



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ DŘEVNÍ ŠTĚPKY
A KONTAMINOVANÉ BIOMASY 50T/H**

GRATE BIOMASS BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Vrána

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Jakub Vrána
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Martin Lisý, Ph.D.
Akademický rok:	2019/2020

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:

Roštový kotel na spalování dřevní štěpky a kontaminované biomasy 50t/h

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na návrh kotle na spalování kontaminovaného dřeva a dřevní štěpky v hmotnostním poměru 60/40 %.

Bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle. Parametry kotle: výkon kotle 50 t/h, tlak přehřáté páry 4,2 MPa, teplota přehřáté páry 420 °C. Teplota napájecí vody bude výstupem práce. 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.

Stanovit optimální teplotu napájecí vody.

Určit tlakové ztráty na straně spalin i média.

Seznam doporučené literatury:

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

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem roštového parního kotle o výkonu 50 t/h. Palivem je směs dřevní štěpky a kontaminované biomasy. Výstupní parametry páry jsou 4,2 MPa a 420°C. Stechiometrické a tepelné výpočty vychází ze zadaného složení paliva a parametrů výstupní páry. Teplosměnné plochy kotle, dimenzované na základě tepelných výpočtů, jsou znázorněny ve schématu kotle, který je přílohou této práce. V návrhu kotle jsou kvůli vyššímu obsahu chloru v palivu zohledněna i předběžná protikorozní opatření. V závěru práce jsou stanoveny aerodynamické a hydraulické ztráty a ověřen rosný bod spalin.

Klíčová slova

roštový kotel, kontaminovaná biomasa, dřevní štěpka, vysokoteplotní chlorová koroze

ABSTRACT

This master thesis deals with design of grate biomass boiler with 50 t/h power. A fuel of the boiler is a mixture of contaminated biomass and woodchips. The boiler produces steam with parameters of 4,2 MPa and 420 °C. Stoichiometric and thermal calculations are based on given fuel composition and output steam parameters. Heat exchangers are designated in accordance with the calculations. General drawing of the boiler is attached to this document. Anti-corrosion measures are considered, due to chlorine content in biomass. Hydraulic and aerodynamic losses and dew point of the flue gas is calculated in the end.

Key words

grate boiler, contaminated biomass, wood chips, high temperature chlorine corrosion

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VRÁNA, Jakub. *Roštový kotel na spalování dřevní štěpky a kontaminované biomasy 50t/h*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124417>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem Diplomovou práci na téma **Roštový kotel na spalování dřevní štěpky a kontaminované biomasy 50 t/h** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je přílohou této práce.

.....
Datum

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

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

Obsah

ÚVOD.....	11
1 Koncepce parního kotle.....	12
2 Přípravné výpočty.....	13
2.1 Přepočet paliva na původní stav.....	13
2.2 Výpočet minimálního množství vzduchu.....	15
2.3 Výpočet entalpie spalin a vzduchu.....	16
2.4 I-t diagram spalin.....	18
3 Tepelná bilance kotle.....	19
3.1 Teplo přivedené do kotle.....	19
3.2 Ztráty kotle.....	19
3.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích.....	19
3.2.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků.....	20
3.2.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách.....	21
3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí.....	21
3.2.5 Ztráta fyzickým teplem spalin.....	21
3.3 Tepelná účinnost kotle.....	21
3.4 Výrobní teplo páry a množství paliva.....	21
4 Návrh I. tahu.....	22
4.1 Legislativa konstrukce spalovacích zařízení.....	22
4.2 Tepelný výpočet spalovací komory.....	22
4.3 Rozměrový návrh spalovací komory.....	28
4.4 Tepelný výkon ohniště.....	29
5 Tepelná bilance výhřevných ploch.....	30
5.1 Přehřívák 3.....	30
5.2 Přehřívák 2.....	31
5.3 Přehřívák 1.....	31
5.4 Závěsné trubky.....	32
5.5 Výparník.....	33
5.6 Ekonomizér.....	33
5.7 Celkový tepelný výkon kotle.....	34
6 Návrh II. tahu.....	35
6.1 Rozměrový návrh.....	35
6.2 Tepelný výpočet.....	37
7 Návrh III. tahu.....	40
7.1 Koncepce tahu.....	40
7.2 Rozměry závěsných trubek.....	40
7.3 Obratová komora.....	42
7.4 Úsek s přehřívákem P2.....	52
7.5 Úsek s přehřívákem P3.....	60
7.6 Úsek s přehřívákem P1.....	68
7.7 Úsek s ekonomizérem E7, 8.....	76
7.8 Návrh výstupního kanálu ze III. tahu.....	84
8 Návrh IV. tahu.....	85

8.1	Koncepce tahu	85
8.2	Úsek s ekonomizérem E1-6.....	85
9	Návrh ohříváku vzduchu	90
9.1	Konstrukční návrh	90
9.2	Tepelný výpočet OVZ.....	92
10	Návrh rozměru bubnu	95
11	Návrh zavodňovacího a převáděcího potrubí.....	96
11.1	Návrh potrubí výparníku	96
11.2	Návrh převáděcího potrubí teplosměnných ploch.....	98
12	Aerodynamický výpočet kotle	99
12.1	Ztráty v I. tahu	99
12.2	Ztráty v II. tahu.....	101
12.3	Ztráty ve III. tahu.....	102
12.4	Ztráty ve IV. tahu	105
12.5	Celková tahová ztráta kotle	107
13	Hydraulický výpočet	108
13.1	Hydraulické ztráty v P2.....	108
13.2	Hydraulické ztráty v P3.....	109
13.3	Hydraulické ztráty v P1	110
13.4	Hydraulické ztráty v E7,8.....	111
13.5	Hydraulické ztráty v závěsných trubkách	113
13.6	Hydraulické ztráty v ohříváku vzduchu	114
13.7	Hydraulické ztráty převáděcího potrubí	114
13.8	Celková hydraulická ztráta.....	116
14	Tepelná bilance	117
15	Kontrola koroze.....	119
15.1	Nízkoteplotní koroze	119
15.2	Vysokoteplotní koroze	120
	ZÁVĚR	122
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	123
	SEZNAM OBRÁZKŮ	130
	SEZNAM TABULEK.....	131
	SEZNAM PŘÍLOH.....	132

ÚVOD

Současná energetika se ubírá směrem snižování emisí CO₂ a postupným nahrazováním fosilních zdrojů energie za zdroje obnovitelné. Za účelem ochrany klimatu si klade Evropský parlament za cíl do roku 2030 snížit skleníkové emise o 40 % oproti roku 1990 [11]. Klíčovým faktorem bude zvýšení podílu obnovitelných zdrojů v produkci energie, která je zodpovědná za většinu emisí skleníkových plynů v EU [12].

V České republice tvoří Obnovitelné zdroje energie přibližně 15% podílu na výrobě energie [13]. Vedle solární a větrné energie diskutované zejména kvůli využitelnosti za nepříznivých klimatických podmínek jsou dalšími obnovitelnými zdroji v ČR voda, bioplyn a biomasa.

Dominantním obnovitelným zdrojem je v ČR pevná biomasa tvořená palivovým dřevem, dřevním odpadem, briketami, peletami a rostlinnými materiály [14]. Při pěstování přijme biomasa stejné množství CO₂ jako se uvolní při jejím spalování, a proto je považována za CO₂ neutrální [15]. Většinová spotřeba biomasy je v domácnostech. V průmyslu se biomasa přímo spaluje za účelem získání tepla a elektrické energie, nebo se dále zpracovává na další energetické produkty například pomocí pyrolýzy a zplyňování. Dle Vnitrostátního plánu České republiky v oblasti energetiky a klimatu by se měla spotřeba energie na vytápění z biomasy mimo domácnosti navýšit z 26 631 TJ (2016) na 36 723 TJ (2030) [16].

Pro uspokojení poptávky po energii z biomasy je nutné provozovat a navrhovat zařízení spalující tento typ paliva podle aktuálních nařízení. Cílem této práce je návrh roštového kotle spalující kontaminovanou biomasu a dřevní štěpku s ohledem na současnou legislativu o přípustné úrovni znečištění ovzduší.

1 Koncepce parního kotle

Kotel je koncipován jako bubnový roštový kotel s přirozenou cirkulací parovodní směsi ve výparníku. Spalovaným palivem je kontaminovaná biomasa a dřevní štěpka v poměru 60/40 %. Výstupem z kotle je pára o požadovaných parametrech 4,2 MPa a 420 °C. Teplota napájecí vody je stanovena na 5 MPa a 120 °C. Regulace páry probíhá dvěma vstříky napájecí vody. První vstřík je mezi přehříváky P1 a P2, druhý pak mezi P2 a P3. Kotel je tvořen čtyřmi vertikálními tahy, z čehož první tři jsou chlazeny membránovou stěnou výparníku.

Ve spalovací komoře se nachází pásový rošt s pneumatickým pohazováním paliva. Jemnější část paliva shoří ještě za letu, zatímco těžší kusy dopadají blíže pohazovači. Horní část roštu se posunuje směrem od podavače a odvádí škváru do výsypky. Výška spalovací komory je navržena s ohledem na délku trajektorie částice spalin tak, aby byla zajištěna dostatečná teplota a čas pobytu spalin ve spalovací komoře. Spodní část spalovací komory je tvořena šamotovou vyzdívkou kvůli zajištění optimální teploty na konci tahu a zároveň slouží jako ochrana proti korozi varnic. V komoře je také umístěn stabilizační plynový hořák, který se zapne, pokud teplota spalin na konci tahu klesne pod 850 °C. Na konci tahu se nachází okno pro vstup spalin do druhého tahu.

Druhý tah je uvnitř prázdný a je tvořen pouze membránovou stěnou výparníku kvůli dostatečnému vychlazení spalin. Na konci druhého tahu je okno vedoucí spaliny do tahu třetího.

Třetí tah je opět tvořen membránovou stěnou. Na začátku tahu je obratová komora a výsypka, odkud je odloučený popílek dopravován šnekovým dopravníkem zpět do spalovací komory. Z obratové komory proudí spaliny skrz svazky přehříváků, které jsou navrženy a uspořádány s ohledem na možnou vysokoteplotní korozi, kvůli vyššímu obsahu chloru v palivu. Přehříváky páry jsou upevněny na chlazených závěsných trubkách. Na konci tahu jsou svazky ekonomizéru, odkud proudí spaliny oknem do čtvrtého tahu.

Čtvrtý tah je tvořen nechlazeným plechovým kanálem a je vyplněn svazky ekonomizéru zavěšených na nechlazených trubkách. Na konci tahu je výsypka a okno pro odvod spalin do komínu.

Primární vzduch je předehříván na teplotu 185 °C vodou z ekonomizéru v ohříváku vzduchu. Ten je umístěn mimo oblast kotle z důvodu předcházení nízkoteplotní koroze na poslední teplosměnné ploše.

Tepelné výpočty jsou provedeny podle literatury Budaj F., *Parní kotle* [1], pokud není v textu psáno jinak. Tahové a tlakové ztráty jsou počítány podle Černý V., *Parní kotle* [2]. Parametry páry a vody jsou určeny pomocí softwaru *XSteam* [6] a *Steam Tables* [7].

2 Přípravné výpočty

2.1 Přepočítání paliva na původní stav

Zadané palivo kotle je složeno z kontaminovaného dřeva (viz Tab. 2.1) a dřevní štěpky (viz Tab. 2.2) v poměru 60/40 %. Stechiometrické výpočty jsou provedeny dle [1].

Tab. 2.1 Složení kontaminovaného dřeva

Značení	Hmotnostní obsah [%]	Hmotnostní obsah [-]
C^{daf}	52,92	0,5292
N^{daf}	1	0,01
S^{daf}	0,78	0,0078
A^d	3,73	0,0373
H^{daf}	5	0,05
O^{daf}	40,3	0,403
W^r	25	0,25
Cl^{daf}	max. 0,5	0,005
Výhřevnost kontaminovaného dřeva [MJ/kg]		
Q_i^r	13	

Tab. 2.2 Složení dřevní štěpky

Značení	Hmotnostní obsah [%]	Hmotnostní obsah [-]
C^r	26,21	0,2621
N^r	0,23	0,0023
S^r	0,02	0,0002
A^r	1	0,01
H^r	2,94	0,0294
O^r	19,6	0,196
W	50	0,5
Cl^r	max. 0,02	0,0002
Výhřevnost dřevní štěpky [MJ/kg]		
Q_i^r	8,5	

Pro stechiometrické výpočty je třeba přepočítat kontaminované dřevo na původní stav. Přepočítání popela z bezvodého stavu A^d na stav původní A^r :

$$A^r = \frac{100 - W_t^r}{100} \cdot A^d \quad (2.1)$$

$$A^r = \frac{100 - 25}{100} \cdot 3,73 = 2,7975 \%$$

Přepočítání kontaminovaného dřeva na původní stav r ze stavu hořlaviny daf :

$$r = \frac{100 - W_t^r - A^r}{100} \cdot daf \quad (2.2)$$

$$C^r = \frac{100 - W_t^r - A^r}{100} \cdot C^{daf} \quad (2.3)$$

$$C^r = \frac{100 - 25 - 1}{100} \cdot 52,92 = 38,2096 \%$$

Stejným způsobem se přepočítá složení kontaminovaného dřeva na původní stav. Složení je uvedeno v Tab. 2.3.

Tab. 2.3 Přepočet kontaminovaného dřeva na původní stav

Značení	Hmotnostní obsah [%]	Hmotnostní obsah [-]
C ^r	38,2096	0,3821
N ^r	0,7220	0,00722
S ^r	0,5632	0,0056
A ^r	2,7975	0,0279
H ^r	3,6101	0,0361
O ^r	29,0976	0,2900
W	25,0000	0,2500
Cl ^r	max. 0,3610	0,0036

Hmotnostní poměr kontaminovaného dřeva a dřevní štěpky je v poměru 60/40 %.

Příklad výpočtu složek směsi pro uhlík:

$$C^r = 0,6 \cdot C_{kont.dřevo}^r + 0,4 \cdot C_{dřevní štěpka}^r \quad (2.4)$$

$$C^r = 0,6 \cdot 38,21 + 0,4 \cdot 26,21 = 33,4097 \%$$

Výsledné složení směsi paliva je uvedeno v následující tabulce.

Tab. 2.4 Složení směsi paliva

Značení	Hmotnostní obsah [%]	Hmotnostní obsah [-]
C ^r	33,4097	0,3341
N ^r	0,5252	0,0053
S ^r	0,3459	0,0035
A ^r	2,0785	0,0208
H ^r	3,3421	0,0334
O ^r	25,2986	0,2530
W	35,0000	0,3500
Cl ^r	max. 0,2246	0,0023
Výhřevnost směsi paliva [MJ/kg]		
Q _i ^r	11,2	

2.2 Výpočet minimálního množství vzduchu

Minimální množství kyslíku potřebného ke spálení 1 kg tuhého paliva:

$$O_{o_2 \min} = \frac{22,39}{12,01} C + \frac{22,39}{4,032} H_2 + \frac{22,39}{32,06} S - \frac{22,39}{32} O_2 \quad (2.5)$$

$$O_{o_2 \min} = \frac{22,39}{12,01} 0,3341 + \frac{22,39}{4,032} 0,0334 + \frac{22,39}{32,06} 0,0035 - \frac{22,39}{32} 0,2530$$

$$O_{o_2 \min} = 0,6338 \text{ m}_{o_2}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Minimální objemová spotřeba suchého vzduchu při dokonalém spálení 1 kg paliva:

$$O_{vz \min}^s = \frac{100}{21} \cdot O_{o_2 \min} = \frac{100}{21} \cdot 0,6338 = 3,0183 \text{ m}_{vzd}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad (2.6)$$

Minimální objemová spotřeba vlhkého vzduchu při dokonalém spálení 1 kg paliva:

$$O_{vz \min} = f \cdot O_{vz \min}^s \quad (2.7)$$

$$O_{vz \min} = 1,016 \cdot 3,0183 = 3,0666 \text{ m}_{vzd}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Uvažují se běžné klimatické podmínky při relativní vlhkosti 70 % a teplotě 20 °C. Podle [4] je možno volit $f = 1,016$.

Výpočet minimálního množství suchých spalin:

$$O_{sp \min}^s = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (2.8)$$

$$O_{sp \min}^s = 0,6296 + 0,0024 + 2,3600 + 0,0278 = 3,0197 \text{ m}_{spal}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Následující výpočty vzniklých objemů složek spalin jsou vztaženy na dokonalé spálení 1 kg paliva. Objem oxidu uhličitého ve spalinách:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{C}{100} + \frac{1}{100} \cdot 0,03 \cdot O_{vz \min}^s \quad (2.9)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{33,4097}{100} + \frac{1}{100} \cdot 0,03 \cdot 3,0183 = 0,6296 \text{ m}_{CO_2}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem oxidu siřičitého ve spalinách:

$$O_{SO_2} = \frac{22,26}{32,06} \cdot S \quad (2.10)$$

$$O_{SO_2} = \frac{22,26}{32,06} \cdot \frac{0,3459}{100} = 0,0024 \text{ m}_{SO_2}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem dusíku z hořlaviny a ze spalovacího vzduchu:

$$O_{N_2} = \frac{22,40}{28,013} \cdot \frac{N_2}{100} + \frac{1}{100} \cdot 78,05 \cdot O_{vz \min}^s \quad (2.11)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,40}{28,013} \cdot \frac{0,5252}{100} + \frac{1}{100} \cdot 78,05 \cdot 3,0183 = 2,3600 \text{ m}_{N_2}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem argonu ze spalovacího vzduchu:

$$O_{Ar} = \frac{1}{100} \cdot 0,92 \cdot O_{vz \min}^s \quad (2.12)$$

$$O_{Ar} = \frac{1}{100} \cdot 0,92 \cdot 3,0183 = 0,0278 \text{ m}_{Ar}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem vodní páry z hořlaviny paliva, z vlhkosti paliva a z vlhkosti spalovacího vzduchu:

$$O_{H_2O} = \frac{44,81}{4,032} \cdot \frac{H_2}{100} + \frac{22,41}{18,015} \cdot \frac{W^r}{100} + (f - 1) \cdot O_{vzmin}^s \quad (2.13)$$

$$O_{H_2O} = \frac{44,81}{4,032} \cdot \frac{3,3421}{100} + \frac{22,41}{18,015} \cdot \frac{35}{100} + (1,016 - 1) \cdot 3,0183 = 0,8804 \text{ m}_{H_2O}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Minimální objem vlhkých spalin:

$$O_{spmin} = O_{spmin}^s + O_{H_2O} \quad (2.14)$$

$$O_{spmin} = 3,0197 + 0,8804 = 3,9001 \text{ m}_{sp}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Skutečný objem vzduchu s přebytkem α :

$$O_{vz} = O_{vzmin} \cdot \alpha \quad (2.15)$$

$$O_{vz} = 3,0666 \cdot 1,4 = 4,2932 \text{ m}_{vz}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Přebytek vzduchu byl po odborné konzultaci s vedoucím práce na základě zkušeností s podobným typem zařízení stanoven jako $\alpha = 1,4$.

Skutečný objem spalin s přebytkem vzduchu α :

$$O_{sp} = O_{spmin} + O_{vzmin} \cdot (\alpha - 1) \quad (2.16)$$

$$O_{sp} = 3,9001 + 3,0666 \cdot (1,4 - 1) = 5,1267 \text{ m}_{sp}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

2.3 Výpočet entalpie spalin a vzduchu

Při výpočtu entalpie spalin se pracuje s dílčími složkami spalin vztažených na jednotku objemu vzniklou spálením 1 kg paliva. Vhodnější pojmenování je dle [4] tepelný obsah spalin.

Tab. 2.5 Entalpie složek spalin [1]

Entalpie složek spalin i [kJ/m ³]						
t [°C]	O2	CO2	N2	H2O	SO2	Ar
100	132	170	130	150	189	93
200	267	357	260	304	392	186
300	407	559	392	463	610	278
400	551	772	527	626	836	372
500	699	994	666	795	1070	465
600	850	1225	804	969	1310	575
700	1004	1462	948	1149	1550	650
800	1160	1705	1094	1334	1800	743
900	1318	1952	1242	1526	2050	834
1000	1477	2204	1392	1723	2305	928
1500	2294	3504	2166	2779	3590	1390
2000	3138	4844	2965	3926	4890	1855
2500	4007	6203	3779	5132	6200	2320
3000	4900	7600	4600	6300	7510	2780

Příklad výpočtu tepelného obsahu spalin s přebytkem vzduchu $\alpha=1,4$ pro 100 °C:

$$I_{sp} = I_{spmin} + (\alpha - 1) \cdot I_{vzmin} + I_{pop} \quad (2.17)$$

$$I_{sp} = 548,931 + (1,4 - 1) \cdot 398,4156 = 708,2817 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Tepelný obsah spalin při $\alpha=1$ pro 100 °C. Entalpie prvků jsou uvedeny v Tab. 2.5:

$$I_{spmin} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad (2.18)$$

$$I_{spmin} = 0,6296 \cdot 170 + 0,0024 \cdot 189 + 2,3600 \cdot 130 + 0,8804 \cdot 150 + 0,0278 \cdot 93$$

$$I_{spmin} = 548,9153 \text{ kJ}_{pal} \cdot \text{kg}$$

Tepelný obsah vzduchu při $\alpha = 1$ pro 100 °C:

$$I_{vzmin} = O_{vzmin} \cdot i_{vz} \quad (2.19)$$

$$I_{vzmin} = 3,0183 \cdot 132 = 398,4156 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{spal}^{-1}$$

Entalpie popílku ve spalinách I_{pop} se uvažuje pouze pokud procento popelovin splňuje následující nerovnost:

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot X_p} \quad (2.20)$$

Pro kotel s pásovým roštem a pohazováním je hodnota procenta popílku v úletu stanovena na $X_p = 40 \%$ [1].

$$1 > \frac{6 \cdot 11200}{41,8 \cdot 40}$$

$1 > 40,19 \rightarrow$ podmínka není splněna, I_{pop} se neuvažuje

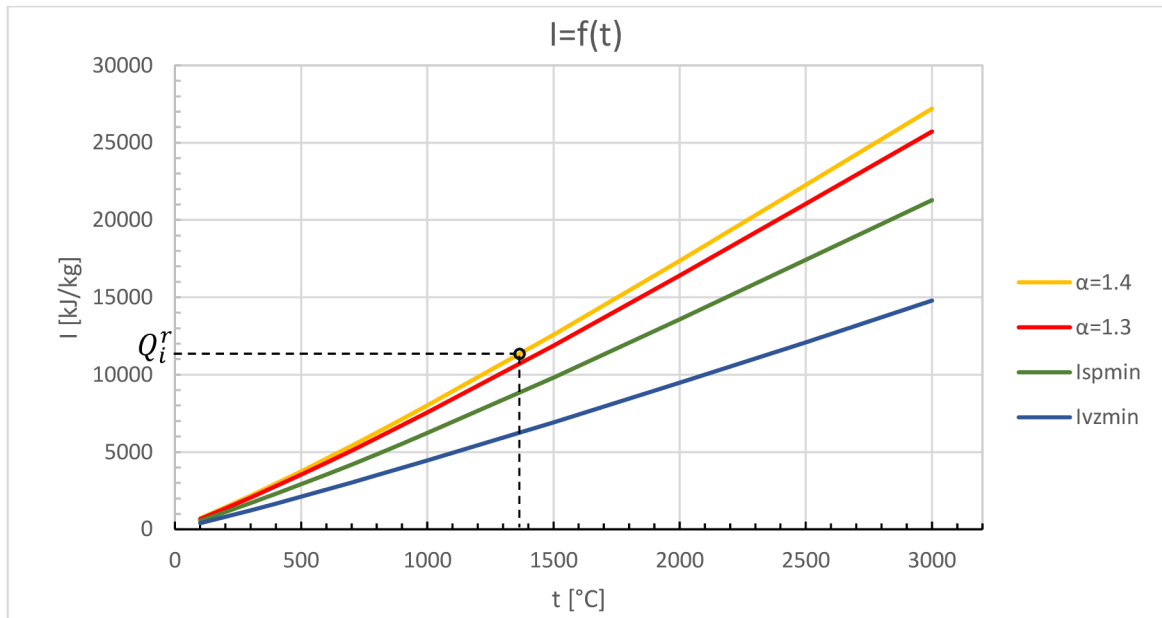
V následující tabulce jsou uvedeny tepelné obsahy pro různé teploty spalin a součinitele přebytku spalovacího vzduchu.

Tab. 2.6 Entalpie spalin a spalovacího vzduchu

t [°C]	$I_{sp,min} (\alpha=1)$ [kJ/kg]	$I_{vz,min}$ [kJ/kg]	$I_{sp} (\alpha=1,3)$ [kJ/kg]	$I_{sp} (\alpha=1,4)$ [kJ/kg]
100	548,9153	398,4161	668,4401	708,2817
200	1112,0884	805,8871	1353,8545	1434,4432
300	1693,8349	1228,4496	2062,3698	2185,2148
400	2293,1829	1663,0853	2792,1085	2958,4171
500	2912,9107	2109,7943	3545,8490	3756,8284
600	3540,8330	2565,5581	4310,5004	4567,0562
700	4191,0031	3030,3769	5100,1162	5403,1539
800	4854,5961	3501,2323	5904,9658	6255,0890
900	5531,5346	3978,1243	6724,9719	7122,7843
1000	6220,8381	4458,0346	7558,2485	8004,0519
1500	9811,4873	6923,9887	11888,6839	12581,0828
2000	13566,5532	9471,4370	16407,9843	17355,1280

2.4 I-t diagram spalín

Průsečík výhřevnosti paliva Q_i^r a objemu spalín O_{sp} při zvoleném přebytku vzduchu α udává přibližnou teplotu nechlazeného plamene. Pro $\alpha = 1,4$ a výhřevnost paliva $Q_i^r = 11200$ kJ odpovídá teplota přibližně 1400 °C (viz Obr. 2.1). Teplota nechlazeného plamene je později stanovena výpočtem (viz kapitola 4.2).



Obr. 2.1 I-t diagram spalín

3 Tepelná bilance kotle

3.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle, vztažené na 1 kg paliva:

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 11200 + 44,02 = 11244,02 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1)$$

Fyzické teplo paliva i_p se uvažuje, jestliže se palivo přehřívá mimo kotel, anebo je splněna následující podmínka obsahu vody:

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19 \cdot 150} \quad (3.2)$$

$$35 \geq \frac{11200}{4,19 \cdot 150}$$

$35 \geq 17 \rightarrow$ podmínka je splněna, je třeba uvažovat fyzické teplo paliva i_p

Měrná tepelná kapacita tuhého paliva:

$$c_p = c_w \cdot \frac{W_t^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W_t^r}{100} \quad (3.3)$$

$$c_p = 4,19 \cdot \frac{35}{100} + 1,13 \cdot \frac{100 - 35}{100} = 2,201 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$c_w = 4,19 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ - měrná tepelná kapacita vody

$c_{su} = 1,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ - měrná tepelná kapacita sušiny podobná hnědému uhlí

$t_p = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ - předpokládaná teplota v kotelně

$$i_p = c_p \cdot t_p = 2,201 \cdot 20 = 44,02 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4)$$

3.2 Ztráty kotle

3.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

Na základě konzultace s vedoucím práce, bylo určeno hmotnostní procento popela v tuhých zbytcích X_i a odhadnuty teploty v kotli t_i (viz Tab. 3.1). Procento hořlaviny C_i a měrné teplo uvažovaného druhu tuhých zbytků c_i bylo odečteno z podkladů práce [1].

Tab. 3.1 Ztráty mechanickým nedopalem

	C_i [%]	X_i [-]	t_i [$^\circ\text{C}$]	c_i [kJ/kgK]
ztráta na roštu	3	60	300	0,879
výsypka 2/3. tah	25	0	500	0,917
výsypka 4. tah	25	15	160	0,8308
úlet	25	25	160	0,8308

Celková ztráta mechanickým nedopalem je součtem dílčích ztrát:

$$z_c = z_{cs} + z_{cp} + z_{cú} + z_{cr} \quad (3.5)$$

Jednotlivé ztráty se spočítají jako:

$$z_{ci} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \quad (3.6)$$

$Q_{ci} = 32600$ kJ/kg je výhřevnost hořlaviny tuhých zbytků podle [1].

