \cdot (a + b)}$$

(13.5.1.13)

$$d_e = \frac{4 \cdot (1,5 \cdot 2)}{2 \cdot (1,5 + 2)} = 1,71 \text{ m}$$

Přepoččet hustoty spalín pro střední teplotu:

$$\rho_{V,VI} = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + T_{sp}} \right) = 1,247 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 193,8} \right) = 0,73 \text{ kg/m}^3$$

(13.5.1.14)

13.5.2 Místní ztráty v kanálu V. tahu

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,3 + 0,2 + 1,8) \cdot \frac{4,3^2}{2} \cdot 0,73 = 7,5 \text{ Pa}$$

(13.5.2.10)

kde w_{sp} [m/s] rychlost spalín na výstupu z V. tahu; ρ [kg/m³] hustota spalín na výstupu z V. tahu

Ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z V. tahu do okna: $\zeta_1 = 0,3$

Ztrátový součinitel změny průřezu na vstupu do VI. tahu z okna: $\zeta_2 = 0,2$

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci V. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 [-]$$

(13.5.2.11)

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180 °

13.5.3 Místní ztráty v kanálu VI. tahu

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,3 + 0,2 + 1,8) \cdot \frac{4,3^2}{2} \cdot 0,835 = 6 \text{ Pa}$$

(13.5.3.10)

kde w_{sp} [m/s] rychlost spalín na výstupu z VI. tahu; ρ [kg/m³] hustota spalín na výstupu z VI. tahu

Ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z VI. tahu do okna: $\zeta_1 = 0,3$

Ztrátový součinitel změny průřezu na vstupu do komína z okna: $\zeta_2 = 0,2$

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci VI. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 [-]$$

$$(13.5.3.11)$$

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180°

13.5.4 Místní ztráty celku E1

$$\Delta p_{E1} = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 2,16 \cdot 0,65 \cdot 21 = 29,5 \text{ Pa}$$

$$(13.5.4.10)$$

Součinitel respektující uspořádání trubek: $x = 0,65$

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} = \frac{4,73^2}{2} \cdot 0,729 \cdot \left(\frac{193,9 + 273,15}{182 + 273,15} \right)^{0,583} = 2,16 \text{ Pa}$$

$$(13.5.4.11)$$

kde $w_{sp} [m/s]$ střední rychlost spalin ve svazku; $\rho [kg/m^3]$ hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku; $T_{st} [^\circ C]$ teplota povrchu trubek ekonomizéru E2 a $T_{sp} [^\circ C]$ střední teplota spalin ve svazku

13.5.5 Celková ztráta V. a VI. tahu

$$\Delta p_{V,VI} = \Delta p_t + \Delta p_{m,V} + \Delta p_{m,VI} + \Delta p_{E1}$$

$$(13.5.5.10)$$

$$\Delta p_{V,VI} = 0,37 + 7,5 + 6 + 29,5 = 43,4 \text{ Pa}$$

13.6 Celková aerodynamická ztráta kotle

$$\Delta p_{suma}^{aero} = \Delta p_I + \Delta p_{II} + \Delta p_{III} + \Delta p_{IV} + \Delta p_{V,VI}$$

$$(13.6.10)$$

$$\Delta p_{suma}^{aero} = 123,67 - 44,85 + 171 - 9,67 + 43,4 = 283 \text{ Pa}$$

Do této ztráty se také zahrnuje aerodynamická ztráta komína, která se odvíjí od jeho konstrukce. Výpočty z této kapitoly jsou užitečné pro návrh spalinového ventilátoru.

14 Hydraulické ztráty

Tato kapitola se zabývá výpočtem tlakových ztrát způsobených ztrátami třením média (voda/pára) v potrubí jednotlivých teplosměnných ploch, v ohybech potrubí, změnou průměru potrubí na vstupu a výstupu média v přechodech mezi jednotlivými potrubími a nakonec ztrátami způsobenými hydrostatickým tlakem vody.

14.1 Hydraulické ztráty P3

14.1.1 Ztráty způsobené třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P3} = 0,0152 \cdot \frac{25,8}{0,0238} \cdot \frac{17,5^2}{2} \cdot 13,72 = 34,4 \text{ kPa}$$

(14.1.1.10)

kde w_p [m/s] střední rychlost páry ve svazku; d [m] vnitřní průměr trubek svazku;
 ρ [kg/m³] hustota páry pro střední hodnotu v P3; λ [-] součinitel tření pro páru v P3

Délka svazku L [m]:

$$L = l_e \cdot n_{\text{řad}} \cdot n_{\text{had}} = 0,92 \cdot 14 \cdot 2 = 25,8 \text{ m}$$

(14.1.1.11)

14.1.2 Ztráty v ohybech

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot n_{oh} \cdot \rho_{P3} = 0,17 \cdot \frac{17,5^2}{2} \cdot 13 \cdot 13,72 = 4,65 \text{ kPa}$$

(14.1.2.10)

kde n_{oh} [-] počet ohybů trubek

Součinitel ohybu ζ_{oh} [-] pro $\alpha = 90^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,04 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 90^{0,75} \cdot \left(\frac{0,04}{0,0238}\right)^{-0,6} = 0,17 [-]$$

(14.1.2.11)

14.1.3 Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P3} = (0,5 + 1) \cdot \frac{17,5^2}{2} \cdot 13,72 = 3,133 \text{ kPa}$$

(14.1.3.10)

kde $\zeta_{in} = 0,5$ [-] součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ součinitel odporu na výstupu z trubky

14.1.4 Celková tlaková ztráta P3

$$\Delta p_{P3} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_{vs} \quad (14.1.4.10)$$

$$\Delta p_{P3} = 34,4 + 4,65 + 3,133 = 42,2 \text{ kPa}$$

14.2 Hydraulické ztráty P2

14.2.1 Ztráty způsobené třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P2} = 0,0152 \cdot \frac{30,1}{0,0238} \cdot \frac{15,96^2}{2} \cdot 14,545 = 35,5 \text{ kPa} \quad (14.2.1.10)$$

kde w_p [m/s] střední rychlost páry ve svazku; d [m] vnitřní průměr trubek svazku;
 ρ [kg/m³] hustota páry pro střední hodnotu v P2; λ [-] součinitel tření pro páru v P2