Ztráta mechanickým nedopalem ve škváře:

$$z_{cs} = \frac{3}{100 - 3} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{2,08}{11244,02} \cdot 32600 = 0,1118 \%$$

Ztráta mechanickým nedopalem popílku ve výsypce mezi 2. a 3. tahem je nulová, kvůli recirkulaci popílku zpět do spalovací komory. $z_{cp1} = 0$

Ztráta mechanickým nedopalem popílku ve výsypce 4.tahu:

$$z_{cp2} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{2,08}{11244,02} \cdot 32600 = 0,3013 \%$$

Ztráta mechanickým nedopalem v úletu:

$$z_{cú} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{25}{100} \cdot \frac{2,08}{11244,02} \cdot 32600 = 0,5022 \%$$

Ztráta roštovým propadem $z_{cr} \sim 0$. Na základě konzultace s vedoucím práce bylo stanoveno, že ztráta roštovým propadem je zanedbatelná v porovnání s ostatními ztrátami a ve výpočtu se neuvažuje.

Výsledná ztráta mechanickým nedopalem z rovnice 3.5:

$$z_c = 0,1118 + 0,3013 + 0,5022 = 0,9153 \%$$

3.2.2 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků je součtem dílčích ztrát.

$$z_f = z_{fs} + z_{fp} + z_{fú} + z_{fr} \quad (3.7)$$

Jednotlivé ztráty se spočítají jako:

$$z_{fi} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^r} \cdot c_i \cdot t_i \quad (3.8)$$

Ztráta fyzickým teplem škváry:

$$z_{fs} = \left(\frac{60}{100 - 3} \right) \cdot \frac{2,08}{11244,02} \cdot 0,879 \cdot 300 = 0,0302 \%$$

Ztráta fyzickým teplem popílku ve výsypce druhého tahu je nulová. Popílek se vrací zpět do prvního tahu šnekovým dopravníkem. $z_{fs1} = 0$

Ztráta fyzickým teplem popílku ve výsypce čtvrtého tahu:

$$z_{fs2} = \left(\frac{15}{100 - 25} \right) \cdot \frac{2,08}{11244,02} \cdot 0,8308 \cdot 160 = 0,0049 \%$$

Ztráta fyzickým teplem popílku v úletu:

$$z_{fú} = \left(\frac{25}{100 - 25} \right) \cdot \frac{2,08}{11244,02} \cdot 0,8308 \cdot 160 = 0,0082 \%$$

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků se spočítá z rovnice (3.7):

$$z_f = 0,0302 + 0,0049 + 0,0082 = 0,0433 \%$$

3.2.3 Ztráta hořlavinou ve spalinách

Ztráta hořlavinou ve spalinách (tzv. chemickým nedopalem) byla určena na základě konzultace jako $z_{co} = 0,5\%$.

3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta byla stanovena na základě konzultace s vedoucím práce podle ČSN EN 12952-15 jako $z_{so} = 1,026\%$.

3.2.5 Ztráta fyzickým teplem spalin

$$z_k = (100 - z_c) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_P^P} \quad (3.9)$$

$$z_k = (100 - 0,9153) \cdot \frac{1143,9786 - 111,5565}{11244,02} = 8,5315\%$$

Kde I_{SP} je entalpie odchozích spalin při 160 °C a I_{VZ} je entalpie vzduchu při $\alpha = 1,4$ při teplotě okolí zvolené jako 20°C. Hodnoty entalpií jsou odečteny interpolací teplot z Tab. 2.6.

$$I_{VZ} = I_{VZmin} \cdot \alpha \quad (3.10)$$

$$I_{VZ} = 79,6832 \cdot 1,4 = 111,5565 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie vzduchu při 20 °C $I_{VZmin} = 79,6832 \text{ kJ/kg}$ (Tab. 2.6).

3.3 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - \sum z_i = 100 - z_c - z_f - z_{cn} - z_{so} - z_k \quad (3.11)$$

$$\eta_k = 100 - 0,9153 - 0,0433 - 0,50 - 1,026 - 8,5315 = 88,98\%$$

3.4 Výrobní teplo páry a množství paliva

Pro 420 °C a 4,2 MPa je entalpie přehřáté páry $i_{pp} = 3258,2 \text{ kJ/kg}$ [6]. Teplota a tlak napájecí vody byla stanovena po rozpravě s vedoucím práce na $t_{nv} = 120 \text{ °C}$ a $p_{nv} = 5 \text{ MPa}$. Dostatečná teplota napájecí vody je ověřena v kapitole 15.1. Pro tyto parametry $i_{nv} = 507,17 \text{ kJ/kg}$. Množství odluhu M_o z bubny bylo na konzultaci stanoveno méně než 2 % a proto se podle [1] ve výpočtu (3.12) neuvažuje.

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_o \cdot (i_o - i_{nv}) \quad (3.12)$$

$$Q_v = \frac{50}{3,6} \cdot (3258,2 - 507,17) + 0 = 38208,75 \text{ kW}$$

Kde M_{pp} [kg/s] je zadaný parní výkon kotle.

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_P^P \cdot \frac{\eta_k}{100}} = \frac{38208,75}{11244,02 \cdot \frac{88,98}{100}} = 3,8188 \text{ kg/s} \quad (3.13)$$

Množství skutečně spáleného paliva:

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 3,8188 \cdot \left(1 - \frac{0,9153}{100}\right) = 3,7839 \text{ kg/s} \quad (3.14)$$

4 Návrh I. tahu

4.1 Legislativa konstrukce spalovacích zařízení

Konstrukce a provoz spalovacích zařízení se řídí aktuálními nařízeními o přípustném znečišťování ovzduší. Výška spalovací komory se určí podle podmínek stanovených ve vyhlášce č. 415/2012 Sb.: „*Stacionární zdroje tepelně zpracovávající odpad se konstruují a provozují způsobem, který zaručuje (...) že odpadní plyn je za posledním přívodem spalovacího vzduchu řízeným způsobem ohřát ve všech místech profilu toku odpadního plynu, a to i za nejméně příznivých podmínek, na teplotu nejméně 850 °C po dobu nejméně dvou sekund*“ [5].

Dále ve vyhlášce stojí: „*ve spalovně odpadu se automaticky zapne nejméně jeden pomocný hořák (...) během uvádění stacionárního zdroje tepelně zpracovávajícího odpad do provozu a jeho odstavování (...) pokud teplota odpadního plynu po posledním vstříku spalovacího vzduchu poklesne pod stanovenou teplotu 850 °C*“ [5]. Proto je nutné vybavit spalovací komoru plynovým stabilizačním hořákem, který se zapne při poklesu teploty pod 850 °C.

Pro dosažení předepsané teploty na konci tahu je oblast ohniště vyzděna šamotovou vyzdívkou z důvodu optimalizace přestupu tepla do membránové stěny.

Na základě výše zmíněných poznatků je proveden tepelný výpočet a geometrický návrh spalovací komory.

4.2 Tepelný výpočet spalovací komory

Průřezové zatížení roštu q_s bylo na základě konzultace stanoveno na 2MW/m². Z této hodnoty lze vypočítat požadovanou plochu roštu.

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_{ro}} \quad (4.1)$$

Rovnice pro teoretický obsah roštu:

$$S_{ro}^{teor} = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{3,8188 \cdot 11200}{2000} = 21,3852 \text{ m}^2$$

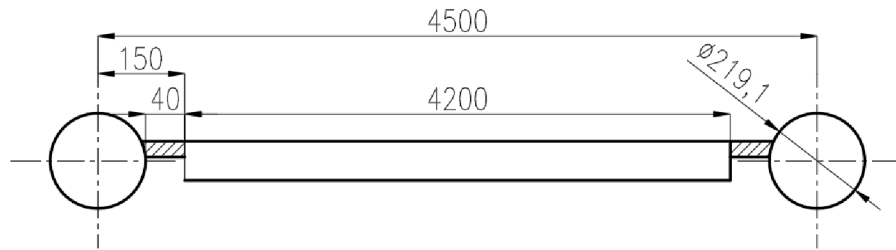
Skutečná plocha roštu je pak součinem stanovených rozměrů:

$$S_{ro} = a_{ro} \cdot b_{ro} = 5,13 \cdot 4,2 = 21,546 \text{ m}^2 \quad (4.2)$$

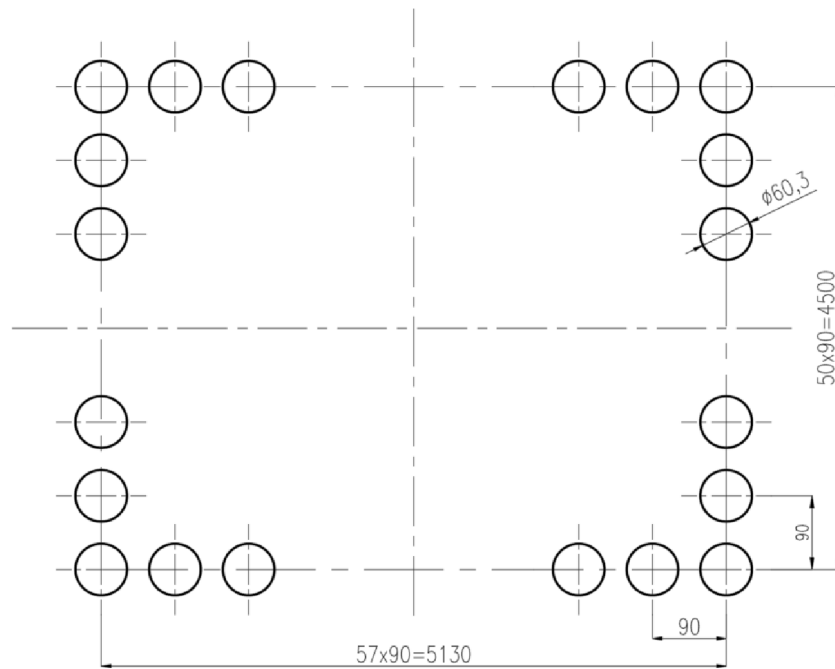
Podle vypočítané plochy roštu byly stanoveny rozměry ohniště. Spalovací komora je tvořena membránovými stěnami s vnějším průměrem membránových trubek 60,3mm a roztečí 90 mm. Délka roštu a_{ro} je shodná s délkou spalovací komory. Šířka spalovací komory je oproti šířce roštu širší o průměr zavodňovací trubky a těsnění mezi rostem a zavodňovací trubkou. Rozměry stěn spalovací komory byly voleny jako násobky rozteče membránových trubek (viz Obr. 4.1 a Tab. 4.1).

Tab. 4.1 Rozměry roštu a ohniště

Rozměry ohniště [m]		
Délka roštu	a_{ro}	5,13
Délka spalovací komory	a	5,13
Šířka roštu	b_{ro}	4,2
Šířka spalovací komory	b	4,5
Průměr zavodňovací komory	D_z	0,2191
Průměr varných trubek	D_v	0,0603
Šířka těsnění	t_t	0,04045



Obr. 4.1 Příčný řez roštem



Obr. 4.2 Půdorysný řez spalovací komory

Pokud je známa skutečná rychlost spalin, minimální přípustná teplota spalin na konci spalovací komory a minimální čas setrvání spalin v komoře (podle kapitoly 4.1), lze dopočítat minimální délku dráhy spalin v komoře l_{sp} :

$$l_{sp} = w_{sp} \cdot t_{min} = 6,4918 \cdot 2 = 12,9836 \text{ m} \quad (4.3)$$

$$w_{sp} = w_{SP}^{stř} \cdot k = 4,3279 \cdot 1,5 = 6,4919 \text{ m/s} \quad (4.4)$$

Pro skutečnou rychlost spalin je třeba znát střední rychlost spalin a rychlostní koeficient. Koeficient rychlosti $k = 1,5$ zohledňuje vyšší rychlost v ose profilu proudění spalin a byl zvolen na základě konzultace s vedoucím práce.

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{S_{ko}} = \frac{M_{SP}^{skut}}{a \cdot b} = \frac{99,9087}{5,13 \cdot 4,5} = 4,3279 \text{ m/s} \quad (4.5)$$

Objemový tok spalin při střední teplotě v komoře:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (4.6)$$

$$M_{SP}^{skut} = 19,3989 \cdot \left(\frac{1133,6355 + 273,15}{273,15} \right) = 99,9087 \text{ m}^3/\text{s}$$

Objemový tok spalin při teplotě 20 °C:

$$M_{sp} = M_{pv} \cdot O_{SP} = 3,7839 \cdot 5,1267 = 19,3989 \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.7)$$

Střední teplota spalin ve spalovací komoře:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_a + t_{oh}}{2} = \frac{1409,271 + 858}{2} = 1133,6355 \text{ °C} \quad (4.8)$$

Teplota na konci ohniště t_{oh} musí být minimálně 850 °C. Z důvodu rezervy je voleno 858 °C. Teplota nechlazeného plamene t_a je teoretická teplota, které by bylo dosaženo dokonalým spálením paliva za předpokladu, že odvedené teplo ve spalinách a do stěn ohniště je nulové, tedy že děj je adiabatický. Zjistí se z uvolněného tepla I_U ve spalovací komoře.

$$I_U = Q_P^p \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_c - z_{fs}}{100 - z_c} + Q_{VZ} \quad (4.9)$$

$$I_U = 11244,02 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0,9153 - 0,0302}{100 - 0,9153} + 569,0649 = 11752,9239 \text{ kJ/kg}$$

Pro $I_U = 11752,9239 \text{ kJ/kg}$ odpovídá teplota nechlazeného plamene 1409,271 °C. Hodnoty teplot a entalpií jsou určeny lineární interpolací z Tab. 2.6. Q_{VZ} je teplo přivedené do kotle se vzduchem. Primární vzduch je ekonomizérem ohřátý na teplotu 185 °C. Sekundární a pohazovací vzduch má teplotu okolí 20 °C. Primární vzduch tvoří 45 % a sekundární a pohazovací vzduch dohromady 55 % z celkového množství přivedeného vzduchu.

$$Q_{VZ} = \alpha \cdot (0,45 \cdot I_{VZ,min}^{185^\circ\text{C}} + 0,55 \cdot I_{VZ,min}^{20^\circ\text{C}}) \quad (4.10)$$

$$Q_{VZ} = 1,4 \cdot (0,45 \cdot 744,7664 + 0,55 \cdot 79,6832) = 569,0649 \text{ kJ/kg}$$

Spaliny opouští spalovací komoru v horní části komory oknem, jehož rozměry se spočítaly následovně. Rychlost spalin v okně byla doporučena vedoucím práce jako 7 m/s.

$$h_{ok} = \frac{M_{SP}^{skut}}{w_{SP} \cdot b} = \frac{19,3989 \cdot \left(\frac{859 + 273,15}{273,15}\right)}{7 \cdot 4,5} = 2,5502 \doteq 2,6 \text{ m} \quad (4.11)$$

Teplota spalin na konci ohniště se počítá podle Gurvičova poloempirického vzorce. Tento vztah je založen na teorii podobnosti v tepelných procesech ve spalovací komoře.

$$\theta_o = \frac{T_{oh}}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} \quad (4.12)$$

T_{oh} [K] - absolutní teplota na výstupu z ohniště

T_a [K] - teoretická teplota při adiabatickém spalování

Úpravou vztahu (4.12) je vyjádřena teplota na konci ohniště:

$$t_{oh}^{skut} = \frac{t_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1409,271 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,7716}{1,0612}\right)^{0,6}} - 273,15 = 858,7341 \text{ °C}$$

Teplota na výstupu ohniště t_{oh}^{skut} se blíží požadované teplotě t_{ok} s rozdílem 0,7 °C.

Ověření podmínky pro použití Gurvičova vzorce:

$$\theta_o = \frac{T_o}{T_a} \leq 0,9 \quad (4.13)$$

$$\frac{858,7341 + 273,15}{1409,271 + 273,15} = 0,672 \leq 0,9 \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

Součinitel M pro spalování tuhých paliv v roštových ohništích:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_o = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 [-] \quad (4.14)$$

Kde x_o je poměrná výška maximální teploty plamene. Pro roštová ohniště s tenkou vrstvou se dle [1] volí $x_o = 0$.

Boltzmanovo číslo B_o :

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{SP} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (4.15)$$

$$B_o = \frac{0,9886 \cdot 3,7839 \cdot 9,0475}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,2715 \cdot 431,37 \cdot (1409,271 + 273,15)^3} = 1,0657 [-]$$

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_k + z_{so}} = 1 - \frac{1,026}{88,98 + 1,026} = 0,9886 [-] \quad (4.16)$$

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

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = \frac{I_U - I_{oh}}{t_a - t_{oh}} = \frac{11752,92386 - 6765,2938}{1409,271 - 858} \quad (4.17)$$

$$\overline{O_{SP} \cdot c} = 9,0475 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední hodnota součinitele tepelné vodivosti:

$$\bar{\psi} = \frac{\sum x_i \cdot \xi_i \cdot F_i}{F_{st}} = \frac{x \cdot (\xi_{MS} \cdot F_{MS} + \xi_V \cdot F_V)}{F_{st}} \quad (4.18)$$

$$\psi = \frac{1 \cdot (0,45 \cdot 221,319 + 0,1 \cdot 175,266)}{431,37} = 0,2715 [-]$$

$x_i = 1 [-]$ - úhlový součinitel pro jednořadé stěny z hladkých trubek

$\xi_{MS} = 0,45 [-]$ - součinitel zanesení stěn ohniště s hladkými trubkami

$\xi_V = 0,1 [-]$ - součinitel zanesení stěn šamotové vyzdívky

Celkový povrch stěn spalovací komory:

$$F_{st} = 2 \cdot (a \cdot b + a \cdot h_{ko} + b \cdot h_{ko}) \quad (4.19)$$

$$F_{st} = 2 \cdot (5,13 \cdot 4,5 + 5,13 \cdot 20 + 4,5 \cdot 20) = 431,37 \text{ m}^2$$

Povrch stěn vyzdívky:

$$F_v = 2 \cdot h_v \cdot (a + b) = 2 \cdot 9,1 \cdot (4,5 + 5,13) = 175,266 \text{ m}^2 \quad (4.20)$$

Kde h_v [m] je výška šamotové vyzdívky.

Povrch membránové stěny:

$$F_{MS} = b \cdot (h_{ko} - h_{ok} - h_v) + 2 \cdot a \cdot (h_{ko} - h_v) + b \cdot (h_{ko} - h_v) + a \cdot b \quad (4.21)$$

$$F_{MS} = 4,5 \cdot (20 - 2,6 - 9,1) + 2 \cdot 5,13 \cdot (20 - 9,1) + 4,5 \cdot (20 - 9,1) + 4,5 \cdot 5,13$$

$$F_{MS} = 221,319 \text{ m}^2$$

Stupeň černosti pro roštová ohniště:

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (4.22)$$

$$a_o = \frac{0,45 + (1 - 0,45) \cdot \frac{21,546}{431,37}}{1 - (1 - 0,45) \cdot (1 - 0,2715) \cdot \left(1 - \frac{21,546}{431,37}\right)} = 0,7716 [-]$$

Plocha hořící vrstvy R:

$$R = S_{ro} = a_{ro} \cdot b_{ro} = 5,13 \cdot 4,2 = 21,546 \text{ m}^2 \quad (4.23)$$

Efektivní stupeň černosti plamene:

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,5563 \cdot 0,1 \cdot 3,8531} = 0,4510 [-] \quad (4.24)$$

p – tlak v ohništi, jedná se o ohniště bez přetlaku, proto se podle [1] volí p=0,1 MPa

Účinná tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{a \cdot b \cdot h_{ko}}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{5,13 \cdot 4,5 \cdot 20}{431,37} = 3,8531 \text{ m} \quad (4.25)$$

Kde V_o [m^3] je aktivní objem ohniště a F_{st} [m^2] je celkový povrch stěn ohniště.

Součinitel zeslabení sálení pro spalování tuhých paliv je následující:

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot k_1 \cdot k_2 \quad (4.26)$$

$$k = 4,4718 \cdot 0,2950 + 0,0538 \cdot 1,6217 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 1,5564 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Součinitelé stanoveny pro roštová ohniště dle [1] jako $k_1 = 0,5$, $k_2 = 0,03$ a $k_k = 1$.

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{ok}}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (4.27)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 3,8531}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{858 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2950$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 1,3191 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Kde r_{SP} , r_{H_2O} a r_{RO_2} jsou objemové části tříatomových plynů o parciálním tlaku p_{SP} .

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,8804}{5,1267} = 0,1717 [-] \quad (4.28)$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,0024 + 0,6296}{5,1267} = 0,1233 [-] \quad (4.29)$$

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,2950 [-] \quad (4.30)$$

Celkový parciální tlak tříatomových plynů:

$$p_{SP} = p \cdot r_{SP} = 0,1 \cdot 0,2950 = 0,0295 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

Kde $p = 0,1$ MPa pro kotle bez přetlaku v ohništi.

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi:

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_{oh}^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(858 + 273.15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,6217 \quad (4.32)$$
$$k_p \cdot \mu = 0,0871 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Střední efektivní průměr částic popílku $d = 20 \mu\text{m}$.

Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10 \cdot 2,0785}{5,1267} \cdot \frac{25}{100} = 1,6217 \text{ [g/m}^3\text{]} \quad (4.33)$$

4.3 Rozměrový návrh spalovací komory

Po výpočtu minimální dráhy spalin v ohništi $l_{sp} = 12,9482 \text{ m}$ (viz rovnice 4.3) a ověření, že teplota na konci ohniště vypočtená na základě Gurvičova vztahu se blíží teplotě požadované $t_{oh}=858 \text{ °C}$, je možno přistoupit k návrhu výšky tahu. Vychází se z následujících poznatků:

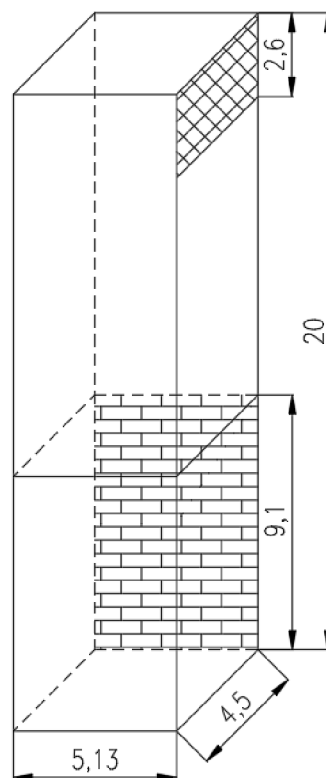
- Minimální dráha spalin v ohništi $l_{sp} \approx 13 \text{ m}$ je zakřivená.
- Adiabatické teploty T_a je dosaženo až za přívodem sekundárního vzduchu. Na konzultaci s vedoucím práce byla stanovena výška přívodu sekundárního vzduchu $h_{sek} = 3,6 \text{ m}$ nad roštem.
- Spaliny jsou odváděny do II. tahu oknem o výšce $h_{ok} = 2,6 \text{ m}$ v horní části komory a o šířce komory b (viz rovnice 4.11). V případě mříže v místě odvodu spalin by docházelo k nalepování popílku na varné trubky.

Celková výška spalovací komory se určí jako součet dráhy spalin, výšky přívodu sekundárního vzduchu a okna na konci tahu:

$$h_{ko}^{výp} = l_{sp} + h_{sek} + h_{ok} = 13 + 3,6 + 2,6 = 19,2 \text{ m} \quad (4.34)$$

$$h_{ko} \doteq 20 \text{ m}$$

Ve spodní části ohniště se kvůli dodržení předepsané teploty na konci spalovací komory nachází šamotová vyzdívka o výšce $h_v = 9,1 \text{ m}$. Při první početní iteraci byla komora navržena bez vyzdívky a výsledná teplota na konci ohniště vycházela 809 °C . Ve spalovací komoře je také umístěn stabilizační plynový hořák z důvodu uvedených v kapitole 4.1. Rozměrový návrh spalovací komory je znázorněn na obrázku 4.3.



Obr. 4.3 Rozměry spalovací komory

4.4 Tepelný výkon ohniště

Tepelný výkon ohniště je stanoven na základě entalpií příslušných teplot ve spalovací komoře. Množství tepla odevzdaného v ohništi:

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_{oh}) = 0,9886 \cdot (11752,9239 - 6765,2938) \quad (4.34)$$
$$Q_s = 4930,7774 \text{ kJ/kg}$$

φ [-] - součinitel uchování tepla (rovnice 4.16)

I_u [kJ/kg]- teplo uvolněné ve spalovací komoře (rovnice 4.9)

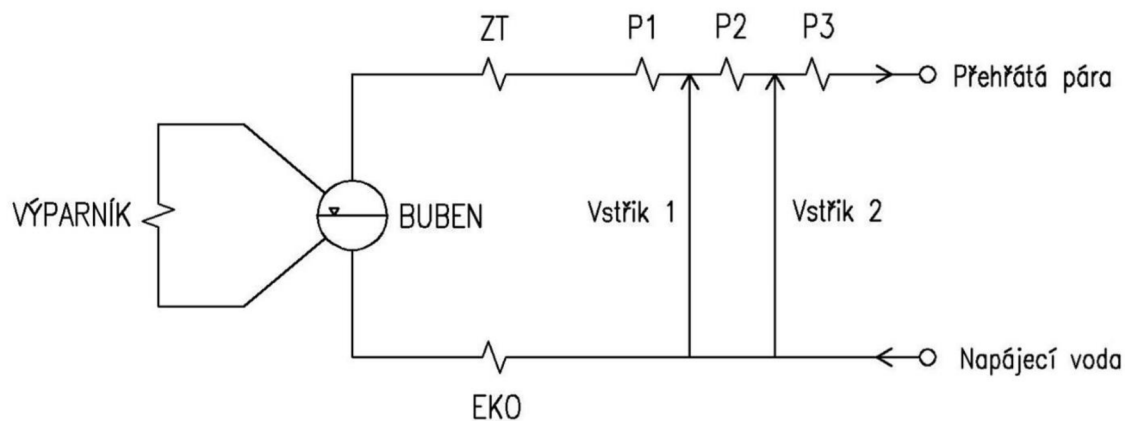
I_{oh} [kJ/kg] - entalpie na výstupu z ohniště pro teplotu 859 °C, určeno z tabulky 2.6

Výsledný tepelný výkon ohniště:

$$Q_{oh} = Q_s \cdot M_{pv} = 4930,7774 \cdot 3,7839 = 18657,41642 \text{ kW} \quad (4.35)$$

5 Tepelná bilance výhřevných ploch

Tepelné výkony výhřevných ploch jsou vypočítány nejprve z bilance páry/vody a v pozdějších kapitolách jsou ověřeny porovnáním s výpočtem ze strany spalín. Tato kapitola se zabývá výhradně výpočtem ze strany páry/vody a celkovým předběžným rozvržením výkonu mezi jednotlivé plochy. Také jsou zde po konzultaci s vedoucím práce stanoveny tlakové ztráty (Tab. 5.1), entalpické spády v teplosměnných plochách a vstříky mezi přehříváky. Skutečné tlakové ztráty jsou později ověřeny v kapitole 13. Parametry páry a vody jsou určeny podle softwaru [6]. Na následujícím schématu (Obr. 5.1) je znázorněno pořadí teplosměnných ploch ve směru proudění páry/vody.



Obr. 5.1 Schéma proudění páry/vody [10]

Tab. 5.1 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty teplosměnných ploch [MPa]	
P3	0,1
P2	0,1
P1	0,2
ZT	0
Výparník	0
EKO	0,4

5.1 Přehřívák 3

Entalpický spád přehříváku byl zvolen jako $\Delta i_{P3} = 164 \text{ kJ/kg}$. Parametry páry na výstupu z přehříváku P3 jsou známé ze zadání:

$$p_{P3}^{out} = p_{pp} = 4,2 \text{ MPa}$$

$$t_{P3}^{out} = t_{pp} = 420 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{P3}^{out} = i_{pp} = 3258,2 \text{ kJ/kg}$$

Parametry páry na vstupu do přehříváku P3:

$$p_{P3}^{in} = p_{P3}^{out} + \Delta p_{P3} = 4,2 + 0,1 = 4,3 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

$$\Delta i_{P3} = 164 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{P3}^{in} = i_{P3}^{out} - \Delta i_{P3} = 3258,2 - 164 = 3094,2 \text{ kJ/kg} \quad (5.2)$$

$$t_{P3}^{in} = f(p_{P3}^{in}; i_{P3}^{in}) = f(4,3 \text{ MPa}; 3094,2 \text{ kJ/kg}) = 353,1^\circ\text{C}$$

Tepelný výkon přehříváku P3:

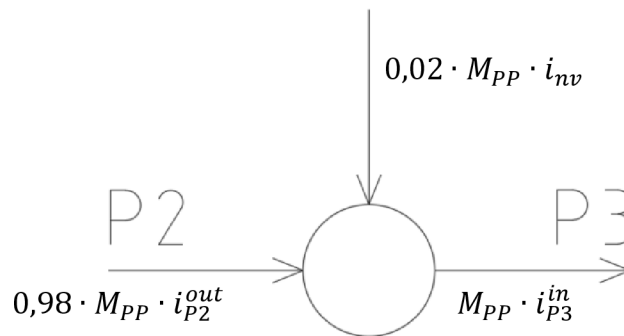
$$Q_{P3} = M_{PP} \cdot \Delta i_{P3} = \frac{50}{3,6} \cdot 164 = 2277,7778 \text{ kW} \quad (5.3)$$

5.2 Přehřívák 2

Mezi přehříváky P3 a P2 je z důvodu regulace teploty výstupní páry umístěn vstřík napájecí vody (Obr. 5.2). Množství vstříkované vody bylo dle konzultace zvoleno jako 2 % M_{PP} . Entalpický spád přehříváku byl stanoven jako $\Delta i_{P3} = 212 \text{ kJ/kg}$.

Parametry páry na výstupu z přehříváku P2:

$$\begin{aligned} p_{P2}^{out} &= p_{P3}^{in} = 4,3 \text{ MPa} \\ t_{P2}^{out} &= f(p_{P2}^{out}; i_{P2}^{out}) = f(4,3 \text{ MPa}; 3146,9959 \text{ kJ/kg}) = 374,3^\circ\text{C} \\ 0,98 \cdot M_{PP} \cdot i_{P2}^{out} + 0,02 \cdot M_{PP} \cdot i_{nv} &= M_{PP} \cdot i_{P3}^{in} \\ i_{P2}^{out} &= \frac{i_{P3}^{in} - 0,02 \cdot i_{nv}}{0,98} = \frac{3094,2 - 0,02 \cdot 507,2}{0,98} = 3146,9959 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (5.4)$$



Obr. 5.2 Vstřík napájecí vody mezi P2 a P3

Parametry páry na vstupu do přehříváku P2:

$$p_{P2}^{in} = p_{P2}^{out} + \Delta p_{P2} = 4,3 + 0,1 = 4,4 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

$$\Delta i_{P2} = 212 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{P2}^{in} = f(p_{P2}^{in}; i_{P2}^{in}) = f(4,4 \text{ MPa}; 2934,9959 \text{ kJ/kg}) = 295,7^\circ\text{C}$$

$$i_{P2}^{in} = i_{P2}^{out} - \Delta i_{P2} = 3146,9959 - 212 = 2934,9959 \text{ kJ/kg} \quad (5.6)$$

Tepelný výkon přehříváku P2:

$$Q_{P2} = 0,98 \cdot M_{PP} \cdot \Delta i_{P2} = 0,98 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot 212 = 2885,556 \text{ kW} \quad (5.7)$$

5.3 Přehřívák 1

Mezi přehříváky P2 a P1 je z důvodu regulace teploty výstupní páry umístěn vstřík napájecí vody (Obr. 5.3). Množství vstříkované vody bylo dle konzultace zvoleno jako 4,5 % M_{PP} . Entalpický spád přehříváku byl zvolen jako $\Delta i_{P1} = 220 \text{ kJ/kg}$.

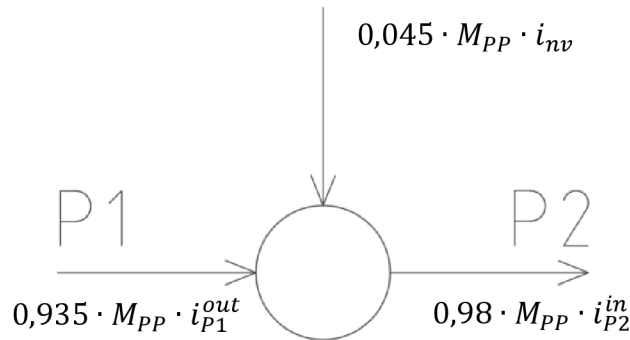
Parametry páry na výstupu z přehříváku P1:

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

$$t_{P1}^{out} = f(p_{P1}^{out}; i_{P1}^{out}) = f\left(4,4 \text{ MPa}; 3051,8417 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 337,6^\circ\text{C}$$

$$0,935 \cdot M_{PP} \cdot i_{P1}^{out} + 0,045 \cdot M_{PP} \cdot i_{nv} = 0,98 \cdot M_{PP} \cdot i_{P2}^{in} \quad (5.8)$$

$$i_{P1}^{out} = \frac{0,98 \cdot i_{P2}^{in} - 0,045 \cdot i_{nv}}{0,935} = \frac{0,98 \cdot 2934,9959 - 0,045 \cdot 507,2}{0,935} = 3051,8417 \text{ kJ/kg}$$



Obr. 5.3 Vstřík napájecí vody mezi P2 a P1

Parametry páry na vstupu do přehříváku P1:

$$p_{P1}^{in} = p_{P1}^{out} + \Delta p_{P1} = 4,4 + 0,2 = 4,6 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

$$t_{P1}^{in} = f(p_{P1}^{in}; i_{P1}^{in}) = f(4,6 \text{ MPa}; 2831,8417 \text{ kJ/kg}) = 267,4^\circ\text{C}$$

$$i_{P1}^{in} = i_{P1}^{out} - \Delta i_{P1} = 3051,8417 - 220 = 2831,8417 \text{ kJ/kg} \quad (5.10)$$

Tepelný výkon přehříváku P1:

$$Q_{P1} = 0,935 \cdot M_{PP} \cdot \Delta i_{P1} = 0,935 \cdot \frac{50}{3.6} \cdot 220 = 2856,9444 \text{ kW} \quad (5.11)$$

5.4 Závěsné trubky

Závěsné trubky jsou chlazeny párou z bubnu. Vstupní pára má tedy stejné parametry jako pára na výstupu z výparníku. Pára ze závěsných trubek putuje do P1. Proto se výstupní parametry ze závěsných trubek rovnají parametrům na vstupu do P1.

$$i_{ZT}^{out} = i_{P1}^{in} = 2831,8417 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{ZT}^{in} = i_{VYP}^{out} = 2797,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta i_{ZT} = i_{ZT}^{out} - i_{ZT}^{in} = 2831,8417 - 2797,4 = 34,4417 \text{ kJ/kg} \quad (5.12)$$

Tepelný výkon závěsných trubek:

$$Q_{ZT} = 0,935 \cdot M_{PP} \cdot \Delta i_{ZT} = 0,935 \cdot \frac{50}{3.6} \cdot 34,4417 = 447,26389 \text{ kW} \quad (5.13)$$

5.5 Výparník

Z důvodu předcházení varu vody v ekonomizéru a ohříváku vzduchu, je třeba v těchto výměnících zavést nedohřev vody. Hodnota byla zvolena jako $\Delta t_{nedohřev} = 20^\circ\text{C}$. Snížení teploty na vstupu, při zachování výstupních hodnot, se pak projeví zvýšením výkonu výparníku.

Parametry páry na výstupu z výparníku:

$$\begin{aligned} p_{V\dot{Y}P}^{out} &= p_{ZT}^{in} = 4,6 \text{ MPa} \\ t_{V\dot{Y}P}^{out} &= t_{ZT}^{in} = f(p_{V\dot{Y}P}^{out}; x = 1) = 258,78^\circ\text{C} \\ i_{V\dot{Y}P}^{out} &= i_{ZT}^{in} = f(p_{V\dot{Y}P}^{out}; x = 1) = 2797,3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Parametry páry na vstupu do výparníku:

$$\begin{aligned} p_{V\dot{Y}P}^{in} &= p_{V\dot{Y}P}^{out} = 4,6 \text{ MPa} \\ \Delta t_{nedohřev} &= 20^\circ\text{C} \\ t_{V\dot{Y}P}^{in} &= t_{V\dot{Y}P}^{out} - \Delta t_{nedohřev} = 258,78 - 20 = 238,78^\circ\text{C} \\ i_{V\dot{Y}P}^{in} &= f(p_{V\dot{Y}P}^{in}, t_{V\dot{Y}P}^{in}) = f(4,6 \text{ MPa}; 238,78^\circ\text{C}) = 1031,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (5.14)$$

Tepelný výkon výparníku:

$$\begin{aligned} Q_{V\dot{Y}P} &= 0,935 \cdot M_{PP} \cdot (i_{V\dot{Y}P}^{out} - i_{V\dot{Y}P}^{in}) = 0,935 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot (2797,3 - 1031,8) \\ Q_{V\dot{Y}P} &= 22926,9792 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.15)$$

5.6 Ekonomizér

Vstupní parametry do ekonomizéru jsou rovny parametrům napájecí vody. Výstupní parametry jsou stejné jako na vstupu výparníku.

Parametry vody na výstupu z ekonomizéru:

$$\begin{aligned} p_{EKO}^{out} &= p_{V\dot{Y}P}^{out} = 4,6 \text{ MPa} \\ t_{EKO}^{out} &= p_{V\dot{Y}P}^{in} = 238,78^\circ\text{C} \\ i_{EKO}^{out} &= f(p_{EKO}^{out}, t_{EKO}^{out}) = f(4,6 \text{ MPa}; 238,78^\circ\text{C}) = 1031,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Parametry vody na vstupu do ekonomizéru:

$$\begin{aligned} p_{EKO}^{in} &= p_{EKO}^{out} + \Delta p_{EKO} = p_{nv} = 4,6 + 0,4 = 5 \text{ MPa} \\ t_{EKO}^{in} &= t_{nv} = 120^\circ\text{C} \\ i_{EKO}^{in} &= f(p_{EKO}^{in}, t_{EKO}^{in}) = f(4,6 \text{ MPa}; 120^\circ\text{C}) = 507,2 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (5.16)$$

Tepelný výkon ekonomizéru:

$$\begin{aligned} Q_{EKO} &= 0,935 \cdot M_{PP} \cdot (i_{EKO}^{out} - i_{EKO}^{in}) = 0,935 \cdot \frac{50}{3,6} \cdot (1031,8 - 507,2) \\ Q_{EKO} &= 6812,5139 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.17)$$

5.7 Celkový tepelný výkon kotle

Celkový tepelný výkon kotle je dán součtem tepelných výkonů teplosměnných ploch. Parametry páry/vody a výkony ploch jsou uvedeny v Tab. 5.2.

Tab. 5.2 Parametry teplosměnných ploch

Teplosměnná plocha		Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]	Entalpický spád [kJ/kg]	Tepelný výkon [kW]
P3	out	420	4,2	3258,2	164	2277,7778
	in	353,1	4,3	3094,2		
P2	out	374,3	4,3	3146,996	212	2885,5556
	in	295,7	4,4	2934,996		
P1	out	337,6	4,4	3051,842	220	2856,9444
	in	267,4	4,6	2831,842		
ZT	out	267,4	4,6	2831,842	34,4417	447,2639
	in	258,8	4,6	2797,4		
Výparník	out	258,78	4,6	2797,3	1765,5	22926,9792
	in	238,78	4,6	1031,8		
EKO	out	238,78	4,6	1031,8	524,6	6812,5139
	in	120	5	507,2		
Celkový tepelný výkon Q_c [kW]						38207,0347

6 Návrh II. tahu

6.1 Rozměrový návrh

Druhý tah je tvořen pouze membránovou stěnou a uvnitř je ponechán prázdný. Na povrchu trubek přehříváků by kvůli vysoké teplotě spalin mohlo docházet k vysokoteplotní korozi a k nalepování popílku. Pro návrh rozměrů druhého tahu je třeba znát teploty na vstupu a výstupu tahu. Vstupní teplota je uvažována jako teplota na výstupu ze spalovací komory t_{oh} stanovená v kapitole 4.2. Výstupní teplota z druhého tahu byla určena a v závěru výpočtu tahu ověřena jako $t_{II}^{out} = 717,5^{\circ}\text{C}$.

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{oh} + t_{II}^{out}}{2} = \frac{858,7 + 717,5}{2} = 788,1171^{\circ}\text{C} \quad (6.1)$$

Skutečný objemový tok spalin pro střední teplotu tahu:

$$M_{SP}^{skut} = M_{sp} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (6.2)$$

$$M_{SP}^{skut} = 19,3989 \cdot \left(\frac{788,1171 + 273,15}{273,15} \right) = 75,3703 \text{ m}^3/\text{s}$$

Délka druhého tahu a_{II} se určí na základě odhadované střední rychlosti, průřezu tahu a objemového toku spalin. Šířka tahu vyplývá z šířky spalovací komory. Výsledná délka je zaokrouhlena na násobek rozteče trubek membránové stěny 90 mm. Střední rychlost v II. tahu je dle konzultace odhadována na $w_{SP}^{stř} = 7,5 \text{ m/s}$.

$$a_{II} = \frac{M_{SP}^{skut}}{w_{SP}^{stř} \cdot b_{oh}} = \frac{M_{sp} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right)}{w_{SP}^{stř} \cdot b_{oh}} \quad (6.3)$$

$$a_{II} = \frac{19,3989 \cdot \left(\frac{788,1171 + 273,15}{273,15} \right)}{7,5 \cdot 4,5} = 2,2332 \text{ m}$$

$$a_{II} \doteq 2,25 \text{ m}$$

Skutečná rychlost spalin po dosažení skutečné délky stěny:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{S_{II}} = \frac{M_{SP}^{skut}}{a_{II} \cdot b} = \frac{75,3703}{2,25 \cdot 4,5} = 7,444 \text{ m/s} \quad (6.4)$$

Rychlost spalin by v nejužším místě průřezu tahu a_{II}^{min} , které se nachází v oblasti zkosení, neměla z důvodu abraze překročit rychlost 10 m/s. S rezervou je zde zvolena rychlost 9 m/s.

Nejužší místo v tahu se pak vypočítá jako:

$$a_{II}^{min} = \frac{M_{SP}^{skut}}{w_{SP}^{out} \cdot b} = \frac{75,3703}{9 \cdot 4,5} = 1,861 \text{ m} \quad (6.5)$$

Výsypka by měla svírat se stěnou tahu úhel 40° , aby nedocházelo k zanášení stěny popílkiem. Pomocí tohoto úhlu a místa nejužšího průřezu se zjistí výška výstupního průřezu d_{II} :

$$d_{II} = \frac{a_{II}^{min}}{\sin(40^{\circ})} = \frac{1,861}{\sin(40^{\circ})} = 2,8952 \doteq 3 \text{ m} \quad (6.6)$$

Výška stěny nad výsypkou II. tahu h_{II} pak vychází z dispozičního řešení:

$$h_{II} = 16,2 \text{ m}$$

Objem sálající vrstvy II. tahu V_{II} :

$$V_{II} = a_{II} \cdot b_{II} \cdot \left(h_{II} + \frac{h_{oh} - h_{II}}{2} \right) \quad (6.7)$$

$$V_{II} = 2,25 \cdot 4,5 \cdot \left(16,2 + \frac{20 - 16,2}{2} \right) = 177,5998 \text{ m}^3$$

Povrch membránové stěny v II. tahu:

$$S_{II} = F_{st} - b \cdot (d_{II} + h_{ok}) \quad (6.8)$$

$$S_{II} = 262,4765 - 4,5 \cdot (3 + 2,6) = 237,4765 \text{ m}^2$$

Celkový povrch sálající vrstvy:

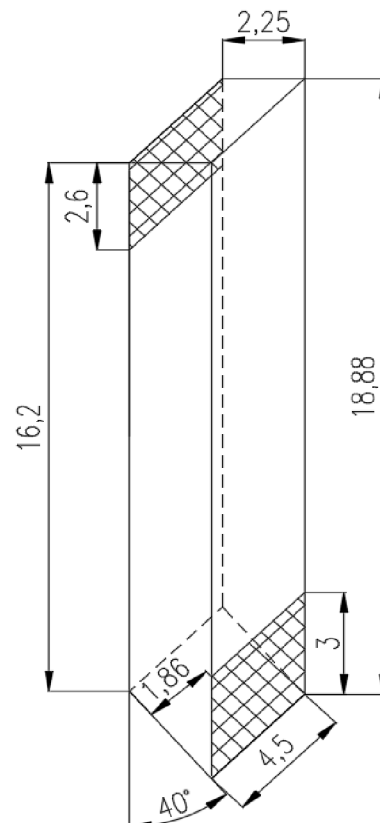
$$F_{st} = 2 \cdot a_{II} \cdot \left(h_{II} + \frac{h_{ok} - h_{II}}{2} \right) + b \cdot \left(h_{II} + \frac{h_{ok} - h_{II}}{\cos(40^\circ)} + h_{oh} + a_{II} \right) \quad (6.9)$$

$$F_{st} = 2 \cdot 2,25 \cdot \left(16,2 + \frac{20 - 16,2}{2} \right) + 4,5 \cdot \left(16,2 + \frac{20 - 16,2}{\cos(40^\circ)} + 20 + 2,34 \right)$$

$$F_{st} = 262,6765 \text{ m}^2$$

Tab. 6.1 Rozměry II. tahu

Rozměr	Značení	Velikost [m]
Délka tahu	a_{II}	2,25
Šířka tahu	b_{oh}	4,5
Nejužší rozměr tahu	a_{II}^{min}	1,86
Výška stěny nad výsypkou	h_{II}	16,2
Celková výška II. tahu	h_{II}^c	18,88
Výška vstupního okna	h_{ok}^I	2,6
Výška výstupního okna	h_{ok}^{II}	3
Úhel výsypky	α	40°



Obr. 6.1 Rozměry II. tahu

6.2 Tepelný výpočet

Pro tepelný výpočet je třeba znát celkový součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k \quad [W/m^2K] \quad (6.10)$$

α_k [W/m²K] - součinitel přestupu tepla konvekcí

α_s [W/m²K] - součinitel přestupu tepla sáláním

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění spalin:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \quad (6.11)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{94,8224 \cdot 10^{-3}}{3} \cdot \left(\frac{7,444 \cdot 3}{131,98 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6192^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_k = 9,1408 \quad W/m^2K$$

$\lambda = 94,8224 \cdot 10^{-3}$ W/m²K - součinitel tepelné vodivosti

Pro opravné koeficienty c_l, c_m, c_t se v případě tohoto kotle volí hodnota 1.

$\nu = 131,98 \cdot 10^{-6}$ m²/s - součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,6192[-]$ - Prandtlovo číslo pro střední teplotu 788,12°C

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 10,125}{13,5} = 3 \quad m \quad (6.12)$$

Průtočný průřez kanálu:

$$F = a_{II} \cdot b = 2,25 \cdot 4,5 = 10,125 \quad m^2 \quad (6.13)$$

Obvod průřezu kanálu:

$$O = 2 \cdot (a_{II} + b) = 2 \cdot (2,25 + 4,5) = 13,5 \quad m \quad (6.14)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (6.15)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3932 \cdot (788,12 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{788,12 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{788,12 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s = 49,3294 \quad W/m^2K$$

Stupeň černosti povrchu stěn, při výpočtu se uvažuje $\alpha_{st} = 0,8 [-]$.

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,5006} = 0,3932 \quad [-] \quad (6.16)$$

Optická hustota spalin kps:

$$kps = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_P \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 1,9934 \cdot 0,1 \cdot 2,5113 = 0,5006 \quad [-] \quad (6.17)$$

Součinitel zeslabení sálání třiatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (6.18)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 2,5113}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{788,12 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2950$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 2,0525 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Objemová část vodní páry:

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,8804}{5,1267} = 0,1717 \text{ [-]} \quad (6.19)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{II}}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{177,5998}{262,6765} = 2,4340 \text{ m} \quad (6.20)$$

t_z [°C] - teplota vnějšího povrchu nánosu na trubkách, odhadne se jako součet teploty média ve výparníku a teplotního přírůstku $\Delta t = 60$ °C, který byl stanoven na základě konzultace:

$$t_z = t_{VYP}^{páry} + \Delta t = 258,78 + 60 = 318,78 \text{ °C} \quad (6.21)$$

α_p [W/m²K] - součinitel přestupu tepla páry, uvažuje se pouze u výpočtu přehříváků

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k = 49,3294 + 9,1408 = 58,4703 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (6.22)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} = \frac{58,4703}{1 + 0,01 \cdot 58,4703} = 36,8967 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (6.23)$$

Součinitel znečištění zanešení pro membránovou stěnu při spalování daného paliva je odhadnut po konzultaci s vedoucím práce na $\varepsilon = 0,01 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Teplotní spád se spočítá jako střední logaritmický rozdíl teplot:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{600,22 - 458,72}{\ln \frac{600,22}{458,72}} = 526,8 \text{ °C} \quad (6.24)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_v = 859 - 258,78 = 600,22 \text{ °C} \quad (6.25)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_v = 717,5 - 258,78 = 458,72 \text{ °C} \quad (6.26)$$

Δt_1 [°C] - teplotní spád na konci tahu s vyšší teplotou

Δt_2 [°C] - teplotní spád na konci tahu s nižší teplotou

t_v [°C] - teplota média ve výparníku

Teplu odebrané spalinám ve druhém tahu:

$$Q_{II} = \frac{k \cdot S_{II} \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{36,8967 \cdot 237,4765 \cdot 526,1817}{10^3} = 4610,4526 \text{ kW} \quad (6.27)$$

Entalpie spalin na výstupu z II. tahu:

$$I_{II}^{out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{oh} - Q_{II}}{M_{pv}} = \frac{3,7839 \cdot 6765,2938 - 4614,4074}{3,7839} \quad (6.28)$$
$$I_{II}^{out} = 5551,9931 \text{ kJ/kg} \rightarrow \text{odpovídá teplotě } 717,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entalpie na výstupu z tahu se od stanovené teploty v úvodu kapitoly 717,5 °C liší o 0,3 °C.

7 Návrh III. tahu

7.1 Koncepce tahu

Stěny třetího tahu jsou opět tvořeny membránovou stěnou. Na vstupu do tahu ve směru spalin je obratová komora, kde se nachází chlazené závěsné trubky vedoucí sytou párou z bubny do přehříváku P1. Trubky jsou pak dále vedeny vertikálně celým III. tahem. Z obratové komory proudí spaliny do přehříváku P2, předřazeným před přehřívákem P3. Způsob řazení přehříváků slouží jako prevence proti vysokoteplotní korozi. Ověření koroze je provedeno v kapitole 15. Trubky přehříváku P2 jsou rozvolněny, aby bylo sníženo nalepování popílku na trubky. Následují přehříváky P3 a P1. Přehřívák P1 je rozdělený na dvě části z důvodu dodržení výkonu navrženého v kapitole 5. Ve směru spalin dále následují dvě části ekonomizéru a okno vedoucí spaliny do dalšího tahu. Přehříváky by neměly výrazně přesahovat délku 2 metry a měly by mezi nimi být mezery alespoň 700 mm. V tomto prostoru jsou z důvodu údržby umístěny průlezy pro údržbu kotle. Nánosy na trubkách, zhoršující optimální přestup tepla, jsou průběžně odstraňovány ofukovači.

Minimální průtočný průřez pro střední teplotu spalin:

$$F_{SP} = \frac{M_{SP}}{w_{SP}} \cdot \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} = \frac{19,3989}{6,5} \cdot \frac{550 + 273,15}{273,15} = 8,9938 \text{ m}^2 \quad (7.1)$$

Zvolená střední rychlost spalin $w_{SP} = 6,5$ m/s ve třetím tahu se nachází v doporučeném rozmezí 6-7 m/s. Střední teplota ve třetím tahu je předběžně odhadnuta na 550 °C.

Délka stěny tahu se spočítá pomocí minimálního průřezu spalin ve střední oblasti (viz Obr. 7.1):

$$a_{III} = \frac{F_{SP} + n_{ZT} \cdot \frac{\pi D_{ZT}^2}{4}}{b - n_{tr} \cdot D_{tr}} = \frac{8,9938 + 46 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4}}{4,5 - 44 \cdot 0,038} = 2,9475 \text{ m} \doteq 3,06 \text{ m} \quad (7.2)$$

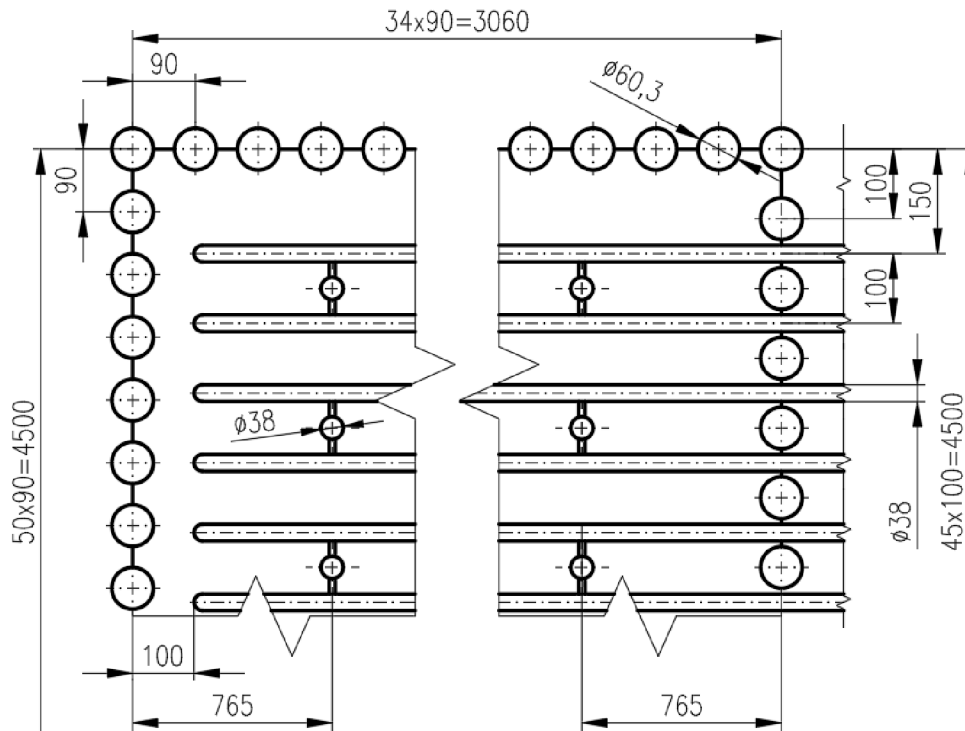
Délka III. tahu je zvolena s ohledem na rozteč trubek výparníku (90 mm) jako $a_{III} = 3,06$ m. Zadní stěna tahu, kde jsou umístěny vstupy a výstupy přehříváku splňuje podmínku násobku rozteče (100 mm) a je stejná jako u předchozích tahů (viz Obr 7.1).

7.2 Rozměry závěsných trubek

Na obrázku 7.1 je schéma řezu třetího tahu v oblasti přehříváku P1 pro kterou jsou odhadnuty střední hodnoty veličin třetího tahu. V závěsných trubkách proudí přehřátá pára z bubny dál do přehříváků. Jsou zde dvě řady 23 závěsných trubek. Celkem je tedy ve spalinovém kanálu 46 závěsných trubek. Každá řada trubek je od stěny spalovací komory vzdálena 765 mm. Rozměry závěsných trubek jsou uvedeny v Tab. 7.1.