Délka svazku L [m]:

$$L = l_e \cdot n_{rad} = 0,94 \cdot 32 = 30,1 \text{ m} \quad (14.2.1.11)$$

14.2.2 Ztráty v ohybech

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot n_{oh} \cdot \rho_{P2} = 0,17 \cdot \frac{15,96^2}{2} \cdot 31 \cdot 14,545 = 9,83 \text{ kPa} \quad (14.2.2.10)$$

kde n_{oh} [-] počet ohybů trubek

Součinitel ohybu ζ_{oh} [-] pro $\alpha = 90^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,04 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 90^{0,75} \cdot \left(\frac{0,04}{0,0238}\right)^{-0,6} = 0,17 [-] \quad (14.2.2.11)$$

14.2.3 Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P2} = (0,5 + 1) \cdot \frac{15,96^2}{2} \cdot 14,545 = 2,78 \text{ kPa} \quad (14.2.3.10)$$

kde $\zeta_{in} = 0,5 [-]$ součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ součinitel odporu na výstupu z trubky

14.2.4 Celková tlaková ztráta P2

$$\Delta p_{P2} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_{vs} \quad (14.2.4.10)$$

$$\Delta p_{P2} = 35,5 + 9,83 + 2,78 = 48,2 \text{ kPa}$$

14.3 Hydraulické ztráty P1

14.3.1 Ztráty způsobené třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P1} = 0,0154 \cdot \frac{97,4}{0,0238} \cdot \frac{15,05^2}{2} \cdot 16,825 = 70,1 \text{ kPa} \quad (14.3.1.10)$$

kde $w_p [m/s]$ střední rychlost páry ve svazku; $d [m]$ vnitřní průměr trubek svazku;
 $\rho [kg/m^3]$ hustota páry pro střední hodnotu v P1; $\lambda [-]$ součinitel tření pro páru v P1

Délka svazku $L [m]$:

$$L = l_e \cdot n_{řad} = 1,74 \cdot 56 = 97,4 \text{ m} \quad (14.3.1.11)$$

14.3.2 Ztráty v ohybech

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot n_{oh} \cdot \rho_{P1} = 0,17 \cdot \frac{15,05^2}{2} \cdot 55 \cdot 16,825 = 10,5 \text{ kPa} \quad (14.3.2.10)$$

kde $n_{oh} [-]$ počet ohybů trubek

Součinitel ohybu $\zeta_{oh} [-]$ pro $\alpha = 90^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,04 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 90^{0,75} \cdot \left(\frac{0,04}{0,0238}\right)^{-0,6} = 0,17 [-] \quad (14.3.2.11)$$

14.3.3 Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P1} = (0,5 + 1) \cdot \frac{15,05^2}{2} \cdot 16,825 = 1,67 \text{ kPa}$$

$$(14.3.3.10)$$

kde $\zeta_{in} = 0,5 [-]$ součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ součinitel odporu na výstupu z trubky

14.3.4 Celková tlaková ztráta P1

$$\Delta p_{P1} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_{vs} \quad (14.3.5.10)$$

$$\Delta p_{P1} = 70,1 + 10,5 + 1,67 = 82,2 \text{ kPa}$$

14.4 Hydraulické ztráty E2

14.4.1 Ztráty způsobené třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E2} = 0,0262 \cdot \frac{235}{0,0254} \cdot \frac{0,64^2}{2} \cdot 873,96 = 43,2 \text{ kPa} \quad (14.4.1.10)$$

kde $w_v [m/s]$ střední rychlost vody ve svazku; $d [m]$ vnitřní průměr trubek svazku;
 $\rho [kg/m^3]$ hustota vody pro střední hodnotu v E2; $\lambda [-]$ součinitel tření pro vodu v E2

Délka svazku $L [m]$:

$$L = l_e \cdot n_{rad} \cdot n_z = 1,74 \cdot 45 \cdot 3 = 235 \text{ m} \quad (14.4.1.11)$$

14.4.2 Ztráty v ohybech

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot n_{oh} \cdot \rho_{E2} = 0,3 \cdot \frac{0,64^2}{2} \cdot 132 \cdot 873,96 = 7,05 \text{ kPa} \quad (14.4.2.10)$$

kde $n_{oh} [-]$ počet zahnutí trubek

Součinitel ohybu $\zeta_{oh} [-]$ pro $\alpha = 180^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,04 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 180^{0,75} \cdot \left(\frac{0,04}{0,0254}\right)^{-0,6} = 0,3 [-] \quad (14.4.2.11)$$

14.4.3 Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E2} = (0,5 + 1) \cdot \frac{0,64^2}{2} \cdot 873,96 = 0,267 \text{ kPa}$$

(14.4.3.10)

kde $\zeta_{in} = 0,5$ [–] součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1$ [–] součinitel odporu na výstupu z trubky

14.4.4 Ztráta způsobena hydrostatickým tlakem

$$\Delta p_h = (z_2 - z_1) \cdot \rho_{E2} \cdot g = 3,52 \cdot 873,96 \cdot 9,81 = 30,2 \text{ kPa}$$

(14.4.4.10)

kde $z_2 - z_1$ [m] je výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem do E2 odvozený z výkresové dokumentace

14.4.5 Celková tlaková ztráta E2

$$\Delta p_{E2} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_{vs} + \Delta p_h$$
$$\Delta p_{E2} = 43,2 + 7,05 + 0,267 + 30,2 = 80,733 \text{ kPa}$$

(14.4.5.10)

14.5 Hydraulické ztráty E1

14.5.1 Ztráty způsobené třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E1} = 0,0262 \cdot \frac{622}{0,0254} \cdot \frac{0,62^2}{2} \cdot 907,9 = 11,02 \text{ kPa}$$

(14.5.1.10)

kde w_v [m/s] střední rychlost vody ve svazku; d [m] vnitřní průměr trubek svazku;
 ρ [kg/m³] hustota vody pro střední hodnotu v E1; λ [–] součinitel tření pro vodu v E1

Délka svazku L [m]:

$$L = l_e \cdot n_{rad} \cdot n_z = 1,44 \cdot 144 \cdot 3 = 622 \text{ m}$$

(14.5.1.11)

14.5.2 Ztráty v ohybech

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot n_{oh} \cdot \rho_{E1} = 0,3 \cdot \frac{0,62^2}{2} \cdot 429 \cdot 907,9 = 22,06 \text{ kPa}$$