Tab. 7.1 Rozměry závěsných trubek

Rozměr	Značení	Velikost
Vnější průměr trubky [mm]	D_{ZT}	38
Tloušťka stěny trubky [mm]	t	5
Vnitřní průměr trubky [mm]	d_{ZT}	28
Počet trubek v řadě	n_{tr}	23
Počet řad	$n_{řad}$	2
Celkový počet závěsných trubek	n_{ZT}	46
Rozteč trubek v jedné řadě	s_1	200



Obr. 7.1 Řez střední oblastí třetího tahu

Střední rychlost páry v závěsných trubkách:

$$w_{pp}^{stř} = \frac{0,935 \cdot M_{pp} \cdot v_{pp}^{stř}}{F_{ZT}} = \frac{0,935 \cdot 13,8889 \cdot 0,0438}{0,02832} = 20,0956 \text{ m/s} \quad (7.3)$$

Měrný objem páry byl určen jako stření hodnota na vstupu a výstupu trubek pro parametry páry závěsných trubek z Tab. 5.2 podle [7]:

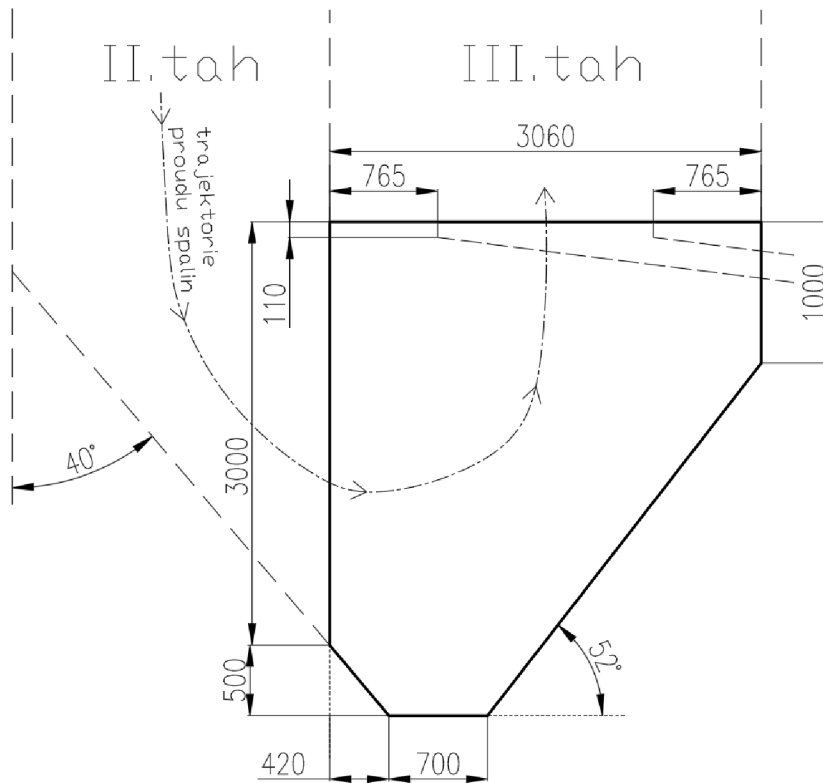
$$v_{pp}^{stř} = \frac{v_{pp}^{in} + v_{pp}^{out}}{2} = \frac{0,0446 + 0,04306}{2} = 0,0438 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (7.4)$$

Průtočný průřez páry v závěsných trubkách:

$$F_{ZT} = n_{ZT} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 46 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,0283 \text{ m}^2 \quad (7.5)$$

7.3 Obratová komora

Na vstupu do třetího tahu se nachází obratová komora, kde se mění směr proudu spalin. Odloučený popílek se odvádí prázdným dnem obratové komory na šnekový dopravník, odkud je dopravován zpět do spalovací komory. Horní částí vstupují do obratové komory závěsné trubky chlazené párou.



Obr. 7.2 Schéma obratové komory

Tab. 7.2 Rozměry obratové komory

Rozměry	Značení	Velikost [mm]
Výška vstupního okna	h_{ok}^{II}	3000
Prázdné dno výsypky	a_v	700
Výška stěny komory	h_{ob}	1000
Výška přečnívající výsypky	h_{pv}	500
Délka přečnívající výsypky	a_{pv}	420
Úhel přečnívající výsypky	α	40°
Délka třetího tahu	a_{III}	3060

Střední teplota v obratové komoře:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{III,ok}^{in} + t_{III,ok}^{out}}{2} = \frac{717,8 + 694,1}{2} = 706 \text{ °C} \quad (7.6)$$

$t_{III,ok}^{in} = t_{II}^{out} = 717,8 \text{ °C}$ - teplota na výstupu z II. tahu

$t_{III,ok}^{out} = 694,1 \text{ °C}$ - odhadovaná teplota na konci komory, ověřeno v závěru kapitoly 7.3

Objemový průtok pro střední teplotu spalin:

$$M_{SP}^{stř} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.7)$$

$$M_{SP}^{stř} = 19,3989 \cdot \left(\frac{706 + 273,15}{273,15} \right) = 69,5242 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin v obratové komoře:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{h_{ok}^{II} \cdot b} = \frac{69,5242}{3,0 \cdot 4,5} = 5,1499 \text{ m/s} \quad (7.8)$$

Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m \quad (7.9)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{86,296 \cdot 10^{-3}}{3,6} \cdot \left(\frac{5,1499 \cdot 3,6}{114,65 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6315^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 6,7383 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$\lambda = 86,296 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$ - součinitel tepelné vodivosti

$\nu = 114,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ - součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,6315 [-]$ - Prandtlovo číslo

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (h_{ok}^{II} \cdot b)}{2 \cdot (h_{ok}^{II} + b)} = \frac{4 \cdot (3 \cdot 4,5)}{2 \cdot (3 + 4,5)} = 3,6 \text{ m} \quad (7.10)$$

Pro součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhého paliva platí:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)} \quad (7.11)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3764 \cdot (705,8 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{705,8 + 273,15} \right)^4}{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{705,8 + 273,15} \right)}$$

$$\alpha_s = 39,6991 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,4722} = 0,3764 [-] \quad (7.12)$$

Optická hustota spalin kps:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 2,4399 \cdot 0,1 \cdot 1,9356 = 0,4722 [-] \quad (7.13)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny k_{SP} :

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{h_2o}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.14)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 1,9356}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{705,8 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2949$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 2,4399 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů stěny, určena stejně jako v rovnici 6.21:

$$t_z = t_{VYP}^{páry} + \Delta t = 258,78 + 60 = 318,78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.15)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{36,8079}{68,4574} = 1,9356 \text{ m} \quad (7.16)$$

Objem sálající vrstvy:

$$V = \left((d_{II} \cdot a_{pv}) + \frac{h_{pv} \cdot a_{pv}}{2} + (d_{II} + h_{pv}) \cdot a_V + h_{ok} \cdot (a_{III} - a_V - a_{pv}) \right. \\ \left. + (a_{III} - a_V - a_{pv}) \cdot \text{tg}(52^\circ) \cdot (d_{II} + h_{pv} - h_{ob}) \right) \cdot b \quad (7.17)$$

$$V = \left((3 \cdot 0,42) + \frac{0,5 \cdot 0,412}{2} + (3 + 0,5) \cdot 0,7 + 1 \cdot (3,06 - 0,7 - 0,42) \right. \\ \left. + (3,06 - 0,7 - 0,42) \cdot \text{tg}(52^\circ) \cdot (3 + 0,5 - 1) \right) \cdot 4,5 = 36,8079 \text{ m}^3$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy:

$$F_{st} = \left((d_{II} \cdot a_{pv}) + \frac{h_{pv} \cdot a_{pv}}{2} + (d_{II} + h_{pv}) \cdot a_V + h_{ok} \cdot (a_{III} - a_V - a_{pv}) \right. \\ \left. + (a_{III} - a_V - a_{pv}) \cdot \text{tg}(52^\circ) \cdot (d_{II} + h_{pv} - h_{ob}) \right) \cdot 2 \quad (7.18)$$

$$+ b \cdot \left(a_{III} + h_{ob} + a_V + d_{II} + \frac{h_{pv}}{\cos(40^\circ)} + \frac{(a_{III} - a_V - a_{pv})}{\text{tg}(52^\circ)} \right)$$

$$V = \left((3 \cdot 0,42) + \frac{0,5 \cdot 0,412}{2} + (3 + 0,5) \cdot 0,7 + 1 \cdot (3,06 - 0,7 - 0,42) \right. \\ \left. + (3,06 - 0,7 - 0,42) \cdot \text{tg}(52^\circ) \cdot (3 + 0,5 - 1) \right) \cdot 2 + 4,5$$

$$\cdot \left(3,06 + 1 + 0,42 + 3 + \frac{0,5}{\cos(40^\circ)} + \frac{(3,06 - 0,7 - 0,42)}{\text{tg}(52^\circ)} \right) = 68,4574 \text{ m}^2$$

Celkový součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k = 6,7383 + 39,6991 = 46,4374 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.19)$$

Součinitel přestupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} = \frac{46,4374}{1 + 0,01 \cdot 46,4374} = 31,7115 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.20)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{458,72 - 435,32}{\ln\left(\frac{458,72}{435,32}\right)} = 446,9179 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.21)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_v = 717,5 - 258,78 = 458,72 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.22)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_v = 694,1 - 258,78 = 435,32 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.23)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny:

$$S = \left((d_{II} \cdot a_{pv}) + \frac{d_{pv} \cdot a_{pv}}{2} + (d_{II} + d_{pv}) \cdot a_v + h_{ok} \cdot (a_{III} - a_v - a_{pv}) \right. \\ \left. + (a_{III} - a_v - a_{pv}) \cdot \operatorname{tg}(52^\circ) \cdot (d_{II} + d_{pv} - h_{ok}) \right) \cdot 2 + b \quad (7.24) \\ \cdot \left(h_{ok} + \frac{d_{pv}}{\cos(40^\circ)} + \frac{(a_{III} - a_v - a_{pv})}{\operatorname{tg}(52^\circ)} \right) \\ S = \left((3 \cdot 0,42) + \frac{0,5 \cdot 0,412}{2} + (3 + 0,5) \cdot 0,7 + 1 \cdot (3,06 - 0,7 - 0,42) \right. \\ \left. + (3,06 - 0,7 - 0,42) \cdot \operatorname{tg}(52^\circ) \cdot (3 + 0,5 - 1) \right) \cdot 2 + 4,5 \\ \cdot \left(1 + \frac{0,5}{\cos(40^\circ)} + \frac{(3,06 - 0,7 - 0,42)}{\operatorname{tg}(52^\circ)} \right) = 38,038 \text{ m}^2$$

Teplo ve spalinách odevzdané do membránové stěny:

$$Q_{MS} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{31,7115 \cdot 318,78 \cdot 446,9179}{10^3} = 539,0825 \text{ kW} \quad (7.25)$$

Příčné závěsné trubky

Tab. 7.3 Parametry páry v závěsných trubkách

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,6	4,6
Teplota [°C]	264,1	267,4	265,75
Entalpie [kJ/kg]	2819,1	2831,8	2825,45
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,99
Měrný objem v_p [m ³ /kg]	0,0431	0,0446	0,0444
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,05296
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$8,049 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,3215

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.26)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,05296}{0,028} \cdot \left(\frac{20,3503 \cdot 0,028}{8,049 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3215^{0,4} = 2328,285 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubky:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,99 \cdot 0,0444}{0,0283} = 20,3503 \text{ m/s} \quad (7.27)$$

Průtočný průřez páry v závěsných trubkách:

$$F_{ZT} = n_{ZT} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 46 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,0283 \text{ m}^2 \quad (7.28)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné proudění spalin:

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7.29)$$

$$\alpha_k^{sp} = 0,2 \cdot 0,91 \cdot \frac{86,2 \cdot 10^{-7}}{0,038} \cdot \left(\frac{5,1499 \cdot 0,038}{113,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,63^{0,33} = 49,2281 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$\lambda = 86,2 \cdot 10^{-7} \text{ W/mK}$ - součinitel tepelné vodivosti

$\nu = 113,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ - součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,63 [-]$ - Prandtlovo číslo

Součinitel opravných řad:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) \quad (7.30)$$

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

Pro $\sigma_2 \geq 2$ je možno volit $c_s = 1$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,193}{0,038} = 5,0789 [-] \quad (7.31)$$

$s_2 = 0,193$ m - podélná rozteč příčných závěsných trubek

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{stř}}{F} = \frac{69,5242}{11,7642} = 5,9098 \text{ m/s} \quad (7.32)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F = a_{III} \cdot b - D \cdot \frac{n_{ZT}}{2} \cdot l_1 = 3,06 \cdot 4,5 - 0,038 \cdot \frac{46}{2} \cdot 2,295 = 11,7642 \text{ m}^2 \quad (7.33)$$

$l_1 = 2,295$ m - délka příčné závěsné trubky

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_s}\right)} \quad (7.34)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3075 \cdot (700 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{440,6818 + 273,15}{700 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{440,6818 + 273,15}{700 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s = 38,4663 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$t_s = 700$ °C - odhadovaná teplota spalin v oblasti závěsných trubek

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,3674} = 0,3075 [-] \quad (7.35)$$

Exponent kps:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 3,2517 \cdot 0,1 \cdot 1,2981 = 0,3674 [-] \quad (7.36)$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (7.37)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,193}{0,038^2} - 1 \right) = 1,2981 \text{ m}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{h_2o}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_s}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.38)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 1,1298}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{705,8 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2949$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 3,2517 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn trubek:

$$t_z = t_{ZT}^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.39)$$

$$t_z = 265,65 + \left(0,008 + \frac{1}{2328,285} \right) \cdot \frac{175,8542}{8,4687} \cdot 10^3 = 440,68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Předpokládaný výkon příčných závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_{páry}^{out} - I_{páry}^{in}) \quad (7.40)$$

$$Q = 12,99 \cdot (2831,842 - 2819,1) = 175,8542 \text{ kW}$$

Celková teplosměnná plocha příčných závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr} \cdot (l_1 + l_2) \quad (7.41)$$

$$S = \pi \cdot 0,038 \cdot 23 \cdot (2,295 + 0,765) = 8,4687 \text{ m}$$

$l_1 = 2,295 \text{ m}$ – délka delší podélné závěsné trubky

$l_2 = 0,765 \text{ m}$ – délka kratší podélné závěsné trubky

Celkový součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k = 38,4663 + 49,2281 = 87,6944 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.42)$$

Součinitel prostupu tepla pro přehříváky a uspořádání svazku za sebou:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 87,6944}{1 + \frac{87,6944}{2328,285}} = 50,5807 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.43)$$

Součinitel tepelné efektivity pro dřevité palivo $\psi = 0,6 [-]$.

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{437,6 - 430}{\ln\left(\frac{437,6}{430}\right)} = 433,7889 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.44)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_p^{out} = 705 - 267,4 = 437,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.45)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_p^{in} = 694,1 - 264,1 = 430 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.46)$$

Teplu předané závěsným trubkám ze spalin:

$$Q_{ZT}^{příčné} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{50,7068 \cdot 8,4687 \cdot 433,7889}{10^3} = 186,279 \text{ kW} \quad (7.47)$$

Výkon příčných závěsných trubek se blíží výkonu předpokládanému z rovnice 7.40.

Podélné závěsné trubky

Tab. 7.4 Parametry páry v podélných závěsných trubkách

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,6	4,6
Teplota [°C]	263,9	264,1	264
Entalpie [kJ/kg]	2818,1	2819,19	2818,645
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,99
Měrný objem v [m ³ /kg]	0,0431	0,0446	0,0441
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,0532
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$7,949 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,339

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry pro proudění uvnitř trubky:

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.48)$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0532}{0,028} \cdot \left(\frac{20,3503 \cdot 0,028}{7,949 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,339^{0,4} = 2361,9638 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost proudění páry uvnitř trubky:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v}{F_{ZT}} = \frac{12,99 \cdot 0,0441}{0,0283} = 20,2187 \text{ m/s} \quad (7.49)$$

Součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{stř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.50)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{86,2 \cdot 10^{-7}}{2,6318} \cdot \left(\frac{5,1267 \cdot 2,6318}{113,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,63^{0,4} = 7,191 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$\lambda = 86,2 \cdot 10^{-7} \text{ W/mK}$ - součinitel tepelné vodivosti

$\nu = 113,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ - součinitel kinematické viskozity

$Pr = 0,63$ [-] - Prandtlovo číslo

Ekvivalentní průměr pro podélné proudění:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 13,5613}{20,6115} = 2,6318 \text{ m} \quad (7.51)$$

Průtočný průřez spalin:

$$F = 2 \cdot a_{III} \cdot b - \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} \quad (7.52)$$

$$F = 2 \cdot 3,06 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 = 13,5613 \text{ m}^2$$

Obvod průřezu spalinového kanálu včetně obvodu závěsných trubek:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b) + \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} \quad (7.53)$$

$$O = 2 \cdot (3,06 + 4,5) + \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 = 20,6115 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)} \quad (7.54)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,6509 \cdot (700 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{463,4768 + 273,15}{700 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{463,4768 + 273,15}{700 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 85,0612 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-1,0672} = 0,656 [-] \quad (7.54)$$

Exponent kps:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 1,1608 \cdot 0,1 \cdot 9,1934 = 1,0672 [-] \quad (7.55)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.56)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 9,1934}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{694,1 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2949$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 1,1608 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (7.57)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{1,53 \cdot 0,2}{0,038^2} - 1 \right) = 9,1934 \text{ m}$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn trubek:

$$t_z = t_{ZT}^{stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.58)$$

$$t_z = 265,65 + \left(0,008 + \frac{1}{2330,3616} \right) \cdot \frac{14,1771}{0,6041} \cdot 10^3 = 463,4768 \text{ }^\circ\text{C}$$

Předpokládaný výkon podélných závěsných trubek:

$$Q = M_p \cdot (I_p^{out} - I_p^{in}) \quad (7.59)$$

$$Q = 13,8889 \cdot 0,935 \cdot (2819,19 - 2818,1) = 14,1771 \text{ kW}$$

Teplosměnná plocha podélných závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{tr} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 0,110 = 0,6040 \text{ m}^2 \quad (7.60)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_s + \alpha_k = 85,0612 + 7,191 = 92,2522 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.61)$$

Součinitel přestupu tepla pro přehříváky:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 92,2522}{1 + \frac{92,2522}{2361,9638}} = 53,24171 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.62)$$

Střední logaritmičkový teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{441,9 - 431,1}{\ln\left(\frac{440,9}{431,1}\right)} = 435,9816 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.63)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_P^{out} = 706 - 264,1 = 441,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.64)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_P^{in} = 695 - 263,9 = 431,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.65)$$

Teplu předané podélným závěsným trubkám ze spalin:

$$Q_{ZT}^{podélné} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{53,24171 \cdot 0,6040 \cdot 435,9816}{10^3} = 14,0283 \text{ kW} \quad (7.66)$$

Výkon závěsných trubek ze strany spalin je podobný jako výkon z bilance páry z rovnice 7.59.

Výstupní teplota spalin

Celkový výkon obrátové komory je součtem výkonu membránové stěny a závěsných trubek:

$$Q_{ok}^{III} = Q_{MS} + Q_{ZT}^{příčné} + Q_{ZT}^{podélné} \quad (7.67)$$

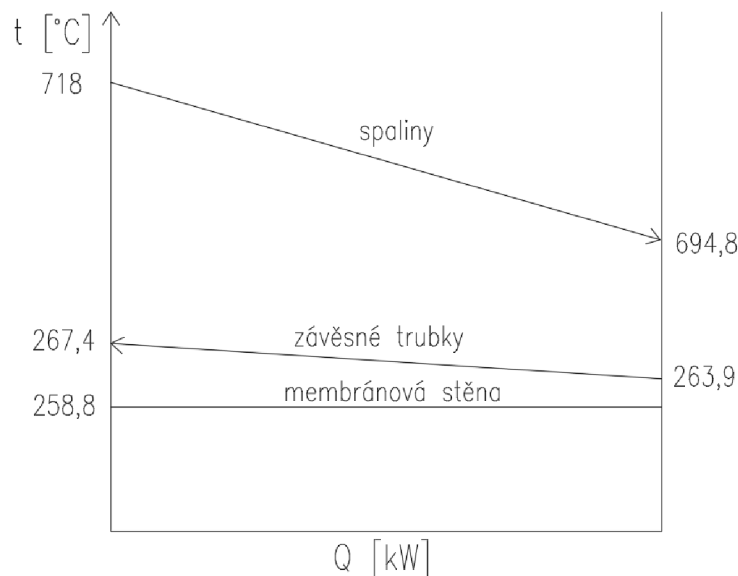
$$Q_{ok}^{III} = 539,0825 + 186,279 + 14,0283 = 739,5443 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na konci obrátové komory:

$$I_{ok}^{out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{out}^{II} - Q_{ok}^{III}}{M_{pv}} \quad (7.68)$$

$$I_{ok}^{out} = \frac{3,7839 \cdot 5551,9931 - 739,5443}{3,7839} = 5359,58 \text{ kJ/kg}$$

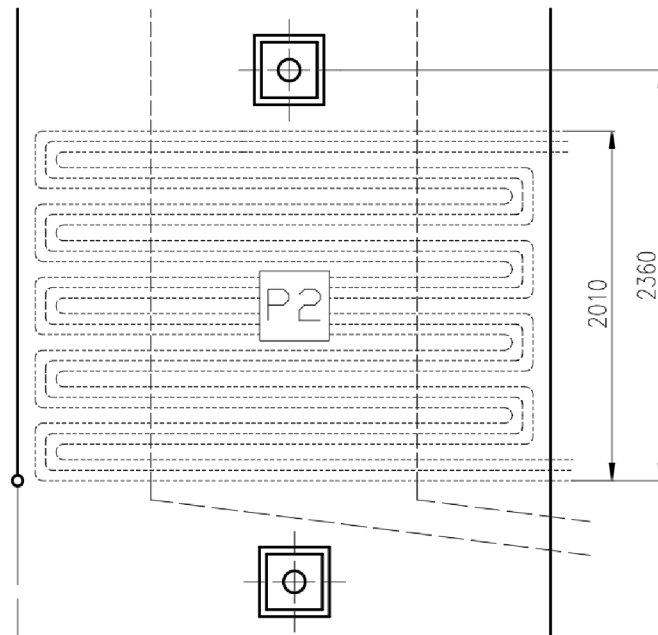
Entalpie spalin na konci obrátové komory odpovídá teplotě 694,8 °C, což se od předpokládané výstupní teploty liší 0,7 °C.



Obr. 7.3 Průběhy teplot v obrátové komoře

7.4 Úsek s přehřívákem P2

Z obratové komory proudí spaliny do úseku s přehřívákem P2. Tento úsek je ohraničen výstupem z obratové komory a osou ofukovače nad přehřívákem P2. Pod přehřívákem je ještě v oblasti obratové komory umístěn ofukovač, který odstraňuje nános popílku z trubek. Tepelný výpočet úseku je rozdělen na výpočet přehříváku, membránové stěny a závěsných trubek. Celková výška úseku je 2,36 m (viz obr 7.4).



Obr. 7.4 Řez druhým tahem v oblasti P2

Střední teplota spalin v oblasti P2:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P2}^{in} + t_{P2}^{out}}{2} = \frac{694,8 + 589,3}{2} = 642 \text{ °C} \quad (7.69)$$

Teplota spalin na výstupu z přehříváku byla iteračně vypočítána jako $t_{P2}^{out} = 589,3 \text{ °C}$ a na konci podkapitoly 7.4 ověřena. Teplota $t_{P2}^{in} = 694,8 \text{ °C}$ je stejná jako teplota na výstupu z obratové komory $t_{III,ok}^{out}$.

Objemový tok spalin při střední teplotě:

$$M_{SP}^{skut} = M_{SP} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.70)$$

$$M_{SP}^{skut} = 19,3989 \cdot \left(\frac{642 + 273,15}{273,15} \right) = 64,9719 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{F_{SP}} = \frac{64,9719}{11,1704} = 5,8164 \text{ m/s} \quad (7.71)$$

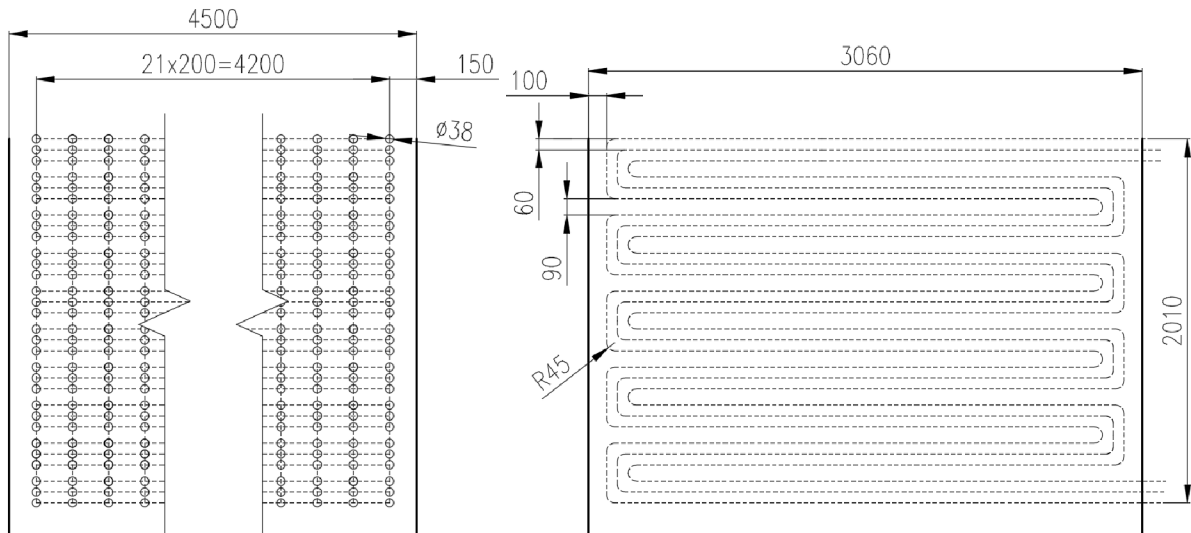
Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b - \pi D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_{tr} \cdot n_{tr} \quad (7.72)$$

$$F_{SP} = 3,06 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,038 \cdot 2,86 \cdot 22 = 11,1704 \text{ m}^2$$

Přehřívák P2

Přehřívák P2 je koncipován jako souproutý z důvodu předcházení chlorové koroze. Příčná rozteč trubek je dvojnásobná oproti ostatním přehřívákům kvůli zanášení trubek popílkem. Aby bylo dosaženo optimální rychlosti páry jsou trubky ve vertikálním směru seskupeny vždy po třech (viz Obr. 7.5).



Obr. 7.5 Schéma přehříváku P2

Tab. 7.5 Rozměry přehříváku P2

Parametr	Hodnota [m]
Vnější průměr trubky D	0,038
Tloušťka stěny trubky t	0,036
Vnitřní průměr trubky d	0,0308
Efektivní délka trubky l_{tr}	2,86
Příčná rozteč s_1	0,2
Střední podélná rozteč s_2	0,0693
Parametr	Hodnota [-]
Počet příčných řad $n_{řad}$	22
Počet vertikálních řad n_{tr}	10
Počet trubek ve vertikální řadě n_{had}	3

Tab. 7.6 Parametry páry v přehříváku P2

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,4	4,3	4,35
Teplota [°C]	295,7	374,3	335
Entalpie [kJ/kg]	2934,9959	3146,996	3040,9959
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			13,6111
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0566
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,0519
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$1,1654 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,1098

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubky:

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.73)$$

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{0,0519}{0,0308} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot 0,0308}{1,1654 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,1098^{0,4} = 1258,5683 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost páry v trubkách přehřívačku:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot \nu_p}{F_p} = \frac{13,6111 \cdot 0,0566}{0,0492} = 15,6611 \text{ m/s} \quad (7.74)$$

Průtočný průřez páry uvnitř trubek přehřívačku:

$$F_p = n_{řad} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 22 \cdot 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0308^2}{4} = 0,0492 \text{ m}^2 \quad (7.75)$$

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

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu_p} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.76)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot 1,01 \cdot 0,9959 \cdot \frac{80,1435 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{5,8164 \cdot 0,038}{101,654 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6364^{0,33}$$

$$\alpha_k^{SP} = 53,9734 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální charakteristiky spalin jsou uvedeny v Tab. 7.7.

Tab. 7.7 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti P2

	In	Out	Střední hodnota
Teplota [°C]	694,1	589,3	641,7
Součinitel tepelné vodivosti λ [W/mK]			$80,1435 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$101,654 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			0,6364

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (10 - 2) = 1,01 [-] \quad (7.77)$$

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

$$c_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (7.78)$$

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,8239}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,9959 [-]$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,038} = 5,2632 \rightarrow \text{pak } \sigma_1 = 3 [-] \quad (7.79)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0693}{0,038} = 1,8239 [-] \quad (7.80)$$

Součinitel přestupu sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)} \quad (7.81)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2034 \cdot (641,7 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{447,6159 + 273,15}{641,7 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{447,6159 + 273,15}{641,7 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 23,1549 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu trubek:

$$t_Z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.82)$$

$$t_Z = 335 + \left(0,008 + \frac{1}{1258,5683}\right) \cdot \frac{2885,5556}{225,3427} \cdot 10^3$$

$$t_Z = 447,6159 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet výkonu přehříváku z bilance páry:

$$Q = M_p \cdot (I_{p2}^{out} - I_{p2}^{in}) \quad (7.83)$$

$$Q = 13,8889 \cdot 0,98 \cdot (3146,9959 - 2934,9959) = 2885,5556 \text{ kW}$$

Teplosměnná plocha přehříváku:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} \quad (7.84)$$

$$S = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,86 \cdot 22 \cdot 3 \cdot 10 = 225,3427 \text{ m}^2$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,2275} = 0,2034 [-] \quad (7.85)$$

Exponent kps:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 5,9261 \cdot 0,1 \cdot 0,3838 = 0,2275 [-] \quad (7.86)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{h_2o}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000}\right) \cdot r_{SP} \quad (7.87)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 0,3838}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{641,7 + 273,15}{1000}\right) \cdot 0,2949$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 5,9261 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) \quad (7.88)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,0693}{0,038^2} - 1\right) = 0,3838 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 53,9734 + 23,1549 = 77,1283 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.89)$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 77,1283}{1 + \frac{77,1283}{1258,5683}} = 43,6048 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.90)$$

Střední logaritmický teplotní spád pro souprůdý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{399,1 - 215}{\ln\left(\frac{399,1}{215}\right)} = 297,3322 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.91)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_p^{in} = 694,8 - 295,7 = 399,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.92)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_p^{out} = 589,3 - 374,3 = 215 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.93)$$

Výpočet výkonu přehříváku ze strany spalin:

$$Q_{P2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{43,6048 \cdot 225,3427 \cdot 297,3322}{10^3} = 2921,591 \text{ kW} \quad (7.94)$$

Hodnota výkonu přehříváku ze strany spalin se blíží výkonu spočítaného z bilance páry.

Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné proudění spalin:

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.95)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{80,1435 \cdot 10^{-3}}{0,3016} \cdot \left(\frac{5,8164 \cdot 0,3016}{101,654 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot 0,6364^{0,4} = 12,5099 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 11,1704}{148,1235} = 0,3016 \text{ m} \quad (7.96)$$

Obvod průřezu spalinového kanálu včetně obvodu trubek:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{ZT} + 2 \cdot (D + l_{tr}) \cdot n_{tr} \quad (7.97)$$

$$O = 2 \cdot (3,06 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,038 + 2,86) \cdot 22 = 148,1235 \text{ m}$$

Součinitel přestupu sáláním při spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.98)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot a \cdot (641,7 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{641,7 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{641,7 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 18,6715 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu membránové stěny:

$$t_z = t_{v\dot{Y}P}^{p\dot{a}ry} + \Delta t = 258,78 + 60 = 318,78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.99)$$

Součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 18,6715 + 12,5099 = 31,1814 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.100)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} = \frac{31,1814}{1 + 0,01 \cdot 31,1814} = 23,7697 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.101)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{436,02 - 330,52}{\ln\left(\frac{436,02}{330,52}\right)} = 380,5178 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.102)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_v = 694,8 - 258,78 = 436,02 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.103)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_v = 589,3 - 258,78 = 330,52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.104)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny úseku s přehřívákem P2

$$S = 2 \cdot h_{MS}^{P2} \cdot (a_{III} + b) = 2 \cdot 2,36 \cdot (3,06 + 4,5) = 35,6832 \text{ m}^2 \quad (7.105)$$

Výpočet výkonu membránové stěny

$$Q_{MS}^{P2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{23,7697 \cdot 35,6832 \cdot 380,5178}{10^3} = 322,7468 \text{ kW} \quad (7.106)$$

Závěsné trubky

Tab. 7.8 Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,6	4,6
Teplota [°C]	262,1	263,9	263
Entalpie [kJ/kg]	2811,2	2818,1	2814,65
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,9861
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0437
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,0534
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$7,892 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,3588

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubky:

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.107)$$

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{0,0534}{0,028} \cdot \left(\frac{20,0546 \cdot 0,028}{7,892 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3588^{0,4} = 2392,8810 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost proudění páry:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,9861 \cdot 7,892 \cdot 10^{-7}}{0,02832} = 20,0546 \text{ m/s} \quad (7.108)$$

Součinitel přestupu sáláním při spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.109)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2034 \cdot (263 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{594,3508 + 273,15}{263 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{594,3508 + 273,15}{263 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 18,7467 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu závěsných trubek:

$$t_z = t_p^{stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.110)$$

$$t_z = 263 + \left(0,008 + \frac{1}{2392,8810}\right) \cdot \frac{89,6042}{12,9599} \cdot 10^3 = 594,3508 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet výkonu závěsných trubek z bilance páry:

$$Q = M_p \cdot (I_p^{out} - I_p^{in}) = 12,9861 \cdot (2818,1 - 2811,2) = 89,6042 \text{ kW} \quad (7.111)$$

Celková teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{ZT} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 2,36 = 12,9599 \text{ m}^2 \quad (7.112)$$

Součinitel přestupu tepla spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 12,5099 + 18,7467 = 31,2566 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.113)$$

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 31,2566}{1 + \frac{31,2566}{2392,8810}} = 18,5122 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.114)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{430,9 - 327,2}{\ln\left(\frac{430,9}{327,2}\right)} = 376,3539 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.115)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_p^{out} = 694,8 - 263,9 = 430,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.116)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_p^{in} = 589,3 - 262,1 = 327,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.117)$$

Výpočet výkonu závěsných trubek ze strany spalin

$$Q_{ZT}^{P2} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{18,5122 \cdot 12,9599 \cdot 376,3539}{10^3} = 90,2936 \text{ kW} \quad (7.118)$$

Výkon je podobný výkonu spočítanému z bilance páry z rovnice 7.111.

Výstupní teplota spalin

Celkový výkon úseku je součtem výkonů přehříváku, membránové stěny a závěsných trubek:

$$Q_{P2}^{III} = Q_{P2} + Q_{MS}^{P2} + Q_{ZT}^{P2} \quad (7.119)$$

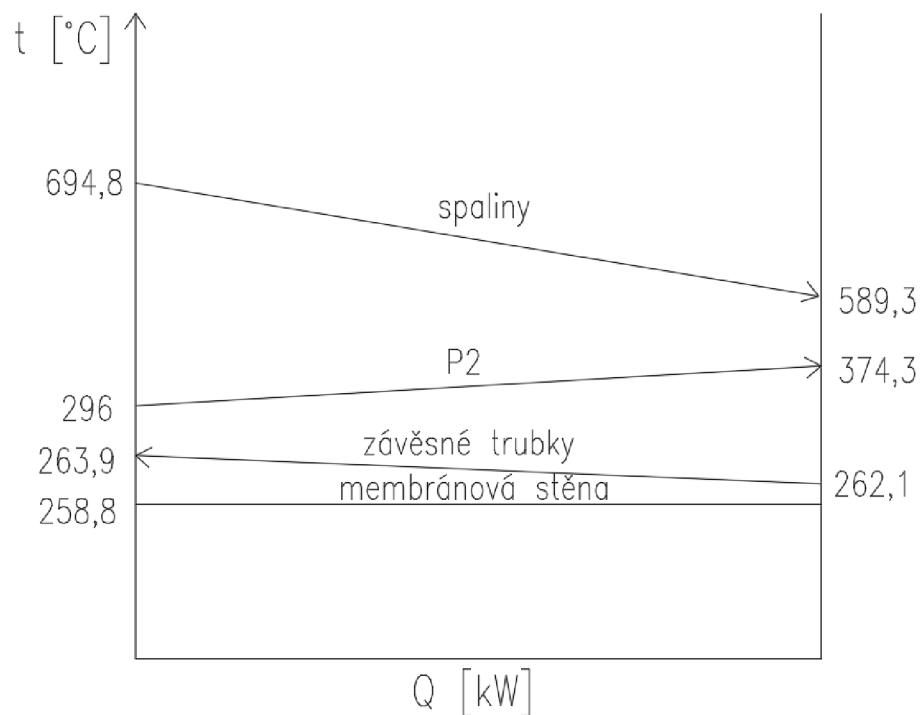
$$Q_{P2}^{III} = 2921,591 + 322,7468 + 90,2936 = 3334,9312 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku s P2:

$$I_{P2}^{out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{okII}^{out} - Q_{P2}^{III}}{M_{pv}} \quad (7.120)$$

$$I_{P2}^{out} = \frac{3,7839 \cdot 5359,58 - 3334,9312}{3,7839} = 4480,7476 \text{ kJ/kg}$$

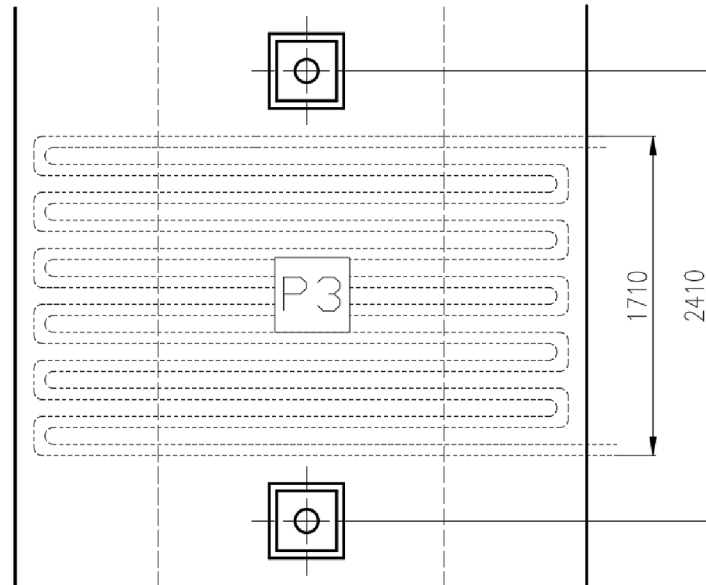
Entalpii na výstupu z úseku P2 odpovídá teplota 589,3°C. Stanovená výstupní teplota v úvodu kapitoly je tedy shodná s teplotou vypočítanou.



Obr. 7.6 Průběh teplot v oblasti P2

7.5 Úsek s přehřívákem P3

Z přehříváku P2 proudí spaliny do úseku s přehřívákem P3. Tento úsek je ohraničen osou ofukovače pod přehřívákem a osou ofukovače nad přehřívákem. Tepelný výpočet úseku je rozdělen na výpočet přehříváku, membránové stěny a závěsných trubek. Celková výška úseku je 2,41 m (viz Obr. 7.7).



Obr. 7.7 Řez druhým tahem v oblasti P3

Teplota spalin na výstupu z přehříváku byla iteračně stanovena jako $t_{p3}^{out} = 505,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ a na konci podkapitoly 7.5 ověřena.

Střední teplota v oblasti P3:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{p3}^{in} + t_{p3}^{out}}{2} = \frac{589,3 + 505,3}{2} = 547,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.121)$$

Skutečný objemový tok spalin se spočítá jako:

$$M_{SP}^{skut} = M_{sp} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.122)$$

$$M_{SP}^{skut} = 19,3989 \cdot \left(\frac{547,3 + 273,15}{273,15} \right) = 58,6409 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{F_{SP}} = \frac{58,6409}{8,6707} = 6,76 \text{ m/s} \quad (7.123)$$

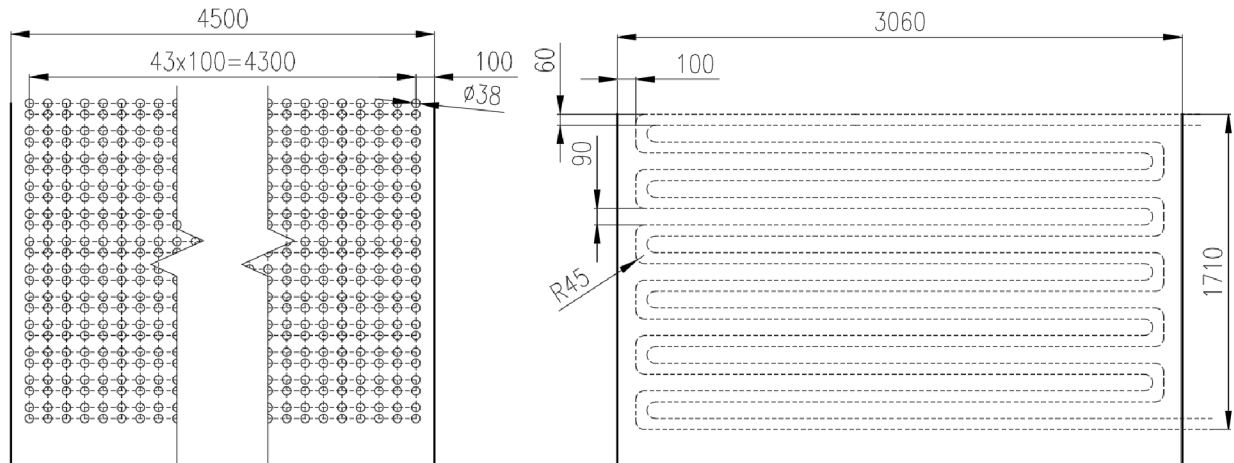
Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b - \pi \cdot D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_{tr} \cdot n_{tr} \quad (7.124)$$

$$F_{SP} = 3,06 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,038 \cdot 2,86 \cdot 44 = 8,6707 \text{ m}^2$$

Přehřívák P3

Přehřívák P3 je koncipován jako souprůdý stejně jako přehřívák P2, z důvodu předcházení chlorové koroze. Aby bylo dosaženo optimální rychlosti páry jsou trubky ve vertikálním směru seskupeny vždy po dvou (tzv. dvojhad) (viz Obr. 7.8).



Obr. 7.8 Schéma přehříváku P3

Tab. 7.9 Rozměry trubek přehříváku P3

Parametr	Hodnota [m]
Vnější průměr trubky D	0,038
Tloušťka stěny trubky t	0,036
Vnitřní průměr trubky d	0,0308
Efektivní délka trubky l_{tr}	2,86
Příčná rozteč s_1	0,1
Střední podélná rozteč s_2	0,08
Parametr	Hodnota [-]
Počet příčných řad $n_{řad}$	44
Počet vertikálních řad n_{tr}	12
Počet trubek ve vertikální řadě n_{had}	2

Tab. 7.10 Parametry páry v přehříváku P3

	In	Out	Střední hodnota
tlak [MPa]	4,3	4,2	4,25
teplota [°C]	353,1	420	386,55
entalpie [kJ/kg]	3094,2	3258,2	3176,2
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			13,8889
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0659
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,0564
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$1,544 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,013

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř přehříváku:

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.125)$$

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{0,0564}{0,0308} \cdot \left(\frac{13,6570 \cdot 0,0308}{1,544 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,013^{0,4}$$

$$\alpha_k^P = 943,3583 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost páry v trubkách přehříváku:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot \nu_p}{F_p} = \frac{13,8889 \cdot 0,0659}{0,0671} = 13,6570 \text{ m/s} \quad (7.126)$$

Průtočný průřez páry uvnitř trubek:

$$F_p = n_{řad} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 44 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0308^2}{4} = 0,0671 \text{ m}^2 \quad (7.127)$$

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

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu_p} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.128)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{71,2724 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{6,72 \cdot 0,038}{84,0654 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6462^{0,33}$$

$$\alpha_k^{SP} = 59,6383 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální charakteristiky spalin jsou uvedeny v Tab. 7.11.

Tab. 7.11 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti P3

	In	Out	Střední hodnota
Teplota [°C]	589,3	505,3	547,3
Součinitel tepelné vodivosti λ [W/mK]	71,2724 · 10 ⁻³		
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]	84,0654 · 10 ⁻⁶		
Prandtlovo číslo Pr [-]	0,6462		

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$\text{pro podélných } n_{řad} \geq 10 \text{ platí } c_z = 1$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku:

$$\text{pro } \sigma_2 \geq 2 \text{ platí } c_s = 1$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,038} = 2,1053 [-] \quad (7.129)$$

Součinitel přestupu sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)} \quad (7.130)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1626 \cdot (547,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{442,5152 + 273,15}{547,3 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{442,5152 + 273,15}{547,3 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 15,1849 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu trubek:

$$t_z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.131)$$

$$t_z = 386,55 + \left(0,008 + \frac{1}{943,3583}\right) \cdot \frac{2277,7778}{368,7426} \cdot 10^3$$

$$t_z = 442,5152 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet výkonu přehříváku z bilance páry:

$$Q = M_p \cdot (I_{p3}^{out} - I_{p3}^{in}) \quad (7.132)$$

$$Q = 13,8889 \cdot (3258,2 - 3094,2) = 2277,7778 \text{ kW}$$

Teplosměnná plocha přehříváku:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} \quad (7.133)$$

$$S = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,86 \cdot 44 \cdot 2 \cdot 12 = 368,7426 \text{ m}^2$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$\alpha = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,1774} = 0,1626 \text{ [-]} \quad (7.134)$$

Exponent kps:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 8,5689 \cdot 0,1 \cdot 0,2070 = 0,1774 \text{ [-]} \quad (7.135)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{h_2o}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000}\right) \cdot r_{SP} \quad (7.136)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 0,2070}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{547,3 + 273,15}{1000}\right) \cdot 0,2949$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 8,5689 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) \quad (7.137)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,08}{0,038^2} - 1\right) = 0,2070 \text{ m}$$

Součinitel přestupu spalin:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 59,6383 + 15,1849 = 74,8232 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.138)$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 74,8232}{1 + \frac{74,8232}{943,3583}} = 41,5948 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.139)$$

Střední logaritmický teplotní spád pro souproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{236,2 - 85,3}{\ln\left(\frac{236,2}{85,3}\right)} = 148,1584 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.140)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_p^{in} = 589,3 - 353,1 = 236,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.141)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_p^{out} = 505,3 - 420 = 85,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.142)$$

Výpočet výkonu přehříváku ze strany spalin:

$$Q_{P3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{41,5948 \cdot 368,7426 \cdot 148,1584}{10^3} = 2272,4204 \text{ kW} \quad (7.143)$$

Hodnota výkonu přehříváku ze strany spalin se blíží výkonu spočítaného ze strany páry v rovnici 7.132.

Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla pro podélné proudění spalin:

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.144)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{71,2724 \cdot 10^{-3}}{0,1232} \cdot \left(\frac{6,72 \cdot 0,1232}{84,0654 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot 0,6462^{0,4} = 17,4925 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 8,6707}{281,4315} = 0,1232 \text{ m} \quad (7.145)$$

$F_{SP} = 8,6707 \text{ m}$ - určeno v rovnici 7.124

Obvod průřezu spalinového kanálu včetně obvodu trubek:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{ZT} + 2 \cdot (D + l_{tr}) \cdot n_{tr} \quad (7.146)$$

$$O = 2 \cdot (3,06 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,038 + 2,86) \cdot 44 = 281,4315 \text{ m}$$

Součinitel přestupu sáláním při spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^4} \quad (7.147)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1626 \cdot (547,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{547,3 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{547,3 + 273,15}\right)^4}$$

$$\alpha_s^{SP} = 12,0559 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu membránové stěny:

$$t_z = t_{VYP}^{páry} + \Delta t = 258,78 + 60 = 318,78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.148)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do membránové stěny:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 17,4925 + 12,0559 = 29,5484 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.149)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{330,52 - 246,52}{\ln\left(\frac{330,52}{246,52}\right)} = 286,4704 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.150)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_v = 589,3 - 258,78 = 330,52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.151)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_v = 505,3 - 258,78 = 246,52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.152)$$

Součinitel přestupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} = \frac{29,5484}{1 + 0,01 \cdot 29,5484} = 22,8088 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.153)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny úseku s přehřívákem P3:

$$S = 2 \cdot h_{MS}^{P3} \cdot (a_{III} + b) = 2 \cdot 2,41 \cdot (3,06 + 4,5) = 36,4392 \text{ m}^2 \quad (7.154)$$

Výpočet výkonu membránové stěny:

$$Q_{MS}^{P3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{22,8088 \cdot 36,4392 \cdot 286,4704}{10^3} = 238,0953 \text{ kW} \quad (7.155)$$

Závěsné trubky

Tab. 7.12 Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,6	4,6
Teplota [$^\circ\text{C}$]	260,8	262,1	261,45
Entalpie [kJ/kg]	2805,9	2811,2	2808,55
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,9861
Měrný objem v_p [m^3/kg]			0,0434
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,0536
Kinematická viskozita ν_p [m^2/s]			$7,763 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,378

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubky:

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{zT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.156)$$

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{0,0536}{0,028} \cdot \left(\frac{19,9207 \cdot 0,028}{7,763 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,378^{0,4} = 2424,2880 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost proudění páry:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,9861 \cdot 7,763 \cdot 10^{-7}}{0,02832} = 19,9207 \text{ m/s} \quad (7.157)$$

Součinitel přestupu sáláním při spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.158)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1626 \cdot (547,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{594,3508 + 273,15}{547,3 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{594,3508 + 273,15}{547,3 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 11,6925 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprašného povrchu závěsných trubek:

$$t_z = t_p^{stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_k^p}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.159)$$

$$t_z = 261,45 + \left(0,008 + \frac{1}{2424,2880}\right) \cdot \frac{64,3527}{13,2345} \cdot 10^3 = 575,5056 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet výkonu závěsných trubek z bilance páry:

$$Q = M_p \cdot (I_p^{out} - I_p^{in}) = 12,9861 \cdot (2811,2 - 2805,9) = 64,3527 \text{ kW} \quad (7.160)$$

Celková teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{ZT} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 2,36 = 13,2345 \text{ m}^2 \quad (7.161)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do závěsných trubek:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 17,4925 + 11,6925 = 29,5484 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.162)$$

$\alpha_k^{SP} = 17,4925 \text{ W/m}^2\text{K}$ - z rovnice 7.144

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 29,5484}{1 + \frac{29,5484}{2424,2880}} = 17,3027 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.163)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{327,2 - 244,5}{\ln\left(\frac{327,2}{244,5}\right)} = 283,8449 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.164)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_p^{out} = 589,3 - 262,1 = 327,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.165)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_p^{in} = 505,3 - 260,8 = 244,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.166)$$

Výpočet výkonu závěsných trubek ze strany spalin:

$$Q_{ZT}^{P3} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{17,3027 \cdot 13,2345 \cdot 283,8449}{10^3} = 64,9986 \text{ kW} \quad (7.167)$$

Výstupní teplota spalin

Celkový výkon úseku s přehřívákem P3 je součtem výkonů přehříváku, membránové stěny a závěsných trubek:

$$Q_{P3}^{III} = Q_{P3} + Q_{MS}^{P3} + Q_{ZT}^{P3} \quad (7.168)$$

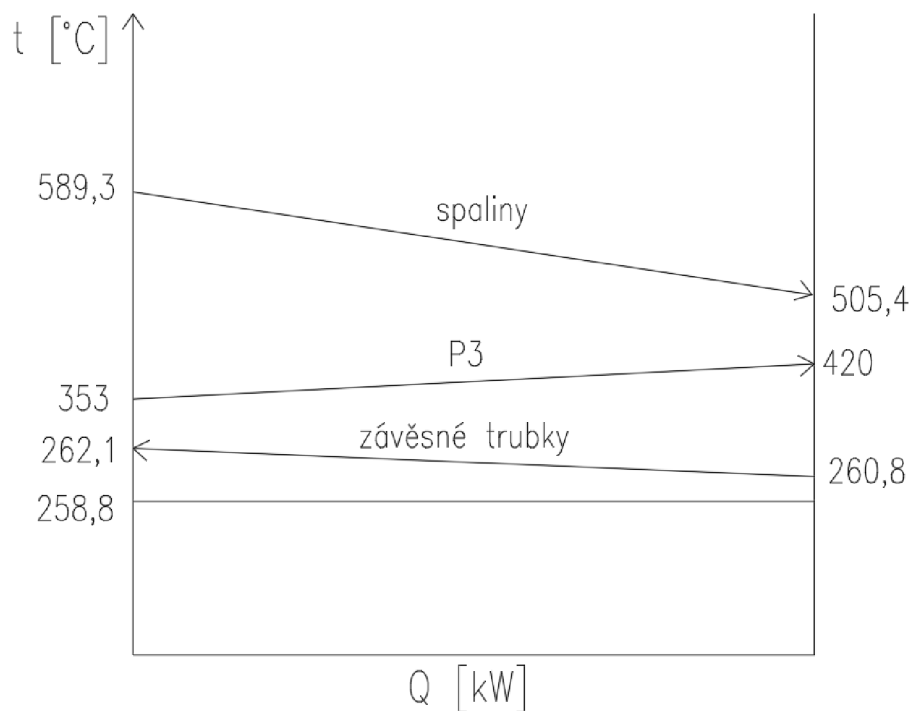
$$Q_{P3}^{III} = 2272,4204 + 238,0953 + 64,9986 = 2575,5142 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku s P3:

$$I_{P3}^{out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P2}^{out} - Q_{P3}^{III}}{M_{pv}} \quad (7.169)$$

$$I_{P3}^{out} = \frac{3,7839 \cdot 4480,7476 - 2575,5142}{3,7839} = 3800,0813 \text{ kJ/kg}$$

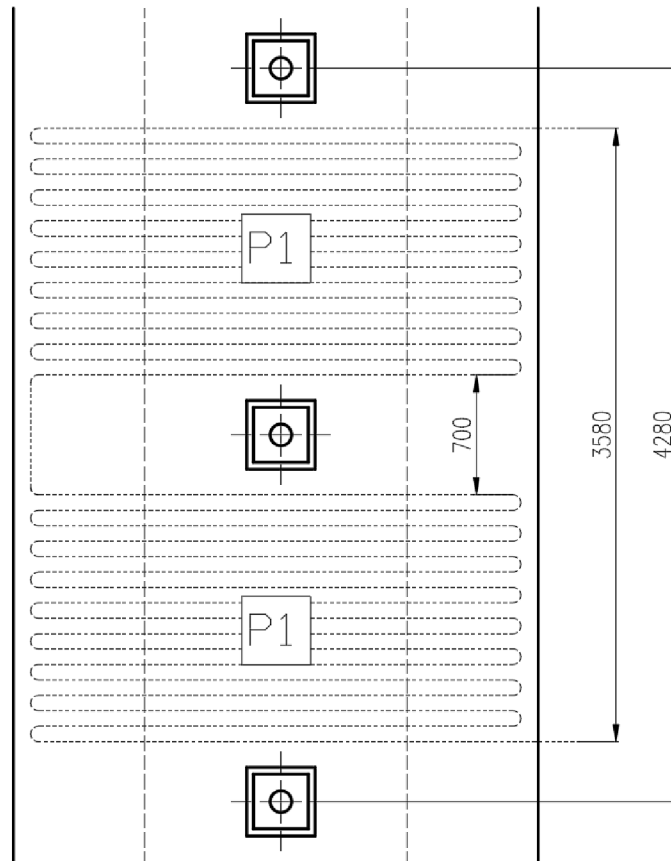
Entalpii na výstupu z úseku P3 odpovídá teplota 505,4°C. Stanovená výstupní teplota v úvodu kapitoly se tedy liší od vypočítané teploty o 0,1°C.



Obr. 7.9 Průběhy teplot v oblasti P3

7.6 Úsek s přehřívákem P1

Z přehříváku P3 proudí spaliny do úseku s přehřívákem P1. Tento úsek je ohraničen osou ofukovače pod přehřívákem a osou ofukovače nad přehřívákem. Tepelný výpočet úseku je rozdělen na výpočet přehříváku, membránové stěny a závěsných trubek. Přehřívák je rozdělen na dva svazky, mezi kterými je ofukovač a průlez pro údržbu. Celková výška úseku je 4,28 m.



Obr. 7.10 Schéma úseku přehříváku P1

Teplota spalin na výstupu z přehříváku byla iteračně stanovena jako $t_{P1}^{out} = 398,7 \text{ °C}$ a na konci podkapitoly 7.6 ověřena.