(14.5.2.10)

kde n_{oh} [-] počet ohybů trubek

Součinitel ohybu ζ_{oh} [-] pro $\alpha = 180^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,04$ m:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 180^{0,75} \cdot \left(\frac{0,04}{0,0254}\right)^{-0,6} = 0,3 [-]$$

(14.5.2.11)

14.5.3 Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E1} = (0,5 + 1) \cdot \frac{0,62^2}{2} \cdot 907,9 = 0,258 \text{ kPa}$$

(14.5.3.10)

kde $\zeta_{in} = 0,5$ [-] součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1$ [-] součinitel odporu na výstupu z trubky

14.5.4 Ztráta způsobena hydrostatickým tlakem

$$\Delta p_h = (z_2 - z_1) \cdot \rho_{E1} \cdot g = 7,47 \cdot 907,9 \cdot 9,81 = 66,5 \text{ kPa}$$

(14.5.4.10)

kde $z_2 - z_1$ [m] výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem do/z EI odvozený z výkresové dokumentace

14.5.5 Celková tlaková ztráta E1

$$\Delta p_{E1} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_{vs} + \Delta p_h$$
$$\Delta p_{E1} = 11,02 + 22,06 + 0,258 + 66,5 = 199 \text{ kPa}$$

(14.5.5.10)

14.6 Hydraulické ztráty ohříváku vzduchu

14.6.1 Ztráty způsobené třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{OVZ} = 0,0262 \cdot \frac{28,1}{0,025} \cdot \frac{1,16^2}{2} \cdot 868,98 = 17,2 \text{ kPa}$$

(14.6.1.10)

kde w_v [m/s] střední rychlost vody ve svazku; d [m] vnitřní průměr trubek svazku;
 ρ [kg/m³] hustota vody pro střední hodnotu v OVZ; λ [-] součinitel tření pro vodu v OVZ

Délka svazku L [m]:

$$L = l_e \cdot n_{\text{řad}} = 0,53 \cdot 53 = 28,1 \text{ m} \quad (14.6.1.11)$$

14.6.2 Ztráty v ohybech

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot n_{oh} \cdot \rho_{OVZ} = 0,23 \cdot \frac{1,16^2}{2} \cdot 52 \cdot 868,98 = 7,08 \text{ kPa} \quad (14.6.2.10)$$

kde n_{oh} [-] počet ohybů trubek

Součinitel ohybu ζ_{oh} [-] pro $\alpha = 180^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,06 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 180^{0,75} \cdot \left(\frac{0,06}{0,025}\right)^{-0,6} = 0,23 \text{ [-]} \quad (14.6.2.11)$$

14.6.3 Ztráty na vstupu a výstupu do/z trubek

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{OVZ} = (0,5 + 1) \cdot \frac{1,16^2}{2} \cdot 868,98 = 0,878 \text{ kPa} \quad (14.6.3.10)$$

kde $\zeta_{in} = 0,5$ [-] součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1$ [-] součinitel odporu na výstupu z trubky

14.6.4 Celková hydraulická ztráta ohříváku vzduchu

$$\Delta p_{OVZ} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_{vs} \quad (14.6.4.10)$$

$$\Delta p_{OVZ} = 17,2 + 7,08 + 0,878 = 25,199 \text{ kPa}$$

14.7 Celková hydraulická ztráta

$$\Delta p_{hydraulická} = \Delta p_{P3} + \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{E2} + \Delta p_{E1} + \Delta p_{OVZ} \quad (14.7.10)$$

$$\Delta p_{hydraulická} = 42,2 + 48,2 + 82,2 + 80,734 + 199 + 25,199 = 0,48 \text{ MPa}$$

Celková hydraulická ztráta byla na počátku práce zvolena 0,5 MPa, od spočítané hodnoty v této kapitole se liší o 0,02 MPa. Odhad tedy lze považovat za správný. Tato tlaková ztráta je určující pro dimenzování čerpadla napájecí vody.

15 Kontrola koroze

15.1 Nízkoteplotní koroze

U nízkoteplotní koroze je mezní veličinou *teplota rosného bodu*, ta nám určuje, při jaké teplotě dochází ke kondenzaci par ve spalinách. Tato teplota je ovlivněna obsahem síry v palivu, jelikož u sirnatých paliv kondenzují nejdříve páry kyseliny sírové, a také je teplota rosného bodu ovlivněna prachovými částicemi neboli kondenzačními jádry – tyto faktory zvyšují teplotu rosného bodu [8].

Tomuto stavu je třeba se vyvarovat, jelikož prostředí zkondenzované kyseliny sírové je silně agresivní a poškozuje povrch teplosměnných ploch. K určení teploty rosného bodu slouží poloempirický vzorec [8]:

$$t_r = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{(X_{\text{H}_2\text{O}} \cdot A_r)}} = 61,36 + \frac{195 \cdot \sqrt[3]{0,000574}}{1,2266^{(0,25 \cdot 0,19802)}} = 77,41 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (15.1.10)$$

kde pro součinitel přebytku vzduchu na konci ohniště $\alpha_{ko} = 1,2$ je $\beta = 195 [-]$. Zbylé veličiny jsou již známy z předchozích kapitol.

Redukovaný obsah síry a popele se určí ze vzorců:

$$S_r = \frac{S^r}{Q_i^r} = \frac{5,8 \cdot 10^{-3}}{10,1} = 0,000574 \text{ } \% \frac{\text{kg}}{\text{MJ}}, \quad A_r = \frac{A^r}{Q_i^r} = \frac{2}{10,1} = 0,19802 \text{ } \% \frac{\text{kg}}{\text{MJ}} \quad (15.1.11)$$

Parciální tlak vodní páry ve spalinách:

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot p_{\text{atm}} = 0,2116 \cdot 101,325 = 21,44118 \text{ kPa} \quad (15.1.12)$$

kde jako atmosférický tlak se uvažuje hodnota $p_{\text{atm}} = 101,325 \text{ kPa}$. Pomocí parních tabulek a lineární interpolace lze z parciálního tlaku vodní páry ve spalinách určit teplotu sytosti vodní páry:

$$t_k = f(p_{\text{H}_2\text{O}}; x = 1) = 61,36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

15.1.1 Předcházení nízkoteplotní korozi

Tímto výpočtem se porovnálo, zda se teplota rosného bodu shoduje/neshoduje s teplotou odchozích spalin na konci posledního tahu, tedy $135 \text{ } ^\circ\text{C}$. Současně se kontroluje teplota povrchu trubek ekonomizéru na jeho vstupu, kde se k teplotě napájecí vody přičítá patřičný teplotní přírůstek, tato hodnota činí $125 \text{ } ^\circ\text{C}$, jak lze také vyčíst z *Tabulky č. 35 Teploty*

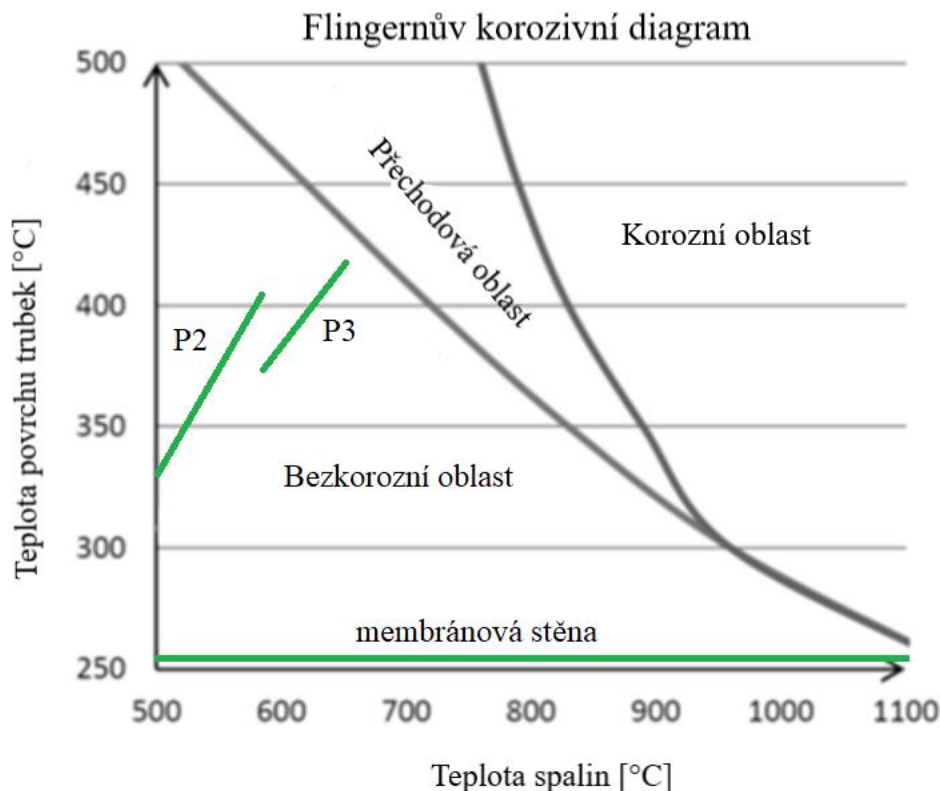
povrchů teplosměnných ploch. S těmito parametry tedy lze bezpečně počítat. V opačném případě by bylo nutné zvýšit parametr napájecí vody, a lépe tak předcházet korozi.

Dalším z opatření je volba ohříváku vzduchu, konkrétně místo předehřevu spalovacího vzduchu spaliny je ohřev zajištěn pomocí vody z prvního svazku ekonomizéru a ohřívák vzduchu tedy vyveden mimo hlavní konstrukci kotle. V případě ohřevu vzduchu pomocí spalin by totiž mohlo docházet k nízkoteplotní korozi na trubkách OVZ, jelikož vzduch vstupující do tohoto výměníku by měl natolik nízkou teplotu média, že by povrch trubek dostatečně ochladil, a teplota povrchu by se tak přiblížila/podkročila teplotu rosného bodu spalin.

15.2 Vysokoteplotní koroze

U spalování biomasy je třeba také sledovat vysokoteplotní korozi způsobovanou přítomností chloru a síry v palivu, respektive poměrem složení dílčích složek v palivu. V oblastech při teplotách vyšších než 500 °C může docházet při styku spalin s výhřevnými plochami k tomuto jevu, tedy zejména k tvorbě K_2SO_4 a HCl [10].

Ke sledování dané oblasti, zda nastává vysokoteplotní koroze na daných výhřevných plochách, slouží Flingernův diagram. V něm je přehledně znázorněna bezkorozní, přechodová a korozní oblast. Korozní oblast je závislá na teplotě povrchu teplosměnných ploch a teplotě spalin. Teplotní přírůstek povrchu trubek se volí dle ČSN EN 12952-3, pomocí teploty média v teplosměnné ploše a přičtenému teplotnímu přírůstku lze stanovit výslednou teplotu povrchu trubek.



Obr. č. 25 Flingernův korozivní diagram [10]

Tabulka č. 34 Teplotní přídatky dle ČSN EN 12952-3

Fyzikální stav média	Teplotní přídatky [°C]	
	Ohřev převážně sáláním	Ohřev převážně konvekcí
Voda nebo směs pára + voda	50	15+2·t (max. 50)
Přehřátá pára	50	35

Tabulka č. 35 Teploty povrchů teplosměnných ploch

Teplosměnná plocha		Teplota [°C]	Teplotní přídatek [°C]	Teplota povrchu [°C]
P3	out	420	35	455
	in	369,9	35	404,9
P2	out	404,8	35	439,8
	in	335,8	35	370,8
P1	out	381	35	416
	in	252,2	35	287,2
V	out	252,2	50	302,2
	in	227,2	50	277,2
EKO	out	227,2	20	247,2
	in	105	20	125

15.2.1 Předcházení vysokoteplotní korozi

Nejkritičtější oblastí kotle je v tomto případě spalovací komora, která se nachází z velké části v oblasti korozní. Vysokoteplotní korozi je tedy vystavena membránová stěna výparníku, u ní je třeba učinit některá opatření. A to zejména vhodná volba materiálu, vysokoteplotní korozi velmi dobře odolávají nerezové oceli s vysokým obsahem chromu a niklu, např. typy 304H nebo 316H, anebo navařováním materiálu z inkonylové slitiny, např. Inconel 625. Je třeba místa s úbytkem materiálu pravidelně sledovat a materiál doplňovat. Další z možností je aplikovat inhibitory, např. na bázi Mg, které chemické reakce zpomalují.