Střední teplota v oblasti P1:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{P1}^{in} + t_{P1}^{out}}{2} = \frac{505,4 + 398,7}{2} = 452 \text{ °C} \quad (7.170)$$

Skutečný objemový tok spalin se spočítá jako:

$$M_{SP}^{skut} = M_{sp} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.171)$$

$$M_{SP}^{skut} = 19,3989 \cdot \left(\frac{452 + 273,15}{273,15} \right) = 51,4995 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{F_{SP}} = \frac{51,4995}{8,7794} = 5,8659 \text{ m/s} \quad (7.172)$$

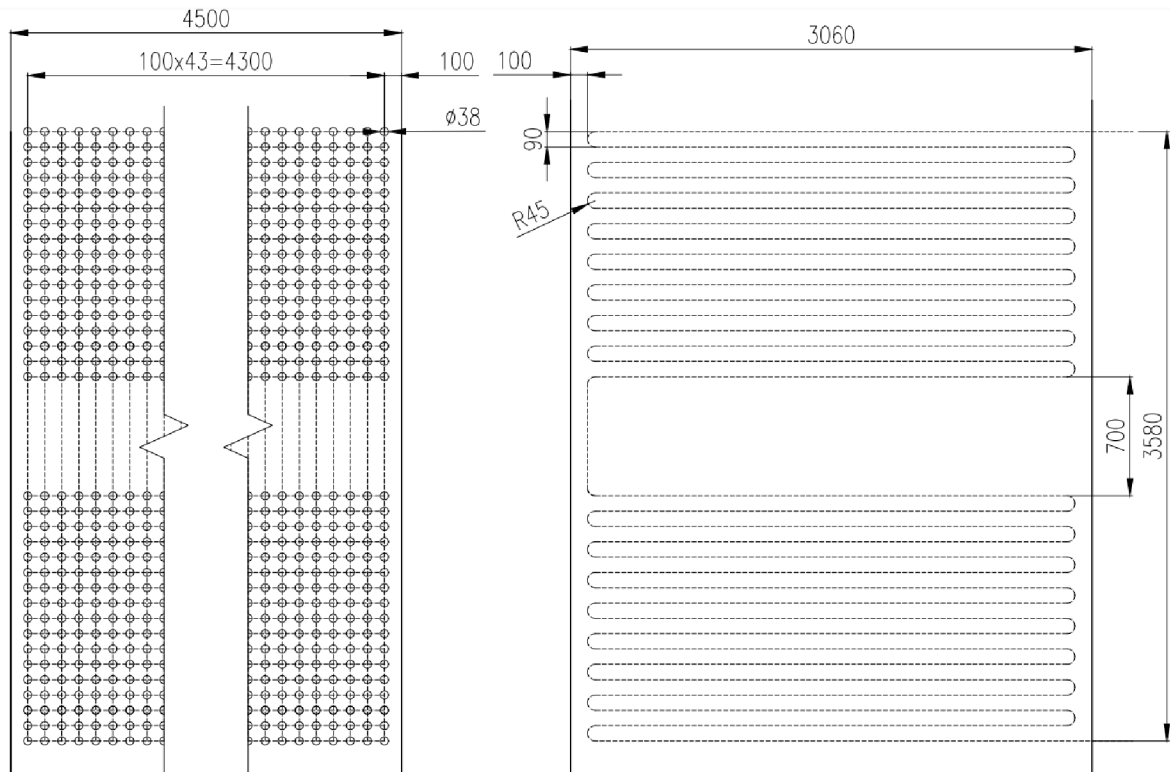
Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b - \pi \cdot D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_{tr} \cdot n_{tr} \quad (7.173)$$

$$F_{SP} = 3,06 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,038 \cdot 2,86 \cdot 44 = 8,7794 \text{ m}^2$$

Přehřívák P1

Přehřívák P1 je z důvodu efektivnějšího přestupu tepla navržen jako protiproudý. Teplota spalin je zde nižší než u předchozích přehříváku, a proto již není ohrožen chlorovou korozí (viz Obr. 15.1). Rozteče trubek jsou 100 mm, stejně jako u přehříváku P3.



Obr. 7.11 Rozměrové schéma přehříváku P1

Tab. 7.13 Rozměry přehříváku P1

Parametr	Hodnota [m]
Vnější průměr trubky D	0,038
Tloušťka stěny trubky t	0,036
Vnitřní průměr trubky d	0,0308
Efektivní délka trubky l_{tr}	2,86
Příčná rozteč s_1	0,1
Střední podélná rozteč s_2	0,09
Parametr	Hodnota [-]
Počet příčných řad n_{rad}	44
Počet vertikálních řad n_{tr}	34
Počet trubek ve vertikální řadě n_{had}	1

Tab. 7.14 Parametry páry v přehříváku P1

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,4	4,5
Teplota [°C]	267,4	337,6	302,5
Entalpie [kJ/kg]	2831,8417	3051,842	2941,8417
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,9861
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0506
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,0514
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$9,9037 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,1647

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubky:

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.174)$$

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{0,0514}{0,0308} \cdot \left(\frac{20,0314 \cdot 0,0308}{9,9037 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,1647^{0,4} = 1763,2906 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost páry v trubkách přehříváku:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_p} = \frac{12,9861 \cdot 0,0506}{0,0328} = 20,0314 \text{ m/s} \quad (7.175)$$

Průtočný průřez páry uvnitř trubek:

$$F_p = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 44 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0308^2}{4} = 0,0328 \text{ m}^2 \quad (7.176)$$

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

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu_p} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.177)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{66,28 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{5,8659 \cdot 0,038}{73,82 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,65^{0,33}$$

$$\alpha_k^{SP} = 55,3532 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální charakteristiky spalin jsou uvedeny v Tab. 7.15.

Tab. 7.15 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti P1

	In	Out	Střední hodnota
Teplota [°C]	505,3	398,7	452
Součinitel tepelné vodivosti λ [W/mK]			$66,28 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$73,82 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			0,65

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$\text{pro podélných } n_{rad} \geq 10 \text{ platí } c_z = 1$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku:

$$\text{pro } \sigma_2 \geq 2 \text{ platí } c_s = 1$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,368 [-] \quad (7.178)$$

Součinitel přestupu sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)} \quad (7.179)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1701 \cdot (452 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{350,4188 + 273,15}{452 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{350,4188 + 273,15}{452 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 10,7623 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu trubek:

$$t_Z = t_p^{stř} + \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.180)$$

$$t_Z = 302,5 + \left(0,008 + \frac{1}{1763,2906}\right) \cdot \frac{2856,9444}{510,7767} \cdot 10^3$$

$$t_Z = 350,4188 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet výkonu přehříváku z bilance páry:

$$Q = M_p \cdot (I_{p1}^{out} - I_{p1}^{in}) \quad (7.181)$$

$$Q = 12,9861 \cdot (3051,842 - 2831,8417) = 2856,9444 \text{ kW}$$

Teplosměnná plocha přehříváku:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} \quad (7.182)$$

$$S = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,86 \cdot 44 \cdot 1 \cdot 34 = 510,7767 \text{ m}^2$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,1864} = 0,1701 [-] \quad (7.183)$$

Exponent kps:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 9,0028 \cdot 0,1 \cdot 0,2070 = 0,1864 [-] \quad (7.184)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{h_2o}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000}\right) \cdot r_{SP} \quad (7.185)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 0,2070}} - 1\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{452 + 273,15}{1000}\right) \cdot 0,2949$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 9,0028 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálové vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (7.186)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2070 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do přehříváku:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 55,3532 + 10,7623 = 66,1155 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.187)$$

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

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 66,1155}{1 + \frac{66,1155}{1763,2906}} = 38,2356 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.188)$$

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproud:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} = \frac{167,7 - 131,3}{\ln \left(\frac{167,7}{131,3} \right)} = 148,7585 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.189)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_p^{out} = 505,3 - 337,6 = 167,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.190)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_p^{in} = 398,7 - 267,4 = 131,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.191)$$

Výpočet výkonu přehříváku ze strany spalin:

$$Q_{P1} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{38,2356 \cdot 510,7767 \cdot 148,7585}{10^3} = 2905,2344 \text{ kW} \quad (7.192)$$

Hodnota výkonu přehříváku ze strany spalin se blíží výkonu spočítaného ze strany páry.

Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla pro podélné proudění spalin:

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{st} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.193)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{66,28 \cdot 10^{-3}}{0,1274} \cdot \left(\frac{5,8659 \cdot 0,1274}{73,82 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,65^{0,4} = 16,1202 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 8,7794}{275,6355} = 0,1274 \text{ m} \quad (7.194)$$

Obvod průřezu spalinového kanálu včetně obvodu trubek:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{ZT} + 2 \cdot (D + l_{tr}) \cdot n_{tr} \quad (7.195)$$

$$O = 2 \cdot (3,06 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,038 + 2,86) \cdot 44 = 275,6355 \text{ m}$$

Součinitel přestupu sáláním při spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.196)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1701 \cdot (452 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{452 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{452 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 10,0679 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu membránové stěny:

$$t_z = t_{v\dot{Y}P}^{páry} + \Delta t = 258,78 + 60 = 318,78 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.197)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do membránové stěny:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 16,1202 + 10,0679 = 26,1880 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.198)$$

Střední logaritmičkový teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{246,52 - 139,92}{\ln\left(\frac{246,52}{139,92}\right)} = 188,2154 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.199)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_v = 505,3 - 258,78 = 246,52 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.200)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_v = 398,7 - 258,78 = 139,92 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.201)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} = \frac{26,1880}{1 + 0,01 \cdot 26,1880} = 20,7532 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.202)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny úseku s přehřívákem P1:

$$S = 2 \cdot h_{MS}^{P1} \cdot (a_{III} + b) = 2 \cdot 4,28 \cdot (3,06 + 4,5) = 64,7136 \text{ m}^2 \quad (7.203)$$

Výpočet výkonu membránové stěny:

$$Q_{MS}^{P1} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{20,7532 \cdot 64,7136 \cdot 188,2154}{10^3} = 252,7760 \text{ kW} \quad (7.204)$$

Závěsné trubky

Tab. 7.16 Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,6	4,6
Teplota [°C]	259,5	260,8	260,15
Entalpie [kJ/kg]	2800,3	2805,9	2803,1
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,9861
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,0435
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,0536
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$7,777 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,3746

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubky:

$$\alpha_k^p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.205)$$

$$\alpha_k^p = 0,023 \cdot \frac{0,0536}{0,028} \cdot \left(\frac{19,9432 \cdot 0,028}{7,777 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3746^{0,4} = 2275,5255 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost proudění páry:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot \nu_p}{F_{ZT}} = \frac{12,9861 \cdot 7,777 \cdot 10^{-7}}{0,02832} = 19,9432 \text{ m/s} \quad (7.206)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)} \quad (7.207)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1701 \cdot (452 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{557,7151 + 273,15}{452 + 273,15} \right)^4}{1 - \left(\frac{557,7151 + 273,15}{452 + 273,15} \right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 9,3662 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu závěsných trubek:

$$t_z = t_p^{stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_k^p} \right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.208)$$

$$t_z = 260,15 + \left(0,008 + \frac{1}{2275,5255} \right) \cdot \frac{67,9953}{23,5036} \cdot 10^3 = 557,7151 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet výkonu závěsných trubek z bilance páry:

$$Q = M_p \cdot (I_p^{out} - I_p^{in}) = 12,9861 \cdot (2805,9 - 2800,3) = 67,9953 \text{ kW} \quad (7.209)$$

Celková teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{ZT} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,038 \cdot 46 \cdot 4,28 = 23,5036 \text{ m}^2 \quad (7.210)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do závěsných trubek:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 16,1202 + 9,3662 = 25,4863 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.211)$$

$\alpha_k^{SP} = 16,1202 \text{ W/m}^2\text{K}$ z rovnice (7.193)

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 25,4863}{1 + \frac{25,4863}{2275,5255}} = 15,1224 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.212)$$

Střední logaritmičkový teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{244,5 - 139,2}{\ln\left(\frac{244,5}{139,2}\right)} = 186,9330 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.213)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_P^{out} = 505,3 - 260,8 = 244,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.214)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_P^{in} = 398,7 - 259,5 = 139,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.215)$$

Výpočet výkonu závěsných trubek ze strany spalin:

$$Q_{ZT}^{P1} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{15,1224 \cdot 23,5036 \cdot 186,9330}{10^3} = 66,4419 \text{ kW} \quad (7.216)$$

Výstupní teplota spalin

Celkový výkon úseku s přehřívákem P3 je součtem výkonů přehříváku, membránové stěny a závěsných trubek:

$$Q_{P1}^{III} = Q_{P1} + Q_{MS}^{P1} + Q_{ZT}^{P1} \quad (7.217)$$

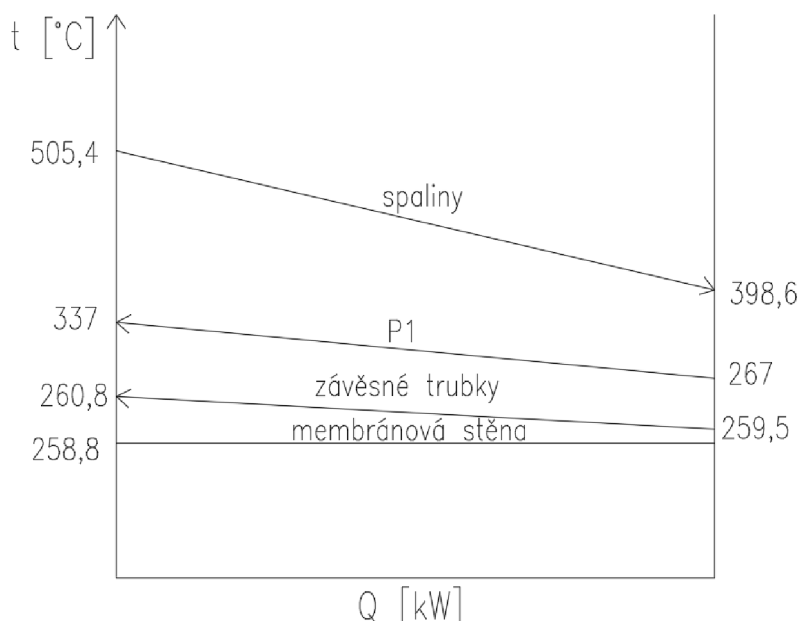
$$Q_{P1}^{III} = 2905,2344 + 252,7760 + 66,4419 = 3224,4523 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku s P3:

$$I_{P1}^{out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P3}^{out} - Q_{P1}^{III}}{M_{pv}} \quad (7.218)$$

$$I_{P1}^{out} = \frac{3,7839 \cdot 3800,0813 - 3224,4523}{3,7839} = 2947,9339 \text{ kJ/kg}$$

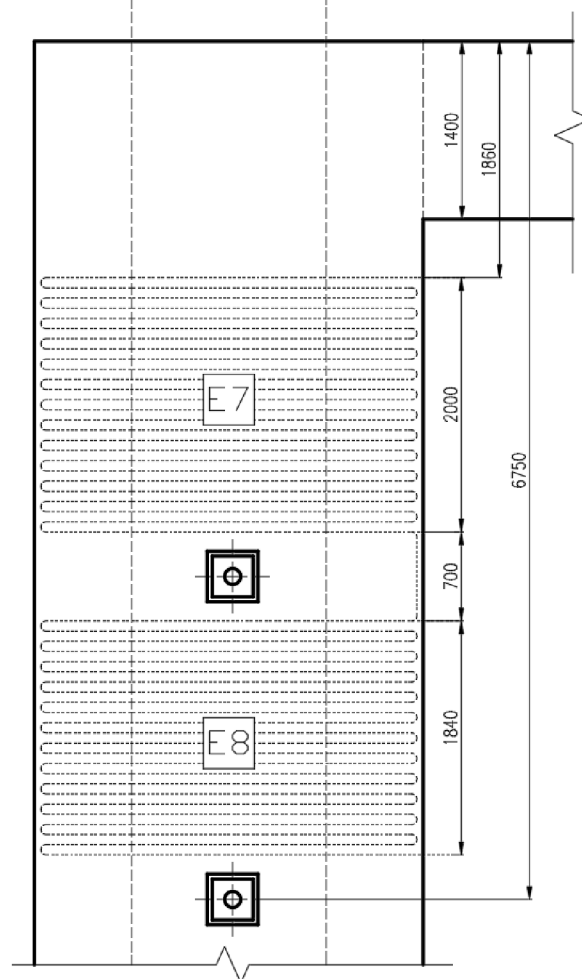
Entalpii na výstupu z úseku P1 odpovídá teplota 398,6°C. Stanovená výstupní teplota v úvodu kapitoly se tedy liší od vypočítané teploty pouze o 0,1°C.



Obr. 7.12 Průběhy teplot v oblasti P1

7.7 Úsek s ekonomizérem E7, 8

Z přehříváku P1 proudí spaliny do ekonomizéru. Ekonomizér je ve třetím tahu rozdělen na dva svazky. Svazky jsou rozděleny z důvodu umístění ofukovače a průlezu do tahu. Oba svazky jsou z důvodu zjednodušení výpočtu počítány dohromady v rámci celého úseku. Tento úsek je zespodu ohraničen ofukovačem a shora stropem tahu. Celková výška úseku je 6,75m. Na konci úseku se nachází okno vedoucí spaliny do čtvrtého tahu.



Obr. 7.13 Schéma úseku s ekonomizérem E7,8

Teplota spalin na výstupu z přehříváku byla iteračně stanovena jako $t_{EK07,8}^{out} = 289 \text{ }^\circ\text{C}$ a na konci podkapitoly 7.7 je ověřena.

Střední teplota v oblasti E7,8:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{EK07,8}^{in} + t_{EK07,8}^{out}}{2} = \frac{398,6 + 289}{2} = 343,85 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.219)$$

Skutečný objemový tok spalin se spočítá jako:

$$M_{SP}^{skut} = M_{sp} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.220)$$

$$M_{SP}^{skut} = 19,3989 \cdot \left(\frac{343,85 + 273,15}{273,15} \right) = 43,8188 \text{ m}^3/\text{s}$$

Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{F_{SP}} = \frac{43,8188}{9,4197} = 4,6518 \text{ m/s} \quad (7.221)$$

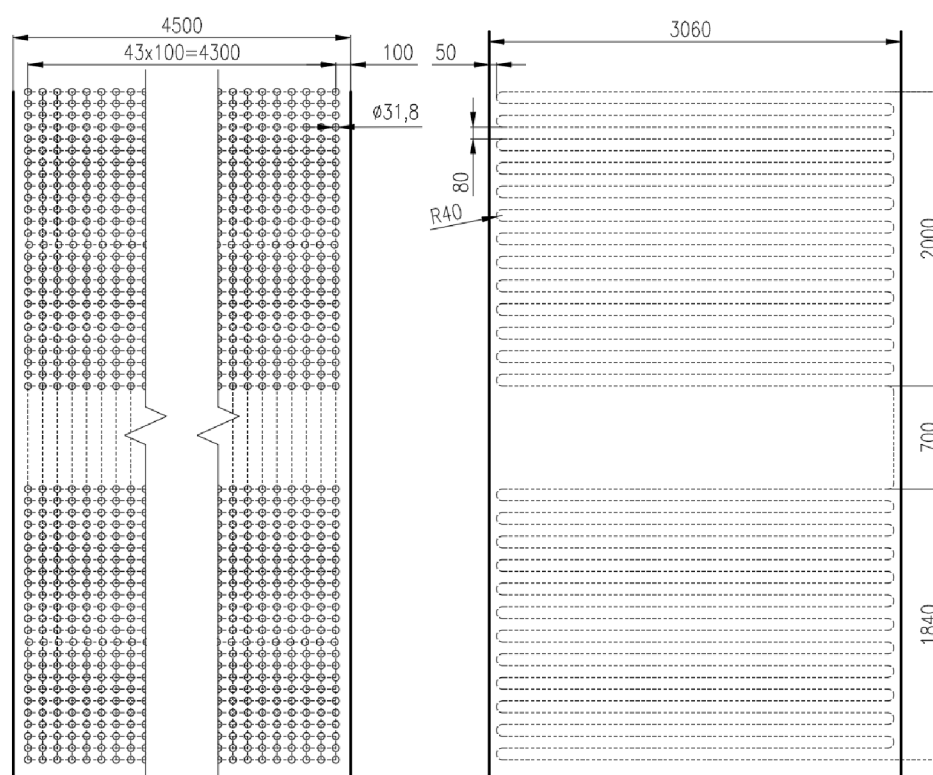
Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP} = a_{III} \cdot b - \pi \cdot D_{ZT}^2 \cdot n_{ZT} - D_{tr} \cdot l_{tr} \cdot n_{tr} \quad (7.222)$$

$$F_{SP} = 3,06 \cdot 4,5 - \pi \cdot 0,038^2 \cdot 46 - 0,0318 \cdot 2,96 \cdot 44 = 9,4197 \text{ m}^2$$

Ekonomizér E7,8

Každý svazek ekonomizéru je tvořen trubkami o vnějším průměru 31,8 mm, aby byla zachována optimální rychlost vody v rozmezí 0,5-1,5 m/s. Příčné rozteče trubek jsou 100 mm. Ekonomizér je navržen jako protiproudý a je zobrazen na obrázku 7.14.



Obr. 7.14 Schéma ekonomizéru E7,8

Tab. 7.17 Rozměry ekonomizéru E7,8

Parametr	Hodnota [m]
Vnější průměr trubky D	0,0318
Tloušťka stěny trubky t	0,036
Vnitřní průměr trubky d	0,0246
Efektivní délka trubky l_{tr}	2,96
Příčná rozteč s_1	0,1
Střední podélná rozteč s_2	0,08
Parametr	Hodnota [-]
Počet příčných řad $n_{řad}$	44
Počet vertikálních řad n_{tr}	24+26 = 50
Počet trubek ve vertikální řadě n_{had}	1

Tab. 7.18 Parametry vody v ekonomizéru E7,8

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,8	4,6	4,7
Teplota [°C]	185,6	236,5	211,05
Entalpie [kJ/kg]	788	1021	904,5
Hmotnostní průtok M_v [kg/s]			12,9861
Měrný objem v_v [m ³ /kg]			0,001176
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,6558
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$1,4832 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			0,87541

Střední rychlost vody uvnitř trubek E7,8:

$$w_v^{stř} = \frac{M_p \cdot v_v}{F_v} = \frac{12,9861 \cdot 0,001176}{0,01046} = 1,4610 \text{ m/s} \quad (7.223)$$

Průtočný průřez vody uvnitř trubek:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{had} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 22 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0246^2}{4} = 0,01046 \text{ m}^2 \quad (7.224)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vody α_v je možno při výpočtu ohříváku vody zanedbat.

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

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu_p} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (7.225)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{53,699 \cdot 10^{-3}}{0,0318} \cdot \left(\frac{4,6518 \cdot 0,0318}{52,356 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,67^{0,33}$$

$$\alpha_k^{SP} = 51,8054 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Tab. 7.19 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti EKO7,8

	In	Out	Střední hodnota
Teplota [°C]	398,7	289	343,85
Součinitel tepelné vodivosti λ [W/mK]			$53,699 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν [m ² /s]			$52,356 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			0,67

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$\text{pro podélných } n_{řad} \geq 10 \rightarrow c_z = 1 [-]$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku:

$$\text{pro } \sigma_2 \geq 2 \rightarrow c_s = 1 [-]$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,5157 [-] \quad (7.226)$$

Součinitel přestupu sáláním pro spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_S^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_Z}{T_S}\right)} \quad (7.227)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1971 \cdot (343,85 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{248,6519 + 273,15}{343,85 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{248,6519 + 273,15}{343,85 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 7,5114 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu trubek:

$$t_Z = t_p^{stř} + \epsilon \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.228)$$

$$t_Z = 211,05 + 0,008 \cdot \frac{3025,7639}{650,5660} \cdot 10^3 = 248,2578 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet výkonu ekonomizéru z bilance vody:

$$Q = M_v \cdot (I_{EK07,8}^{out} - I_{EK07,8}^{in}) \quad (7.229)$$

$$Q = 12,9861 \cdot (1021 - 788) = 3025,7639 \text{ kW}$$

Teplosměnná plocha přehříváku:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} \quad (7.230)$$

$$S = \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,96 \cdot 44 \cdot 1 \cdot 50 = 650,5660 \text{ m}^2$$

Stupeň černosti proudu spalin:

$$a = 1 - e^{-kps} = 1 - e^{-0,2195} = 0,1971 \text{ [-]} \quad (7.231)$$

Exponent kps:

$$kps = k_{SP} \cdot r_{SP} \cdot p \cdot s = 8,4544 \cdot 0,1 \cdot 0,2597 = 0,2195 \text{ [-]} \quad (7.232)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny:

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{h_2o}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_S}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad (7.233)$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1717}{3,16 \cdot \sqrt{0,0295 \cdot 0,2597}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{343,85 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2597$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = 8,4544 \text{ 1/m} \cdot \text{MPa}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy:

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) \quad (7.234)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,08}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,2597 \text{ m}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do ohříváku vody:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 51,8054 + 7,5114 = 59,3168 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.235)$$

Součinitel prostupu tepla s uspořádáním trubek za sebou pro ohřívák vody:

$$k = \psi \cdot \alpha_{sp} = 0,6 \cdot 59,3168 = 35,5901 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.236)$$

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{162,2 - 103,4}{\ln\left(\frac{162,2}{103,4}\right)} = 130,6013 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.237)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_P^{out} = 398,7 - 236,5 = 162,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.238)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_P^{in} = 289 - 185,6 = 103,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.239)$$

Výpočet výkonu ohříváku vody ze strany spalin:

$$Q_{EKO7,8} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} \quad (7.240)$$

$$Q_{EKO7,8} = \frac{35,5901 \cdot 650,5660 \cdot 130,6013}{10^3} = 3023,9018 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Hodnota výkonu ekonomizéru ze strany spalin se blíží výkonu spočítaného z bilance vody v rovnici 7.229.