Zavedením prázdného II. tahu, který je tvořen membránovou stěnou výparníku, dochází k dostatečnému ochlazení spalin, aby se následně tepelné výměníky nacházely mimo oblast vysokoteplotní koroze. To dovoluje jejich řazení jako protiproudé. Materiál trubek přehříváků volen 13CrMo4-5, který je vhodný do vyšších teplot, a materiál trubek ekonomizérů volen P235GH. Oplechování je voleno z materiálu 16Mo3. Všechny tyto materiály jsou vybírány dle normy EN 12952-3.

ZÁVĚR

Cílem této práce je návrh roštového kotle na spalování biomasy o parním výkonu kotle 6 MW. Palivem kotle byla zvolena smrková dřevní štěpka o 40% vlhkosti, tato dřevina je snadno dostupná a poměrně levná, a je tedy možné zajistit její dostatečné množství. Parametry přehřáté páry stanoveny na počátku práce jsou teplota 420 °C a tlak 40 barů. Práce obsahuje stechiometrické a tepelné výpočty, které jsou určeny složením paliva a parametry výstupní páry. V této práci rovněž vystupují výpočty tlakových ztrát na straně obou médií. V příloze práce jsou znázorněny jednotlivé teplosměnné plochy a rozměrový návrh kotle včetně dispozičního řešení.

Na počátku všech výpočtů bylo nutné zvolit si kromě typu paliva, jeho složení a vlhkosti i množství spalovacího vzduchu. Součinitel přebytku vzduchu by měl být dostatečně velký pro dokonalé spalování paliva, ale současně ne příliš velký z důvodu redukce reakcí vysokoteplotní koroze, tedy α je 1,3. Z těchto získaných údajů se následně dopočítaly stechiometrické výpočty spalin a vzduchu a jejich entalpie, které byly potřeba pro další tepelné výpočty. Poté se stanovila pomocí nepřímé metody účinnost kotle 89,9 % a předpokládaná tlaková ztráta v parním oběhu 0,5 MPa, tedy tlak napájecí vody a s tím spojený výstupní tlak napájecího čerpadla. Dopočítaný hmotnostní tok páry činí 2,13 kg/s a potřebné množství paliva 0,66 kg/s.

Předběžný návrh tepelné bilance výhřevných ploch posloužil pro rozložení tepelných výkonů mezi jednotlivé teplosměnné plochy za dodržení stanoveného parního výkonu kotle a jeho parametrů. Tyto výkony později posloužily při rozměrovém navrhování jednotlivých teplosměnných ploch přes výpočet spalin.

Následuje kapitola zabývající se konstrukčním návrhem spalovací komory, jejíž stěny jsou tvořeny membránovou stěnou výparníku. Navařováním materiálu vysoce odolnému proti korozi lze do jisté míry snižovat účinek vysokoteplotní koroze na stěnách spalovací komory.

Spaliny pokračují přes výstupní okno spalovací komory do II. tahu, který je veden jako prázdný mimo membránovou stěnu výparníku, a to z důvodu dostatečného dochlazení spalin. Mezi II. a III. tahem je navrhována obrátová komora, která kromě průchodu spalin do dalšího tahu slouží také pro recirkulaci spalin zpět do spalovací komory. Takový koncept je zajištěn pomocí připojeného šnekového dopravníku v ústí obrátové komory a následné svodky z oteruvzdorného materiálu, do které je přiváděn vzduch zajišťující návrat popílku do SK.

Ve III. tahu za obrátovou komorou následuje oblast s přehřívákem *P3*, který je tvořen hladkými trubkami uspořádanými za sebou, má rozvolněnější rozestupy z důvodu snižování nalepování popílku a případné abraze, které je možno předcházet opraporkováním prvních řad trubek na začátku každého tahu. Je volen jako protiproud, jelikož se teplotami již nenachází v korozivní oblasti dle Flingernova diagramu. Tento přehřívák je poslední teplosměnnou plochou, z něhož je vedena pára na turbínu. Za *P3* se nachází oblast s přehřívákem *P2*, který oproti *P3* má menší příčnou rozteč. Mezi tyto přehříváky je zaveden 3% vstřík pro regulaci teploty páry. Na konci III. tahu končí i membránová stěna výparníku.

Ze III. tahu proudí spaliny výstupním kanálem do oplechovaného IV. tahu, zde se nachází přehřívák *P1*, do něhož vstupuje separovaná a očištěná sytá pára a z něj vystupující

pára je poté regulována 4% vstříkem. Za ním se nachází první část svazků ekonomizéru *E2*, z nichž předehřátá voda s nedohřevem 25 °C proudí do bubnu. Trubky *E2* jsou 3x zahnuté z důvodu dodržení požadované rychlosti pracovního média. Mezi jednotlivými celky *E2* a *E1* je instalován ohřívák vzduchu *OVZ*, který funguje na principu ohřevu vzduchu pomocí vody.

Poslední dva tahy jsou tvořeny pouze svazky ekonomizéru *E1*, který má rovněž trojitě zahnuté trubky. Do něj vstupuje napájecí voda a výstupní voda proudí do *OVZ*. Mezi všemi konvekčními svazky kotle jsou aplikovány ofukovače pro odstraňování nánosů popílku a servisní průlezy pro pravidelnou údržbu.

Ohřívák vzduchu je umístěn mimo hlavní konstrukci kotle, předchází se tak nízkoteplotní korozi, ke které by jinak na stěnách trubek mohlo docházet. Je tvořen žebrovanými trubkami s vystřídáním uspořádáním kvůli lepšímu přestupu tepla. *OVZ* předehřívá primární a sekundární vzduch na 155 °C, přičemž jsou nutné dva ventilátory vzduchu z důvodu různých tlakových poměrů.

Nad spalovací komorou je umístěn buben, jehož parametry jsou určeny v kapitole *12 Návrh bubnu*. U výparného systému proudí voda z bubnu zavodňovacím potrubím do komor, odkud se rozděluje do varnic membránové stěny a dochází zde k varu. Převáděcím potrubím se voda opět dostává do bubnu, který slouží k odseparování syté kapaliny a syté páry. Lze uvažovat také vestavby bubnu pro čištění páry jako například cyklony, žaluzie, děrované plechy a další.

Kontrolou tepelné bilance byla ověřena správnost výpočtů, kdy vypočtená odchylka 0,315 % nepřesáhla hraniční hodnotu 0,5 %.

V neposlední řadě bylo třeba stanovit aerodynamické a hydraulické ztráty, tedy ztráty na straně obou médií – spalin i pracovního média ve výměnících. Navržená tlaková ztráta na počátku práce 0,5 MPa se liší jen nepatrně od vypočítané hydraulické ztráty o 0,02 MPa. Pro tuto hodnotu tedy lze navrhovat i čerpadlo napájecí vody. Výsledná ztráta spalin činí 283 Pa a na základě této hodnoty lze navrhnout i potřebné spalinové ventilátory.

Závěrečné kapitoly pojednávají o nízkoteplotní a vysokoteplotní korozi. Pro průběžné kontrolování rozvržení a konstrukčního návrhu byl vypočítán rosý bod spalin 77,41 °C a používán Flingernův korozivní diagram.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SKÁLA ZDENĚK. Energetické parametry biomasy: projekt: GAČR 101/04/1278. Brno: VUT Fakulta strojního inženýrství, 2007. ISBN 978-80-214-3493-6.
- [2] BUDAJ, Florian. Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1992.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. 3. vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2011.
- [4] RALBOVSKÝ, P. Horkovzdušný kotel na dřevní štěpku, množství vzduchu 2Nm³/s, 500°C. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 65s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..
- [5] MERTL, Jakub. *Integrace sušení biomasy do výtopenského průmyslu*. Online, Diplomová práce. Praha: ČVUT, 2019. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/83561/F2-DP-2019-Mertl-Jakub-Integrace%20suseni%20biomasy%20do%20vytopenskeho%20systemu.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. [cit. 2023-11-18].
- [6] *Výhřevnosti a měrné jednotky palivového dřeva*. Online. Tzbinfo. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/12-vyhrevnosti-a-merne-jednotky-palivoveho-dreva>. [cit. 2023-11-18].
- [7] KLIMEŠ, L. *Tabulky a diagramy 6TT Termomechanika*. Online, elektronický soubor tabulek a diagramů. Brno: Vysoké učení technické Brno, 2018. [cit. 2023-11-26].
- [8] *Výukové materiály k předmětu Kotle (LK 23/24Z): Podklady do cvičení*. Energetický Ústav, VUT v Brně.
- [9] LACHMAN, Jakub. *Roštový kotel na spalování RDF*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116899>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav.
- [10] *Stavba kotlů. Ústav energetiky Fakulty strojní ČVUT* [online]. ČVUT, 2019 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/StK-p5.pdf>
- [11] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER, 1983. *Parní kotle*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury.
- [12] *Dřevní štěpka: Biomasa*. Online. Dřevní štěpka: Biomasa. 2011. Dostupné z: <https://kundrat-kvalitne.webnode.cz/drevni-stepka/>. [cit. 2024-05-18].

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a_o	Stupeň černosti ohniště	-
a	Stupeň černosti proudu spalin	-
a	Délka spalovací komory	m
a_{II}	Délka druhého tahu	m
a_{II}^{min}	Nejužší místo druhého tahu	m
a_{III}	Délka třetího tahu	m
a_{IV}	Délka čtvrtého tahu	m
a_V	Délka pátého tahu	m
a_{VI}	Délka šestého tahu	m
A^{daf}	Obsah popela v bezvodém stavu	%
A^r	Obsah popela v původním vzorku paliva	%
A_r	Redukovaný obsah popele	% · kJ/MJ
a_{pl}	Efektivní stupeň černosti plamene	-
a_r	Délka roštu	m
b	Šířka kotle	m
Bo	Boltzmanovo číslo	-
b_r	Šířka roštu	m
c_i	Měrné teplo uvažovaného druhu tuhých zbytků	kJ/kg
C_i	Procento hořlaviny v tuhých zbytcích	%
C^{daf}	Obsah uhlíku v bezvodém stavu bez popela	%
C^r	Obsah uhlíku v původním vzorku paliva	%
C_i, C_m, C_t	Opravné koeficienty	-
c_p	Měrná tepelná kapacita tuhého paliva	$kJ/kg \cdot K$
c_w	Měrná tepelná kapacita vody	$kJ/kg \cdot K$
	Měrná tepelná kapacita sušiny	
Cl^{daf}	Obsah chloru v bezvodém stavu	%
Cl^r	Obsah chloru v původním vzorku paliva	%
d	Střední efektivní průměr částic popílku	μm
d	Vnitřní průměr	m
D	Vnější průměr	m
d_{II}	Výška výstupního průřezu druhého tahu	m
d_b	Vnitřní průměr bubnu	m
d_e	Ekvivalentní průměr	m
D_b	Vnější průměr bubnu	m
D_z	Průměr zavodňovací komory	m
D_v	Průměr varných trubek	m

$D_{\check{z}}$	Průměr s žebrem	m
f	Součinitel vyjadřující podíl vodní páry připadající na 1 Nm ³ suchého vzduchu	-
F	Průtočný průřez kanálu	m^2
F_{ok}	Průřez okna	m^2
F_p	Průtočný povrch páry	m^2
F_{st}	Celkový povrch stěn	m^2
F_{SP}	Průtočný průřez spalin	m^2
F_{MS}	Povrch stěn membránové stěny	m^2
F_{vz}	Průtočný průřez vzduchu	m^2
H_2	Hmotnostní obsah vodíku	%
H^{daf}	Obsah vodíku v původním v bezvodém stavu	%
H^r	Obsah vodíku v původním vzorku paliva	%
h	Výška kotle	m
h_{II}	Výška stěny druhého tahu	m
h_{sk}	Výška spalovací komory	m
h_{ok}	Výška okna	m
$h_{\check{z}}$	Výška žebra	m
i_o	Entalpie odluhu z kotle	kJ/kg
I_{pop}	Entalpie popílku ve spalinách	kJ/kg
i_p	Fyzická teplota paliva	kJ/kg
i_{pp}	Entalpie přehřáté páry	kJ/kg
i_{nv}	Entalpie napájecí vody	kJ/kg
I_{oh}	Entalpie na výstupu z ohniště	kJ/kg
I_{sp}	Tepelný obsah spalin s přebytkem vzduchu	kJ/kg_{pal}
$I_{sp,min}$	Tepelný obsah spalin bez přebytku vzduchu	kJ/kg_{pal}
I_U	Teplo uvolněné v ohništi	kJ/kg
$I_{vz,min}$	Minimální tepelný obsah vzduchu	kJ/kg_{pal}
I_{vz}	Tepelný obsah vzduchu	kJ/kg_{pal}
k	Součinitel zeslabení sálání	$1/m \cdot MPa$
k	Součinitel prostupu tepla	$W/m^2 \cdot K$
kps	Optická hustota spalin	-
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny	$1/m \cdot MPa$
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$1/m \cdot MPa$
l_e	Délka trubky	m
M	Součinitel M	-
M_o	Množství odluhu	%
\dot{m}_{pal}	Množství paliva přivedeného do kotle	kg/s
$\dot{m}_{pp}, \dot{m}_p, \dot{m}_v$	Hmotnostní tok páry/vody	kg/s
$\dot{m}_{pal,skut}$	Množství skutečně spáleného paliva	kg/s