Membránová stěna

Součinitel přestupu tepla pro podélné proudění:

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot d_e}{\nu}\right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.241)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,023 \cdot \frac{53,699 \cdot 10^{-3}}{0,1327} \cdot \left(\frac{4,6518 \cdot 0,1327}{52,356 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot 0,67^{0,4} = 14,3369 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{SP}}{O} = \frac{4 \cdot 9,4197}{283,8899} = 0,1327 \text{ m} \quad (7.242)$$

$F_{SP} = 9,4197 \text{ m}^2$ - z rovnice 7.222

Obvod průřezu spalinového kanálu včetně obvodu trubek:

$$O = 2 \cdot (a_{III} + b) + \pi \cdot D_{ZT} \cdot n_{ZT} + 2 \cdot (D + l_{tr}) \cdot n_{tr} \quad (7.243)$$

$$O = 2 \cdot (3,06 + 4,5) + \pi \cdot 0,038 \cdot 46 + 2 \cdot (0,0318 + 2,96) \cdot 44 = 283,8899 \text{ m}$$

Součinitel přestupu sáláním při spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.244)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1971 \cdot (343,85 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{343,85 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{318,78 + 273,15}{343,85 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 8,9365 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu membránové stěny:

$$t_z = t_{V\check{Y}P}^{p\acute{a}ry} + \Delta t = 258,78 + 60 = 318,78 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.245)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do membránové stěny:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 14,3369 + 8,9365 = 23,2734 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.246)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{139,92 - 30,22}{\ln\left(\frac{139,92}{30,22}\right)} = 71,5793 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.247)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_v = 398,7 - 258,78 = 139,92 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.248)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_v = 289 - 258,78 = 30,22 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.249)$$

Součinitel prostupu tepla pro odpařovací plochy:

$$k = \frac{\alpha_{sp}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{sp}} = \frac{23,2734}{1 + 0,01 \cdot 23,2734} = 18,8795 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.250)$$

Celková teplosměnná plocha membránové stěny úseku s ekonomizérem E7,8:

$$S = 2 \cdot h_{MS}^{EK07,8} \cdot (a_{III} + b) = 2 \cdot 6,75 \cdot (3,06 + 4,5) = 95,31 \text{ m}^2 \quad (7.251)$$

Výpočet výkonu membránové stěny:

$$Q_{MS}^{EK07,8} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{18,8795 \cdot 95,31 \cdot 71,5793}{10^3} = 128,8002 \text{ kW} \quad (7.252)$$

Závěsné trubky

Tab. 7.20 Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,6	4,6
Teplota [°C]	258,8	259,5	259,15
Entalpie [kJ/kg]	2797,4	2800,3	2798,15
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,9861
Měrný objem v_p [m ³ /kg]			0,04312
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,0539
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$7,667 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,4019

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro proudění páry uvnitř trubky:

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{ZT}} \cdot \left(\frac{w_p^{stř} \cdot d_{ZT}}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7.253)$$

$$\alpha_k^P = 0,023 \cdot \frac{0,05385}{0,0246} \cdot \left(\frac{19,7708 \cdot 0,0246}{7,667 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,4019^{0,4} = 2316,2149 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Střední rychlost proudění páry:

$$w_p^{stř} = \frac{M_p \cdot v_p}{F_{ZT}} = \frac{12,9861 \cdot 7,667 \cdot 10^{-7}}{0,02832} = 19,7708 \text{ m/s} \quad (7.254)$$

Součinitel přestupu sáláním při spalování tuhého paliva:

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)} \quad (7.255)$$

$$\alpha_s^{SP} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1971 \cdot (343,85 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{267,1596 + 273,15}{343,85 + 273,15}\right)^4}{1 - \left(\frac{267,1596 + 273,15}{343,85 + 273,15}\right)}$$

$$\alpha_s^{SP} = 7,8710 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplota zaprášeného povrchu závěsných trubek:

$$t_z = t_p^{stř} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_k^p}\right) \cdot \frac{Q}{S} \cdot 10^3 \quad (7.256)$$

$$t_z = 259,15 + \left(0,008 + \frac{1}{2316,2149}\right) \cdot \frac{35,2118}{37,0677} \cdot 10^3 = 267,1596 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výpočet výkonu závěsných trubek z bilance páry:

$$Q = M_p \cdot (I_p^{out} - I_p^{in}) = 12,9861 \cdot (2800,3 - 2797,4) = 35,2118 \text{ kW} \quad (7.257)$$

Celková teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$S = \pi \cdot D \cdot n_{ZT} \cdot l_{tr} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 46 \cdot 6,75 = 37,0677 \text{ m}^2 \quad (7.258)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do závěsných trubek:

$$\alpha_{sp} = \alpha_k^{SP} + \alpha_s^{SP} = 14,3369 + 7,8710 = 22,2079 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.259)$$

$\alpha_k^{SP} = 14,3369 \text{ W/m}^2\text{K}$ - z rovnice 7.241

Součinitel prostupu tepla při spalování tuhých paliv:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 22,2079}{1 + \frac{22,2079}{2316,2149}} = 13,1982 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7.260)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{139,2 - 30,2}{\ln\left(\frac{139,2}{30,2}\right)} = 71,3318 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.261)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{in} - t_p^{out} = 398,7 - 259,5 = 139,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.262)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{out} - t_p^{in} = 289 - 258,8 = 30,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.263)$$

Výpočet výkonu závěsných trubek ze strany spalin:

$$Q_{ZT}^{EK07,8} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{13,1982 \cdot 37,0677 \cdot 71,3318}{10^3} = 34,8974 \text{ kW} \quad (7.264)$$

Výstupní teplota spalin

Celkový výkon úseku s ekonomizérem E7,8 je součtem výkonů ekonomizéru, membránové stěny a závěsných trubek.

$$Q_{EKO7,8}^{III} = Q_{EKO7,8} + Q_{MS}^{EKO7,8} + Q_{ZT}^{EKO7,8} \quad (7.265)$$

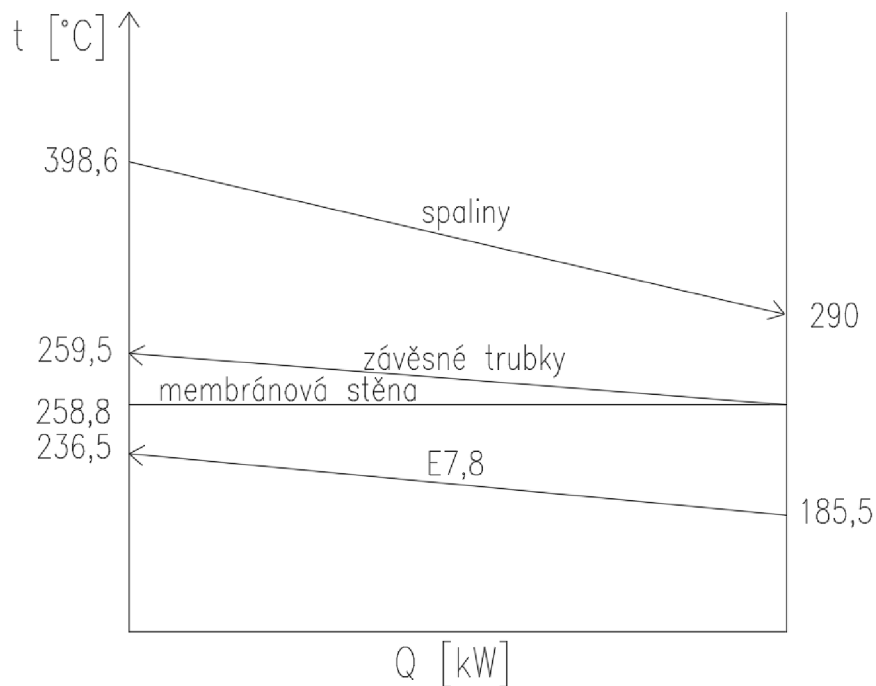
$$Q_{EKO7,8}^{III} = 3023,9018 + 128,8002 + 34,8974 = 3168,0172 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na výstupu z úseku E7,8:

$$I_{EKO7,8}^{out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{P1}^{out} - Q_{EKO7,8}^{III}}{M_{pv}} \quad (7.266)$$

$$I_{EKO7,8}^{out} = \frac{3,7839 \cdot 2947,9339 - 3168,0172}{3,7839} = 2110,6685 \text{ kJ/kg}$$

Entalpii na výstupu z úseku s E7,8 odpovídá teplota 290°C. Stanovená výstupní teplota v úvodu kapitoly se tedy liší od vypočítané teploty o 1°C.



Obr. 7.15 Průběh teplot v oblasti E8,7

Návrh výstupního kanálu ze III. tahu

Na konci třetího tahu se nachází okno vedoucí spaliny plechovým kanálem do čtvrtého tahu. Při návrhu rozměrů okna se vycházelo z dané šířky tahu $b = 4,5$ m a z rychlosti spalin, která by v tomto místě měla být zhruba $6,5$ m/s. Na základě těchto parametrů byla vypočítána výška výstupního okna.

Skutečný objemový průtok pro výstupní teplotu z tahu:

$$M_{SP}^{skut} = M_{sp} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{out} + 273,15}{273,15} \right) \quad (7.267)$$
$$M_{SP}^{skut} = 19,3989 \cdot \left(\frac{290 + 273,15}{273,15} \right) = 39,9234 \text{ m}^3/\text{s}$$

Průřez okna:

$$F_{ok} = \frac{M_{SP}^{skut}}{w_{SP}^{ok}} = \frac{39,9234}{6,5} = 6,1420 \text{ m}^2 \quad (7.268)$$

Výška okna:

$$h_{ok}^{III} = \frac{F_{ok}}{b} = \frac{6,142}{4,5} = 1,365 \doteq 1,4 \text{ m} \quad (7.269)$$

Délka spojovacího plechového kanálu byla z dispozičního řešení stanovena na $2,5$ m. V kanále je umístěn kompenzátor, který zajišťuje vůli mezi tahy kvůli pohybům výparníku.

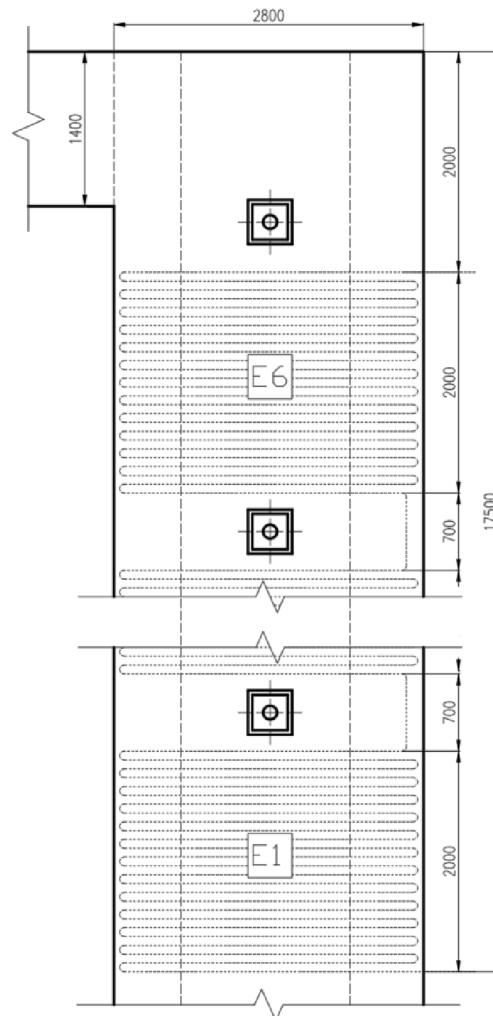
8 Návrh IV. tahu

8.1 Koncepce tahu

Čtvrtý tah kotle je tvořen pouze plechovým kanálem, jehož šířka je stejná jako u předchozích tahu. V tahu jsou pouze svazky ekonomizéru E1-6 zavěšené na nechlazených závěsných trubkách. Mezi svazky ekonomizéru jsou umístěny ofukovače a průřezy pro údržbu. Délka tahu a_{IV} byla stanovena jako 2,8 m a je spočítána iteračně tak, aby bylo dosaženo optimální rychlosti páry a spalin.

8.2 Úsek s ekonomizérem E1-6

Rozvržení úseku je znázorněno na následujícím schématu.



Obr. 8.1 Řez úsekem s ekonomizérem E1-6

Průtočný průřez spalin:

$$F_{sp} = a_{IV} \cdot b - l_e \cdot n_{tr} \cdot D = 2,8 \cdot 4,5 - 2,7 \cdot 44 \cdot 0,0318 = 8,8222 \text{ m}^2 \quad (8.1)$$

Střední teplota v oblasti E1-6:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_{EKO1-6}^{in} + t_{EKO1-6}^{out}}{2} = \frac{290 + 160}{2} = 225 \text{ °C} \quad (8.2)$$

Skutečný objemový tok spalin:

$$M_{SP}^{skut} = M_{sp} \cdot \left(\frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (8.3)$$

$$M_{SP}^{skut} = 19,3989 \cdot \left(\frac{225 + 273,15}{273,15} \right) = 35,3427 \text{ m}^3/\text{s}$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{sp}^{stř} = \frac{M_{SP}^{skut}}{F_{sp}} = \frac{35,3427}{8,8222} = 4,0061 \text{ m/s} \quad (8.4)$$

Tato rychlost je dle odborné konzultace pro ekonomizér přijatelná.

Průtočný průřez vody:

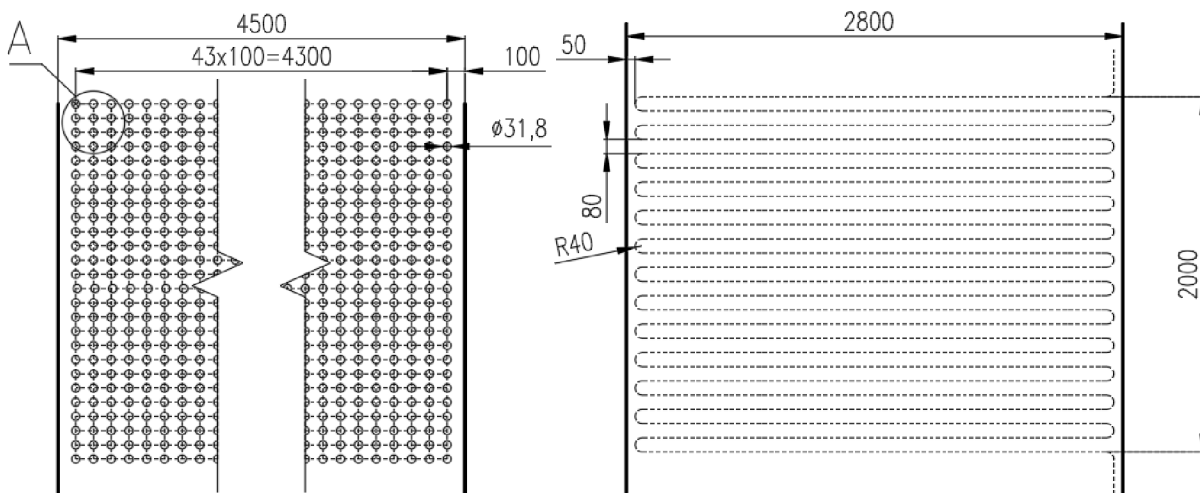
$$F_v = n_{tr} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{44}{2} \cdot \frac{\pi \cdot 0,0246^2}{4} = 0,0105 \text{ m}^2 \quad (8.5)$$

Střední rychlost vody:

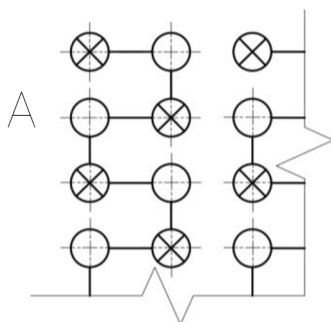
$$w_v^{stř} = \frac{M_v \cdot v_v^{stř}}{F_v} = \frac{12,99 \cdot 0,00111}{0,0105} = 1,3778 \text{ m/s} \quad (8.6)$$

Ekonomizér E1-6

Ekonomizér je navržen jako protiproudý. Trubky s vodou jsou zahnuté do boku a dolů jak je zobrazeno na Obr. 8.3. Tím je zachována stejná teplosměnná plocha s polovičním průtočným průřezem a je dosaženo optimální rychlosti vody, která se zde pohybuje v rozmezí 0,7 - 1,5 m/s.



Obr. 8.2 Schéma trubek v E1-6



Obr. 8.3 Detail směru proudění vody

Tab. 8.1 Rozměry trubek ekonomizéru E1-6

Parametr	Hodnota [m]
Vnější průměr trubky D	0,0318
Tloušťka stěny trubky t	0,036
Vnitřní průměr trubky d	0,0246
Efektivní délka trubky l_{tr}	2,7
Příčná rozteč s_1	0,1
Střední podélná rozteč s_2	0,08
Parametr	Hodnota [-]
Počet příčných řad $n_{řad}$	44
Počet vertikálních řad n_{tr}	1
Počet trubek ve vertikální řadě n_{had}	156

Tab. 8.2 Parametry vody v ekonomizéru E1-6

	In	Out	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5	4,8	4,9
Teplota [°C]	120	185,6	152,8
Entalpie [kJ/kg]	507,2	788	647,6
Hmotnostní průtok M_p [kg/s]			12,9861
Měrný objem v [m ³ /kg]			0,0011093
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W/mK]			0,68602
Kinematická viskozita ν_p [m ² /s]			$1,9445 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,1175

Celkový součinitel přestupu tepla spalín je roven součiniteli α_k . Spaliny jsou v tomto úseku pod hranicí teploty 500 °C a součinitel přestupu tepla sáláním α_s je možné podle [3] zanedbat.

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

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{stř} \cdot D}{\nu_p} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (8.7)$$

$$\alpha_k^{SP} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{43,212 \cdot 10^{-3}}{0,0318} \cdot \left(\frac{4,0061 \cdot 0,0318}{36,09 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,71^{0,33}$$

$$\alpha_k^{SP} = 49,10996 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fyzikální vlastnosti spalin jsou uvedeny v tabulce 8.3.

Tab. 8.3 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti E1-6

	In	Out	Střední hodnota
Teplota [°C]	290	160	225
Součinitel tepelné vodivosti λ [W/mK]			$43,212 \cdot 10^{-3}$
Kinematická viskozita ν [m ² /s]			$36,09 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			0,71

Součinitel opravy na počet podélných řad:

$$\text{pro podélných } n_{\text{řad}} \geq 10 \text{ platí } c_z = 1 [-]$$

Součinitel opravy na uspořádání svazku:

$$\text{pro } \sigma_2 \geq 2 \text{ platí } c_s = 1 [-]$$

Poměrná podélná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0318} = 2,5157 [-] \quad (8.8)$$

Výpočet výkonu ekonomizéru ze strany páry:

$$Q = M_v \cdot (I_{EKO1-6}^{\text{out}} - I_{EKO1-6}^{\text{in}}) \quad (8.9)$$

$$Q = 12,9861 \cdot (788 - 507,2) = 3646,4969 \text{ kW}$$

Součinitel prostupu tepla s uspořádáním trubek za sebou:

$$k = \psi \cdot \alpha_k^{SP} = 0,6 \cdot 49,10996 = 29,4660 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (8.10)$$

Teplosměnná plocha ekonomizéru:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} \quad (8.11)$$

$$S = \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,7 \cdot 44 \cdot 1 \cdot 156 = 1851,4758 \text{ m}^2$$

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproud:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} = \frac{104,4 - 40}{\ln\left(\frac{103,4}{40}\right)} = 66,7561 \text{ °C} \quad (8.12)$$

$$\Delta t_1 = t_{SP}^{\text{in}} - t_v^{\text{out}} = 290 - 185,6 = 104,4 \text{ °C} \quad (8.13)$$

$$\Delta t_2 = t_{SP}^{\text{out}} - t_v^{\text{in}} = 160 - 120 = 40 \text{ °C} \quad (8.14)$$

Výpočet výkonu ekonomizéru E1-6 ze strany spalin:

$$Q_{EKO1-6} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} \quad (8.15)$$

$$Q_{EKO1-6} = \frac{29,4660 \cdot 1851,4758 \cdot 66,7561}{10^3} = 3641,9165 \text{ kW}$$

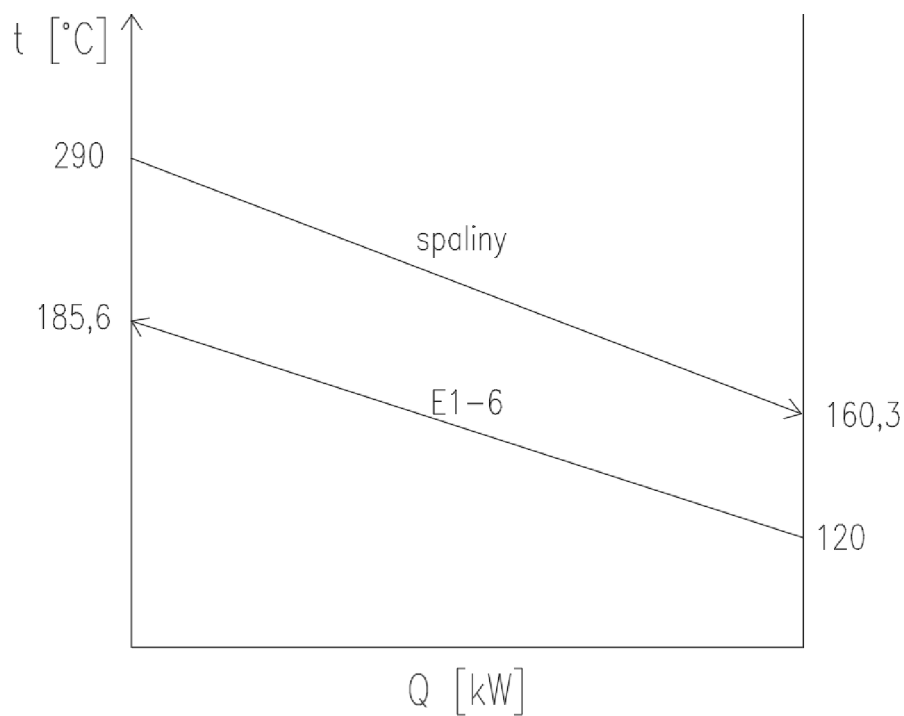
Výstupní teplota spalin

Entalpie spalin na výstupu z úseku E1-6:

$$I_{E1-6}^{out} = \frac{M_{pv} \cdot I_{EKO7,8}^{out} - Q_{EKO1-6}}{M_{pv}} \quad (8.16)$$

$$I_{E1-6}^{out} = \frac{3,7839 \cdot 2110,66854 - 3641,9165}{3,7839} = 1147,5232 \text{ kJ/kg}$$

Entalpii na výstupu z úseku E1-6 odpovídá teplota 160,3°C. Stanovená výstupní teplota v úvodu kapitoly se tedy liší od vypočítané teploty pouze o 0,3°C.



Obr. 8.4 Průběh teplot v E1-6

9 Návrh ohříváku vzduchu

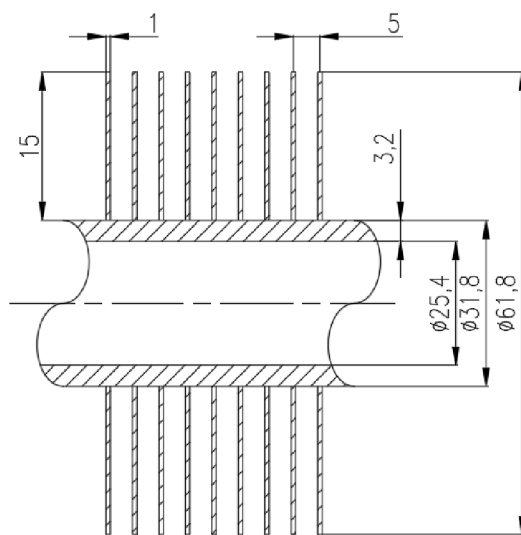
Pro zvýšení účinnosti kotle je primární vzduch předehříván ohřívákem vzduchu (OVZ) na navrhovanou teplotou 185 °C. Jedná se o ohřev vzduchu vodou z ekonomizéru, která z ohříváku putuje do bubnu. Při návrhu je tedy potřeba dbát na zachování dostatečného nedohřevu jak v ekonomizéru, tak v ohříváku vzduchu. Ohříváný vzduch má vstupní teplotu 20 °C a při ohřevu v kotli by mohlo na povrchu trubek docházet k nízkoteplotní korozi. Z tohoto důvodu je OVZ je umístěn pod kotlem a vzduch je do něj hnán ventilátorem primárního vzduchu (viz Obr. 9.2).

9.1 Konstrukční návrh

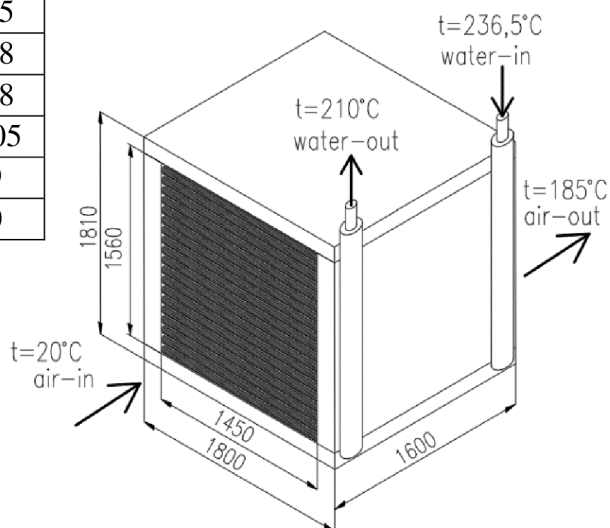
Ohřívák je koncipován jako protiproudý výměník voda-vzduch. Průtočný kanál, kde proudí vzduch je příčně vyplněn žebrovanými trubkami vedoucí horkou vodou z ekonomizéru. Schéma vedení trubek je znázorněno na Obr. 9.3. Rozměry přehříváku byly navrženy iteračně tak, aby bylo dosaženo požadované zvolené výstupní teploty 185°C. Konstrukční parametry jsou vypsány v Tab 9.1.

Tab. 9.1 Rozměry ohříváku vzduchu

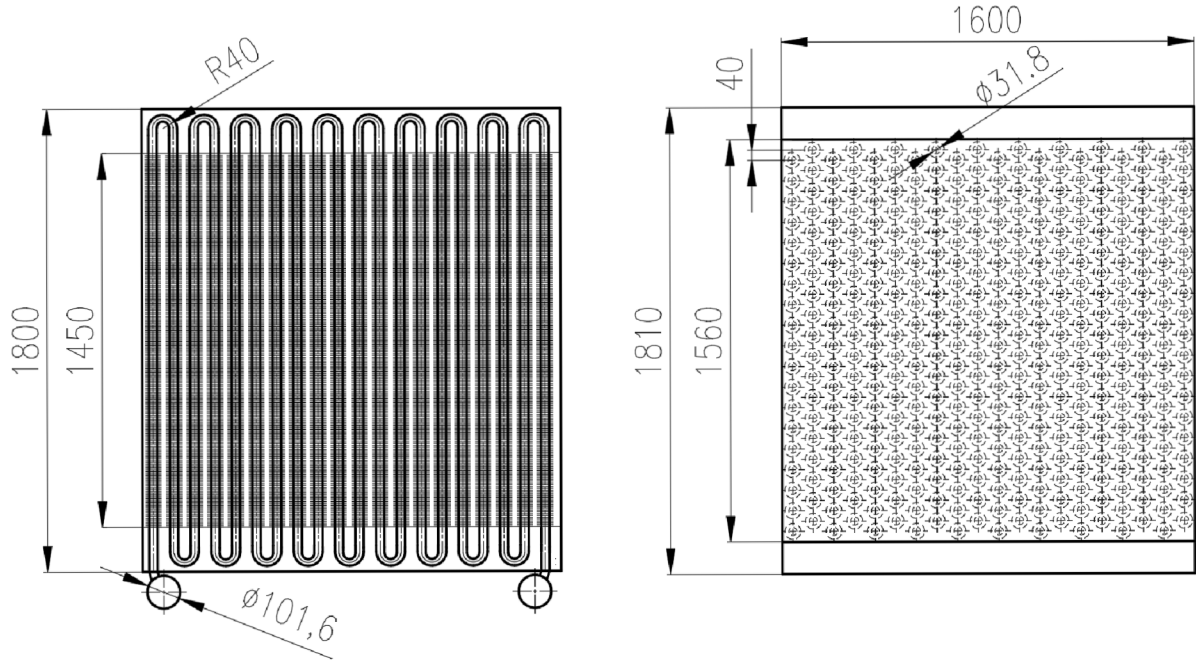
Rozměry průtočného kanálu vzduchu		
Šířka okna pro vzduch [m]	h_a	1,45
Výška okna [m]	h_b	1,56
Délka (hloubka kanálu) [m]	l_k	1,6
Rozměry trubek		
Vnější průměr trubky [m]	D	0,0318
Tloušťka stěny trubky [m]	t	0,0032
Vnitřní průměr trubky [m]	d	0,0254
Výška žebra [m]	$h_{\check{z}}$	0,015
Průměr s žebrem [m]	$D_{\check{z}}$	0,0618
Tloušťka žebra [m]	$t_{\check{z}}$	0,001
Počet žeber na metr délky [1/m]	$n_{\check{z}}$	200
Efektivní délka trubky [m]	l_t	1,45
Příčná rozteč [m]	s_1	0,08
Střední podélná rozteč [m]	s_2	0,08
Rozteč žeber [m]	$s_{\check{z}}$	0,005
Počet vertikálních řad	n_{tr}	19
Počet horizontálních řad	$n_{\check{r}ad}$	20



Obr. 9.1 Řez žebrovanou trubkou OVZ



Obr. 9.2 3D nákres OVZ



Obr. 9.1 Řezy ohřívákem vzduchu

Průtočný průřez vody:

$$F_v = n_{tr} \cdot n_{řad} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 19 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} = 0,00962 \text{ m}^2 \quad (9.1)$$

Střední rychlost vody:

$$w_v^{stř} = \frac{F_v \cdot v_v}{F_{vz}} = \frac{12,9861 \cdot 0,0012}{0,00962} = 1,6126 \text{ m/s} \quad (9.2)$$

Střední teplota vzduchu v průtočném kanálu:

$$t_{VZ}^{stř} = \frac{t_{VZ}^{in} + t_{VZ}^{out}}{2} = \frac{20 + 185}{2} = 102,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.3)$$

Objemový průtok primárního vzduchu při střední teplotě:

$$M_{vz}^{skut} = 0,45 \cdot O_{vz} \cdot M_{pv} \cdot \left(\frac{t_{vz}^{stř} + 273,15}{273,15} \right) \quad (9.4)$$

$$M_{vz}^{skut} = 0,45 \cdot 4,2933 \cdot 3,7839 \cdot \left(\frac{102,5 + 273,15}{273,15} \right) = 10,0535 \text{ m}^3/\text{s}$$

Průtočný průřez vzduchu ve spalínovém kanále:

$$F_{vz} = h_a \cdot h_b - h_a \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot h_a \cdot n_{tr} \quad (9.5)$$

$$F_{vz} = 1,45 \cdot 1,56 - 1,45 \cdot 0,0318 \cdot 19 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 1,45 \cdot 19 = 1,7413 \text{ m}^2$$