M_{SP}	Objemový tok spalin	m^3/s
$M_{SP,skut}$	Skutečný objemový tok	m^3/s
$M_{vz,skut}$	Objemový průtok vzduchu	m^3/s
N^{daf}	Obsah dusíku v bezvodém stavu	%
N^r	Obsah dusíku v původním vzorku paliva	%
n_{oh}	Počet ohybů	-
n_{had}	Počet hadů	-
n_{tr}	Počet trubek	-
$n_{řad}$	Počet řad	-
O	Obvod průřezu kanálu	m
$\overline{O}_{SP} \cdot c$	Střední celkové měrné teplo spalin	$kJ/kg \cdot K$
O_{Ar}	Objem argonu ze spalovacího vzduchu	$m_{Ar}^3 \cdot kg_{pal}$
$O_{O_2,min}$	Minimální množství kyslíku potřebného ke spálení 1 kg tuhého paliva	$m_{O_2}^3 \cdot kg_{pal}$
O_{CO_2}	Objem oxidu uhličitého ve spalinách	$m_{CO_2}^3 \cdot kg_{pal}$
O_{N_2}	Objem dusíku z hořlaviny a ze spalovacího vzduchu	$m_{N_2}^3 \cdot kg_{pal}$
O_{H_2O}	Objem vodní páry z hořlaviny paliva	$m_{H_2O}^3 \cdot kg_{pal}$
O_{SO_2}	Objem oxidu siřičitého ve spalinách	$m_{SO_2}^3 \cdot kg_{pal}$
$O_{sp,min}^s$	Minimálního množství suchých spalin	$m_{sp}^3 \cdot kg_{pal}$
$O_{sp,min}$	Minimální objem vlhkých spalin	$m_{sp}^3 \cdot kg_{pal}$
O^r	Obsah kyslíku v původním stavu	%
$O_{vz,min}^s$	Minimální objemová spotřeba suchého vzduchu	$m_{vz}^3 \cdot kg_{pal}$
p	Tlak média	MPa
p_{NV}	Tlak napájecí vody	MPa
Pr	Prandtlovo číslo	-
p_{sp}	Parciální tlak	Pa
Δp	Tlaková ztráta	Pa
Δp_m	Místní ztráta	Pa
Δp_t	Ztráty třením	Pa
Δp_v	Zdvihová ztráta	Pa
$Q_{i,red}$	Teplo přivedené do kotle	kJ
Q	Tepelný výkon plochy	kW
Q_{bi}	Celkový tepelný výkon	kW
Q_i^r	Výhřevnost paliva	kJ
Q_{oh}	Výkon ohniště	kW
q_s	Tepelné zatížení roštu	MW/m^2
Q_s	Tepelný výkon ohniště	kJ/kg
Q_v	Výrobní teplo páry	kJ/kg
Q_{vz}	Teplo přivedené vzduchem	kJ/kg
r	Původní stav paliva	%

$r_{SP}, r_{H_2O}, r_{RO_2}$	Objemové části tříatomových plynů	-
R	Plocha hořící vrstvy	m^2
Re	Reynoldsovo číslo	-
s_1	Příčná rozteč	m
s_2	Podélná rozteč	m
s	Účinná tloušťka sálové vrstvy	m
S^{daf}	Obsah síry v bezvodém stavu	%
S^r	Obsah síry v původním stavu	%
S	Povrch teplosměnné plochy	m^2
S_{ov}	Průtočný průřez varných trubek	m^2
S_{op}	Průtočný průřez převáděcích trubek	m^2
S_{oz}	Průtočný průřez zavodňovacích trubek	m^2
S_r	Redukovaný obsah síry	%·kJ/MJ
S_{ro}^{teor}	Teoretický obsah roštu	m^2
S_{ro}	Skutečná plocha roštu	m
s_z	Rozteč žeber	m
$\frac{S_z}{S}$	Podíl výhřevných ploch žeber a plochy	-
$\frac{S_h}{S}$	Podíl volných částí trubky a celkové plochy	-
t	Tloušťka stěny trubky	m
t	Teplota	$^{\circ}C$
t_a	Teplota nechlazeného plamene	$^{\circ}C$
t_k	Teplota sytosti vodní páry	$^{\circ}C$
t_{NV}	Teplota napájecí vody	$^{\circ}C$
t_{oh}	Teplota na konci ohniště	$^{\circ}C$
$t_{okolí}$	Předpokládaná teplota v kotelně	$^{\circ}C$
$t_{sp}^{stř}$	Střední teplota spalin	$^{\circ}C$
t_t	Šířka těsnění	m
t_r	Rosný bod spalin	$^{\circ}C$
t_z	Teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách	$^{\circ}C$
t_v	Teplota média ve výparníku	$^{\circ}C$
Δt_{ln}	Střední logaritmický rozdíl teplot	$^{\circ}C$
v	Měrný objem	m^3/kg
V_o	Aktivní objem ohniště	m^3
V	Objem sálající vrstvy	m^3
W	Obsah vody	%
W^r	Obsah vody v původním vzorku paliva	%
$w_p^{stř}$	Střední rychlost páry	m/s
w_{sp}	Rychlost spalin	m/s
$w_{sp}^{stř}$	Střední rychlost spalin	m/s

$w_v^{stř}$	Střední rychlost vody	m/s
$w_{vz}^{stř}$	Střední rychlost vzduchu	m/s
x_o	Poměrná výška	-
x_i	Úhlový součinitel pro jednořadé stěny	-
X_i	Hmotnostní procento popela v tuhých zbytcích	%
X_p	Poměrný obsah popele ve výsypce	%
X_s	Poměrný obsah popele ve škváře/strusce	%
$X_ú$	Poměrný obsah popele v úletu	%
z	Zatížení bubnu	kg/s·m ³
z_c	Celková ztráta mechanickým nedopalem	%
z_{cp}	Ztráta mechanickým nedopalem popílku mezi tahy	%
z_{cs}	Ztráta mechanickým nedopalem ve škváře	%
z_{cr}	Ztráta roštovým propadem	%
z_{co}	Ztráta hořlavinou ve spalinách	%
$z_{cú}$	Ztráta mechanickým nedopalem v úletu	%
z_f	Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	%
z_{fs}	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve strusce	%
z_{fp}	Ztráta fyzickým teplem popílku ve výsypce	%
$z_{fú}$	Ztráta fyzickým teplem popílku v úletu	%
z_{max}	Maximální doporučené zatížení	kg/s·m ³
z_k	Ztráta fyzickým teplem spalin	%
z_{so}	Ztráta sdílením tepla do okolí	%
α	Přebytek vzduchu	-
α_{1r}	Redukovaný součinitel přestupu tepla	W/m ² ·K
α_{sp}	Součinitel přestupu tepla spalin	W/m ² ·K
α_p	Součinitel přestupu tepla páry	W/m ² ·K
α_s	Součinitel přestupu tepla sáláním	W/m ² ·K
α_{st}	Stupeň černosti povrchu stěn	-
α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí	W/m ² ·K
β	Součinitel β	-
ζ	Ztrátový součinitel	-
ξ	Součinitel zanešení	m ² ·K/W
ε	Součinitel znečištění	m ² ·K/W
σ_1	Poměrná rozteč	-
σ_2	Poměrná podélná rozteč	-
σ'_2	Poměrná uhlopříčná rozteč	-
λ	Součinitel tření	-
λ	Součinitel tepelné vodivosti	W/m ² ·K
η_k	Tepelná účinnost kotle	%
ρ	Hustota dané látky	kg/m ³
$\bar{\psi}$	Střední hodnota součinitele tepelné vodivosti	W/m ² ·K

Ψ_z	Koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra	-
φ	Součinitel uchování tepla	-
φ_σ	Parametr určující uspořádání svazků	-
μ	Střední hmotová koncentrace popílku ve spalínách	g/m^3
ν	Součinitel kinematické viskozity	m^2/s

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr č. 1 Schéma pořadí výhřevných ploch [9]
- Obr č. 2 Vstřík mezi přehříváky P2 a P3
- Obr č. 3 Vstřík mezi přehříváky P1 a P2
- Obr č. 4 Konstrukční provedení roštu
- Obr č. 5 Spalovací komora pohled shora
- Obr č. 6 Detail spalovací komory
- Obr č. 7 Konstrukční návrh II. tahu
- Obr č. 8 Průběh teplot ve II. tahu
- Obr č. 9 Konstrukční návrh obratové komory
- Obr č. 10 Průběh teplot v obratové komoře
- Obr č. 11 Konstrukční návrh P3
- Obr č. 12 Průběh teplot v oblasti s P3
- Obr č. 13 Konstrukční návrh P2
- Obr č. 14 Průběh teplot v oblasti s P2
- Obr č. 15 Konstrukční návrh P1
- Obr č. 16 Průběh teplot v oblasti s P1
- Obr č. 17 Konstrukční návrh E2
- Obr č. 18 Průběh teplot v oblasti s E2
- Obr č. 19 Konstrukční návrh E1
- Obr č. 20 Průběh teplot v oblasti s E1
- Obr č. 21 Schéma zapojení OVZ mezi oběma celky EKA
- Obr č. 22 Konstrukční návrh OVZ
- Obr č. 23 Průběh teplot v zapojení s OVZ
- Obr č. 24 Pilový diagram
- Obr č. 25 Flingernův korozivní diagram [10]

SEZNAM TABULEK

- Tabulka č. 1 Prvkový rozbor [1]
Tabulka č. 2 Hrubý rozbor [1]
Tabulka č. 4 Entalpie dílčích složek spalín [3]
Tabulka č. 4 Entalpie spalín
Tabulka č. 5 Ztráty mechanickým nedopalem
Tabulka č. 6 Měrné teplo tuhých zbytků popela
Tabulka č. 7 Tlakové ztráty dílčích výhřevných ploch
Tabulka č. 8 Tepelná bilance výhřevných ploch
Tabulka č. 9 Rozměry roštu a spalovací komory
Tabulka č. 10 Rozměry II. tahu kotle
Tabulka č. 11 Vlastnosti spalín při střední teplotě v prázdném tahu [3]
Tabulka č. 12 Rozměry obrátové komory kotle
Tabulka č. 13 Vlastnosti spalín při střední teplotě v obrátové komoře [3]
Tabulka č. 14 Rozměry přehříváku P3
Tabulka č. 15 Vlastnosti páry při střední teplotě P3 [7][8]
Tabulka č. 16 Vlastnosti spalín při střední teplotě v oblasti P3 [3]
Tabulka č. 17 Vlastnosti spalín při střední teplotě MS v oblasti P3 [3]
Tabulka č. 18 Rozměry přehříváku P2
Tabulka č. 19 Vlastnosti páry při střední teplotě P2 [7][8]
Tabulka č. 20 Vlastnosti spalín při střední teplotě v oblasti P2 [3]
Tabulka č. 21 Vlastnosti spalín při střední teplotě MS v oblasti P2 [3]
Tabulka č. 22 Rozměry přehříváku P1
Tabulka č. 23 Vlastnosti páry při střední teplotě P1 [7][8]
Tabulka č. 24 Vlastnosti spalín při střední teplotě v oblasti P1 [3]
Tabulka č. 25 Rozměry přehříváku E2
Tabulka č. 26 Vlastnosti vody při střední teplotě E2 [7][8]
Tabulka č. 27 Vlastnosti spalín při střední teplotě v oblasti E2 [3]
Tabulka č. 28 Rozměry přehříváku E1
Tabulka č. 29 Vlastnosti vody při střední teplotě E1 [7][8]
Tabulka č. 30 Vlastnosti spalín při střední teplotě v oblasti E1 [3]
Tabulka č. 31 Rozměry ohříváku vzduchu
Tabulka č. 32 Vlastnosti vzduchu v OVZ [7][8]
Tabulka č. 33 Vlastnosti vody v OVZ [7][8]
Tabulka č. 34 Teplotní přídatky dle ČSN EN 12952-3
Tabulka č. 35 Teploty povrchů teplosměnných ploch

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Základní výkresová dokumentace kotle