Střední rychlost vzduchu v průtočném kanálu:

$$w_{vz}^{stř} = \frac{M_{vz}^{skut}}{F_{vz}} = \frac{10,0535}{1,7413} = 5,7735 \text{ m/s} \quad (9.6)$$

9.2 Tepelný výpočet OVZ

Tab. 9.2 Fyzikální vlastnosti vody a vzduchu

Voda			
	in	out	střední hodnota
Tlak [MPa]	4,6	4,6	4,6
Teplota [°C]	236,5	209,7	223,1
Entalpie [kJ/kg]	1021	897,5	959,25
Hmotnostní průtok M_v [kg/s]			12,9861
Měrný objem [m ³ /kg]			0,0011955
Vzduch			
Teplota [°C]	20	185	102,5
Entalpie [kJ/kg]	79,6832	744,7664	412,2248
Hmotnostní průtok M_{vz} [kg/s]			2,4059
Tepelná vodivost λ [W/mK]			0,0323
Měrný objem v [m ³ /kg]			$2,3295 \cdot 10^{-5}$

Předběžný výkon ohříváku vypočítaný z bilance vody:

$$Q_{ovz} = M_v \cdot (i_v^{in} - i_v^{out}) = 12,9861 \cdot (1021 - 897,5) = 1603,8 \text{ kW} \quad (9.7)$$

Výpočet množství primárního vzduchu:

$$M_{vz} = \alpha \cdot x_{prim} \cdot M_{pv} = 1,4 \cdot 0,45 \cdot 3,7839 = 2,4059 \text{ kg/s} \quad (9.8)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro žebrované trubky:

$$\alpha_k^V = 0,23 \cdot c_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{vz}^{stř} \cdot s_z}{v}\right)^{0,65} \quad (9.9)$$

$$\alpha_k^V = 0,23 \cdot 1 \cdot 0,8362^{0,2} \cdot \frac{0,03228}{0,005} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{5,7735 \cdot 0,005}{2,3295 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k^V = 38,9326 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Parametr určující uspořádání svazků:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = \frac{2,5157 - 1}{2,5157 - 1} = 0,8362 [-] \quad (9.10)$$

Poměrná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,5157 [-] \quad (9.11)$$

Poměrná úhlopříčná rozteč:

$$\sigma_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,08}{2}\right)^2 + 0,08^2}}{0,0318} = 2,8127 [-] \quad (9.12)$$

Podíl výhřevných ploch žeber a plochy pro trubky s kruhovými žebry:

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} \quad (9.13)$$

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,005}{0,0318} - \frac{0,001}{0,0318}\right)} = 0,9169 [-]$$

Podíl volných částí trubky a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,9169 = 0,0831 [-] \quad (9.14)$$

Součinitel efektivity žebra:

$$E = f\left(\beta \cdot h_{\dot{z}}; \frac{D_{\dot{z}}}{D}\right) = f\left(40,6772 \cdot 0,15; \frac{0,0618}{0,0318}\right) = f(0,6102; 1,9434) = 0,82 [-]$$

Součinitel β :

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k^V}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k^V)}} \quad (9.15)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 38,9326}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 38,9326)}} = 40,6772 [-]$$

$\psi_{\dot{z}} = 0,85 [-]$ - koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra

$\lambda_{\dot{z}} = 40 \text{ W/m}^2\text{K}$ - součinitel tepelné vodivosti žebra

$\varepsilon = 0 [-]$ - součinitel znečištění, pro čistý vzduch

Součinitel prostupu tepla pro žebrované trubky. Součinitel přestupu konvekcí ze strany vody se v tomto případě zanedbává:

$$k = \alpha_{1r} = \left[\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu_{\dot{z}} \cdot \frac{S_h}{S}\right] \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k^V}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k^V} \quad (9.16)$$

$$k = [0,9169 \cdot 0,82 \cdot 1] \cdot \frac{0,85 \cdot 38,9326}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 38,9326} = 27,6309 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Teplosměnná plocha trubek:

$$S = \left(\pi \cdot D - \pi \cdot \frac{D_{\dot{z}}^2 - D^2}{4} \cdot 2 \cdot n_{\dot{z}}\right) \cdot l_t \cdot n_{tr} \cdot n_{\text{řad}} \quad (9.17)$$

$$S = \left(\pi \cdot 0,0318 - \pi \cdot \frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} \cdot 2 \cdot 200\right) \cdot 1,45 \cdot 19 \cdot 20 = 541,116 \text{ m}^2$$

Střední logaritmický teplotní spád pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{189,7 - 51,5}{\ln\left(\frac{189,7}{51,5}\right)} = 106^\circ\text{C} \quad (9.18)$$

$$\Delta t_1 = t_v^{in} - t_{vz}^{out} = 236,5 - 185 = 51,5^\circ\text{C} \quad (9.19)$$

$$\Delta t_2 = t_v^{out} - t_{vz}^{in} = 209,7 - 20 = 189,7^\circ\text{C} \quad (9.20)$$

Výkon ohříváku ze strany vzduchu:

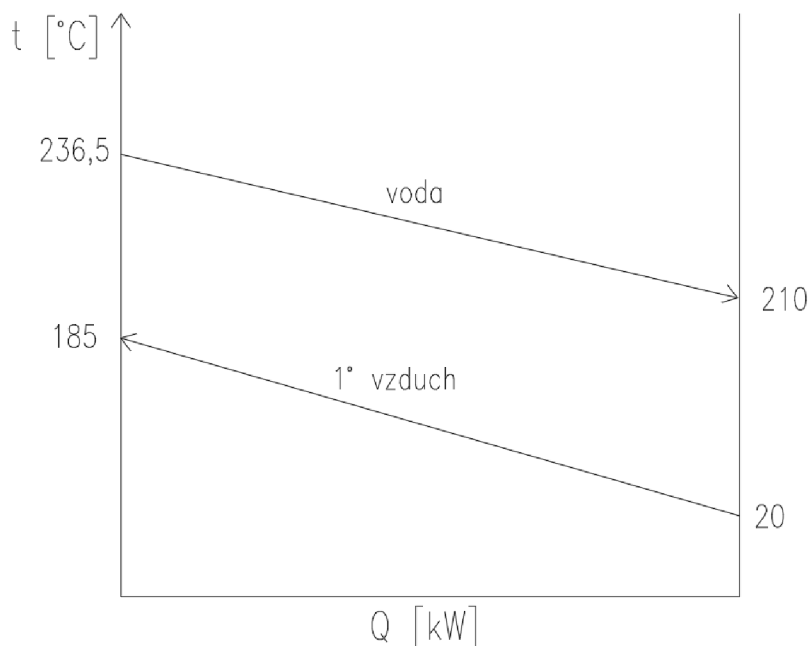
$$Q_{ovz} = \frac{k \cdot S \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{27,6309 \cdot 541,116 \cdot 106}{10^3} = 1597,88 \text{ kW} \quad (9.21)$$

Výkon ze strany spalín je podobný jako výkon spočítaný ze strany páry v rovnici 9.7.

$$I_{out}^{VZDUC} = \frac{M_{vz} \cdot I_{20}^{VZDUC} + Q_{ovz}}{M_{vz}} \quad (9.22)$$

$$I_{out}^{VZDUC} = \frac{2,4061 \cdot 79,6832 + 1597,88}{2,4061} = 743,8041 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie vzduchu na výstupu z přehříváku odpovídá 184,5 °C, což se blíží stanovené teplotě předehřevu primárního vzduchu 185 °C.



Obr. 9.2 Průběh teplot v ohříváku vzduchu

10 Návrh rozměru bubnu

Vnější průměr bubnu je navržen podle parního výkonu 50 t/h jako $D_b = 1,4$ m. Tloušťka bubnu t_b byla zvolena na 60 mm na základě konzultace. Délka bubnu l_b je shodná s šířkou tahů. Buben parního kotle je silnostěnná tlaková nádoba, a proto musí splňovat podmínku maximálního přípustného zatížení z_{\max} .

Vnitřní průměr bubnu:

$$d_b = D_b - 2 \cdot t_b = 1,4 - 2 \cdot 0,06 = 1,28 \text{ m} \quad (10.1)$$

Objem vody v bubnu, uvažuje se jako polovina objemu bubnu:

$$V = \frac{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_b\right)}{2} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot 1,28^2}{4} \cdot 4,5\right)}{2} = 2,8953 \text{ m}^3 \quad (10.2)$$

Zatížení bubnu:

$$z = \frac{M_{pp}}{V} = \frac{13,89}{2,8953} = 4,7974 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3} \quad (10.3)$$

Pro tlak v bubnu 4,6 MPa je podle [8] maximální doporučené zatížení $z_{\max} = 5,6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$. Je tedy splněna podmínka $z \leq z_{\max}$.

11 Návrh zavodňovacího a převáděcího potrubí

11.1 Návrh potrubí výparníku

Zavodňovací trubky vedou vodu z bubnu do výparníku, kde se ve varných trubkách odpařuje. Směs syté páry a vody je z výparníku vedena zpátky do bubnu převáděcím potrubím. Rozměry trubek jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 11.1 Rozměry potrubí výparníku

Veličina	Hodnota
Vnější průměr varných trubek D_v [mm]	60,3
Tloušťka stěny varných trubek t_v [mm]	5
Vnitřní průměr varných trubek d_v [mm]	50,3
Počet varných trubek n_v [-]	433
Vnější průměr zavodňovacích trubek D_z [mm]	406,4
Tloušťka stěny zavodňovacích trubek t_z [mm]	12,5
Vnitřní průměr zavodňovacích trubek d_z [mm]	381,4
Počet zavodňovacích trubek n_z [-]	2
Vnější průměr převáděcích trubek D_p [mm]	168,3
Tloušťka stěny převáděcích trubek t_p [mm]	10
Vnitřní průměr převáděcích trubek d_p [mm]	148,3
Počet převáděcích trubek n_p [-]	20

Průtočný průřez varných trubek:

$$S_{OS} = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot n_v = \frac{\pi \cdot 0,0503^2}{4} \cdot 433 = 0,8604 \text{ m}^2 \quad (11.1)$$

Průtočný průřez zavodňovacích trubek:

$$S_{OZ} = (0,06 + 0,016 \cdot p_b + 0,005 \cdot h_b) \cdot S_{OS} \quad (11.2)$$

$$S_{OZ} = (0,06 + 0,016 \cdot 4,6 + 0,005 \cdot 22) \cdot 0,8604 = 0,2096 \text{ m}^2$$

Tlak v bubnu $p_b = 4,6$ MPa je stejný jako tlak ve výparníku, výška bubnu od osy zavodňovacích trubek $h_b = 22$ m se určí jako výška kotle s rezervou 2 m.

Počet zavodňovacích trubek je dispozičně stanoven jako $n_z = 2$. Průměr zavodňovacích trubek se pak spočítá následovně:

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{OZ}}{\pi \cdot n_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,2096}{\pi \cdot 2}} = 0,3653 \text{ m} \quad (11.3)$$

Je zvolen nejbližší průměr $d_z = 381,4$ mm, pak $D_z = 406,4$ mm při $t_z = 12,5$ mm.

Průtočný průřez převáděcích trubek:

$$S_{OP} = (0,01 + 0,01 \cdot (p_b + h_b)) \cdot S_{OS} \quad (11.4)$$

$$S_{OP} = (0,01 + 0,01 \cdot (4,6 + 22)) \cdot 0,8604 = 0,3149 \text{ m}^2$$

Počet převáděcích trubek:

$$n_p = \frac{S_{Oz}}{\frac{\pi \cdot d_z^2}{4}} = \frac{0,3149}{\frac{\pi \cdot 0,1483^2}{4}} = 19,2 \doteq 20 [-] \quad (11.5)$$

11.2 Návrh převáděcího potrubí teplosměnných ploch

Převáděcí potrubí vede vodu/páru mezi teplosměnnými plochami. Při návrhu průměru potrubí se vychází z rychlosti páry $w_p = 25 - 32$ m/s a vody $w_v = 1,5 - 2,5$ m/s. Parametry médií potřebné pro výpočet průměru d jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 11.2 Střední parametry média v převáděcích trubkách

	M_p [kg/s]	p [MPa]	t [°C]	v [m ³ /kg]
buben → ZT	12,9861	4,6	258,8	0,0430
ZT → P1	13,6111	4,6	267,4	0,0447
P1 → P2	13,6111	4,4	337,6	0,0581
P2 → P3	13,8889	4,3	353,1	0,0596
P3 out	13,8889	4,2	420	0,0723
EKO 1,6 in	12,9861	5	120	0,0011
EKO8,7 in	12,9861	4,8	185,6	0,0011
EKO87 out	12,9861	4,6	236,5	0,0012
OVZ out	12,9861	4,6	210	0,0012

Vnitřní průměr převáděcího potrubí vedoucí páru se určí jako:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot M_p \cdot v_p}{\pi \cdot w_p}} \quad (11.6)$$

Příklad výpočtu vnitřního průměru pro potrubí spojující buben a závěsné trubky:

$$d_{ZT} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,9861 \cdot 0,0430}{\pi \cdot 30}} = 0,15395 \rightarrow \text{z tabulek } d_{ZT} = 158,3 \text{ mm}$$

Příklad ověření skutečné rychlosti média:

$$w_p = \frac{M_p \cdot v_p}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{12,9861 \cdot 0,043}{\pi \cdot \frac{0,158,3^2}{4}} = 28,3723 \text{ m/s} \quad (11.7)$$

Rychlost páry je v doporučeném rozmezí 25 – 32 m/s.

Obdobně jsou vypočteny i průměry dalších trubek. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 11.3 Průměry převáděcích trubek a ověření skutečné rychlosti média

	Vypočítaný vnitřní průměr d [mm]	Zvolený průměr d [mm]	Vnější průměr D [mm]	Tloušťka trubky t [mm]	Skutečná rychlost w [m/s]
buben → ZT	153,9459	158,3	168,3	5	28,3724
ZT → P1	160,7102	158,3	168,3	5	30,9205
P1 → P2	183,2521	206,5	219,1	6,3	23,6254
P2 → P3	187,4919	206,5	219,1	6,3	24,7312
P3 out	206,4274	203,1	219,1	8	30,9910
EKO 1,6 in	93,6122	91,6	101,6	5	2,0888
EKO8,7 in	95,3621	91,6	101,6	5	2,1677
EKO87 out	100,4291	91,6	101,6	5	2,4041
OVZ out	100,4291	91,6	101,6	5	2,4041

12 Aerodynamický výpočet kotle

Aerodynamický výpočet slouží k určení odporů při proudění spalin kotlem. Celková aerodynamická ztráta je součtem ztrát třecích, ztrát místních odporů a ztrát zdvihovou prací (vztlaková ztráta). Součinitele a vztahy pro tahové ztráty jsou odečteny z [2]. Pro výpočet ztrát je třeba znát hustotu spalin. Hustota spalin při $p = 0,1 \text{ MPa}$ a $t = 0 \text{ °C}$ se spočítá následovně:

$$\begin{aligned} \rho_{sp} &= c_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + c_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + c_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + c_{Ar} \cdot \rho_{Ar} + c_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} \quad (12.1) \\ &= 0,1614 \cdot 1,9768 + 0,0006 \cdot 2,9263 + 0,6051 \cdot 1,25 + 0,0072 \cdot 1,7839 + 0,2557 \cdot 0,804 \\ \rho_{sp} &= 0,3191 + 0,0018 + 0,7564 + 0,0127 + 0,2081 = 1,2981 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

$c_x [-]$ - hmotnostní podíl plynu ve spalinách, stanoveno z kapitoly 2.2 jako podíl objemu plynu O a objemu vlhkých spalin O_{sp}

$\rho_x [\text{kg/m}^3]$ - měrná hmotnost plynů, při $p = 0,1 \text{ MPa}$ a $t = 0 \text{ °C}$ [1]

12.1 Ztráty v I. tahu

Ztráty třením v průtočném kanálu

$$\begin{aligned} \Delta p_t &= \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_l \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (12.2) \\ \Delta p_t &= 0,0136 \cdot \frac{20}{4,7944} \cdot \frac{4,3279^2}{2} \cdot 0,2468 \cdot \left(\frac{1134 + 273,15}{308,78 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,2165 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$L = 20 \text{ m}$ - délka kanálu, v tomto případě shodná s výškou kotle h

$w_{sp} = 4,3279 \text{ m/s}$ - střední rychlost spalin v prvním tahu

$t_{st} = 308,78 \text{ °C}$ - teplota stěny výparníku s teplotním přírůstkem 50 °C (Tab. 15.2)

Součinitel tření pro $Re = 10^5 - 10^8$:

$$\lambda = 0,857 \cdot (\lg(Re))^{-2,4} = 0,857 \cdot (\lg(425342))^{-2,4} = 0,0124 [-] \quad (12.3)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{4,3279 \cdot 4,7944}{48,783 \cdot 10^{-6}} = 425342 [-] \quad (12.4)$$

$\nu = 48,783 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$ - kinematická viskozita spalin pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (b \cdot a)}{(b + a) \cdot 2} = \frac{4 \cdot (5,13 \cdot 4,5)}{(5,13 + 4,5) \cdot 2} = 4,7944 \text{ m} \quad (12.5)$$

Střední teplota spalin v I. tahu:

$$t_{sp} = \frac{t_o + t_a}{2} = \frac{859 + 1409,271}{2} = 1134 \text{ °C} \quad (12.6)$$

$t_o = 859 \text{ °C}$ - teplota na výstupu z tahu

$t_a = 1409 \text{ °C}$ - teoretická teplota při adiabatickém spalování

Přepočet hustoty spalin pro střední teplotu t_{sp} :

$$\rho_I = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + t_{sp}} \right) \quad (12.7)$$

$$\rho_I = 1,2715 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 1134} \right) = 0,2468 \text{ kg/m}^3$$

Místní ztráty

Celková místní ztráta v I. tahu je součtem dílčích místních ztrát:

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,24 + 0,2 + 1,8) \cdot \frac{6,4419^2}{2} \cdot 0,3068 = 12,9877 \text{ Pa} \quad (12.8)$$

$w_{sp} = 6,4419 \text{ m/s}$ - rychlost spalin na výstupu z I. tahu

$\rho = 0,3068 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin na výstupu z I. tahu

$\zeta_1 = 0,24 [-]$ - ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z I. tahu do okna

$\zeta_2 = 0,2 [-]$ - ztrátový součinitel změny průřezu na vstupu do II. tahu z okna

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci I. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 [-] \quad (12.9)$$

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180° .

Ztráta zdvihovou prací

$$\Delta p_v = (z_2 - z_1) \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_s} \right) \cdot g \quad (12.10)$$

$$\Delta p_v = 20 \cdot \left(1,2715 - 1,2574 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 1134} \right) \cdot 9,81 = 201,8356 \text{ Pa}$$

$z_2 - z_1 = 20 \text{ m}$ - výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem tahu, je shodný s výškou tahu

$\rho_{vz} = 1,2715 \text{ kg/m}^3$ - hustota vzduchu při $p = 0,1 \text{ MPa}$ a $t = 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Celková tahová ztráta v I. tahu

$$\Delta p_I = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_v = 0,2165 + 12,9877 + 201,835 = 215,021 \text{ Pa} \quad (12.11)$$

12.2 Ztráty v II. tahu**Ztráty třením v průtočném kanálu**

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{II} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (12.12)$$

$$\Delta p_t = 0,0161 \cdot \frac{19,3}{3} \cdot \frac{7,4966^2}{2} \cdot 0,3506 \cdot \left(\frac{788 + 273,15}{308,78 + 273,15} \right)^{0,583} = 1,3262 \text{ Pa}$$

$L = 19,3 \text{ m}$ - délka kanálu, v tomto případě shodná s výškou druhého tahu

$w_{sp} = 7,4966 \text{ m/s}$ - střední rychlost spalin v druhém tahu

$t_{st} = 308,78 \text{ °C}$ - teplota stěny výparníku s teplotním přídavkem 50 °C (Tab. 15.2)

Součinitel tření pro $Re = 10^5 - 10^8$:

$$\lambda = 0,857 \cdot (\lg(Re))^{-2,4} = 0,857 \cdot (\lg(169207))^{-2,4} = 0,01618 [-] \quad (12.13)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{7,4966 \cdot 3}{131,98 \cdot 10^{-6}} = 169207 [-] \quad (12.14)$$

$\nu = 131,98 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$ - kinematická viskozita spalin pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (b \cdot a)}{(b + a) \cdot 2} = \frac{4 \cdot (2,25 \cdot 4,5)}{(2,25 + 4,5) \cdot 2} = 3 \text{ m} \quad (12.15)$$

$t_{sp} = 788 \text{ °C}$ - střední teplota spalin v II. tahu

Přepočítání hustoty spalin pro střední teplotu t_{sp} :

$$\rho_{II} = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + t_{sp}} \right) = 1,2715 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 788} \right) = 0,3273 \text{ kg/m}^3 \quad (12.16)$$

Místní ztráty

Celková místní ztráta v II. tahu je součtem dílčích místních ztrát:

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,05 + 1,8) \cdot \frac{5,5829^2}{2} \cdot 0,3506 = 10,1079 \text{ Pa} \quad (12.17)$$

$w_{sp} = 5,5829 \text{ m/s}$ - rychlost spalin na výstupu z II. tahu

$\rho = 0,3506 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin na výstupu z II. tahu

$\zeta_1 = 0,05 [-]$ - ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z II. tahu do okna

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci II. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 [-] \quad (12.18)$$

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180° .

Ztráta zdvihovou prací

$$\Delta p_v = (z_2 - z_1) \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_s} \right) \cdot g \quad (12.19)$$

$$\Delta p_v = -19,3 \cdot \left(1,2715 - 1,2574 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 788} \right) \cdot 9,81 = -179,55 \text{ Pa}$$

$z_2 - z_1 = 19,3 \text{ m}$ výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem tahu, je shodný s výškou tahu

Ztráta je záporná, protože směr proudění spalin je zde ve směru gravitačního zrychlení.

Celková tahová ztráta ve II. tahu

$$\Delta p_{II} = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_v = 1,3262 + 10,1079 - 179,55 = -168,116 \text{ Pa} \quad (12.20)$$

12.3 Ztráty ve III. tahu**Ztráty třením v průtočném kanálu**

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{III} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (12.21)$$

$$\Delta p_t = 0,0146 \cdot \frac{20}{3,6429} \cdot \frac{5,8659^2}{2} \cdot 0,4789 \cdot \left(\frac{452 + 273,15}{308,78 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,7419 \text{ Pa}$$

$L = 20 \text{ m}$ - délka kanálu, v tomto případě výška kotle

$w_{sp} = 5,8659 \text{ m/s}$ - střední rychlost spalin ve třetím tahu

Součinitel tření pro $Re = 10^5 - 10^8$:

$$\lambda = 0,857 \cdot (\lg(Re))^{-2,4} = 0,857 \cdot (\lg(425342))^{-2,4} = 0,01456 [-] \quad (12.22)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{4,3279 \cdot 4,7944}{73,82 \cdot 10^{-6}} = 425342 [-] \quad (12.23)$$

$\nu = 73,82 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$ - kinematická viskozita spalin pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (b \cdot a)}{(b + a) \cdot 2} = \frac{4 \cdot (3,06 \cdot 4,5)}{(3,06 + 4,5) \cdot 2} = 3,6429 \text{ m} \quad (12.24)$$

$t_{sp} = 452 \text{ °C}$ - střední teplota spalin ve III. tahu

Přepočet hustoty spalin pro střední teplotu t_{sp} :

$$\rho_{III} = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + t_{sp}} \right) = 1,2715 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 452} \right) = 0,4789 \text{ kg/m}^3 \quad (12.25)$$

Místní ztráty kanálu

Celková místní ztráta kanálu tahu je součtem dílčích místních ztrát:

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,3 + 0,2 + 1,8) \cdot \frac{5,9146^2}{2} \cdot 0,6178 = 24,8542 \text{ Pa} \quad (12.26)$$

$w_{sp} = 5,9146 \text{ m/s}$ - rychlost spalin na výstupu z III. Tahu

$\rho = 0,6178 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin na výstupu z III. tahu

$\zeta_1 = 0,3 [-]$ - ztrátový součinitel změny průřezu na výstupu z III. tahu do okna,

$\zeta_2 = 0,2 [-]$ - ztrátový součinitel změny průřezu na vstupu do IV. tahu z okna,

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci III. tahu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 [-] \quad (12.27)$$

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180° .

Místní ztráta svazku P2

$$\Delta p_2 = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 7,8861 \cdot 0,5 \cdot 30 = 118,2919 \text{ Pa} \quad (12.28)$$

$x = 0,5 [-]$ - součinitel respektující uspořádání trubek

$n_{tr} = 30 [-]$ - počet trubek

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_{sp} + 273,15}{t_{st} + 273,15} \right)^{0,583} \quad (12.29)$$

$$\Delta p = \frac{5,8164^2}{2} \cdot 0,3796 \cdot \left(\frac{641,7 + 273,15}{370 + 273,15} \right)^{0,583} = 7,8861 \text{ Pa}$$

$t_{sp} = 641,7 \text{ }^\circ\text{C}$ - střední teplota spalin ve svazku

$w_{sp} = 5,8164 \text{ m/s}$ - střední rychlost spalin ve svazku

$t_{st} = 370 \text{ }^\circ\text{C}$ - teplota povrchu trubek, spočítá se jako střední teplota páry svazku s teplotním přírůstkem $35 \text{ }^\circ\text{C}$ (viz Tab. 15.1)

$\rho = 0,3796 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku

Místní ztráta svazku P3

$$\Delta p_3 = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 10,5316 \cdot 0,7 \cdot 24 = 176,93 \text{ Pa} \quad (12.30)$$

$x = 0,7 [-]$ - součinitel respektující uspořádání trubek

$n_{tr} = 24 [-]$ - počet trubek

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_{sp} + 273,15}{t_{st} + 273,15} \right)^{0,583} \quad (12.31)$$

$$\Delta p = \frac{6,72^2}{2} \cdot 0,4233 \cdot \left(\frac{547,3 + 273,15}{421,55 + 273,15} \right)^{0,583} = 10,5316 \text{ Pa}$$

$t_{sp} = 547,3 \text{ °C}$ - střední teplota spalin ve svazku

$w_{sp} = 6,72 \text{ m/s}$ - střední rychlost spalin ve svazku

$t_{st} = 421,55 \text{ °C}$ teplota povrchu trubek, spočítá se jako střední teplota páry ve svazku s teplotním přídatkem 35 °C (viz Tab. 15.1)

$\rho = 0,4233 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku

Místní ztráta svazku P1

$$\Delta p_1 = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 9,1083 \cdot 0,7 \cdot 34 = 216,7778 \text{ Pa} \quad (12.32)$$

$x = 0,7 [-]$ - součinitel respektující uspořádání trubek

$n_{tr} = 34 [-]$ - počet trubek

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_{sp} + 273,15}{t_{st} + 273,15} \right)^{0,583} \quad (12.33)$$

$$\Delta p = \frac{5,8659^2}{2} \cdot 9,1083 \cdot \left(\frac{452 + 273,15}{337,5 + 273,15} \right)^{0,583} = 7,8861 \text{ Pa}$$

$t_{sp} = 452 \text{ °C}$ - střední teplota spalin ve svazku

$w_{sp} = 5,8659 \text{ m/s}$ střední rychlost spalin ve svazku

$t_{st} = 337,5 \text{ °C}$ teplota povrchu trubek, spočítá se jako střední teplota páry svazku s teplotním přídatkem 35 °C dle (viz Tab. 15.1)

$\rho = 0,4789 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin pro střední teplotu ve svazku

Místní ztráty svazku E8,7

$$\Delta p_{E7,8} = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 6,8334 \cdot 0,65 \cdot 50 = 222,0952 \text{ Pa} \quad (12.34)$$

$x = 0,65 [-]$ - součinitel respektující uspořádání trubek

$n_{tr} = 50 [-]$ - počet trubek

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_{sp} + 273,15}{t_{st} + 273,15} \right)^{0,583} \quad (12.35)$$

$$\Delta p = \frac{4,6519^2}{2} \cdot 0,5629 \cdot \left(\frac{343,85 + 273,15}{233,25 + 273,15} \right)^{0,583} = 6,8334 \text{ Pa}$$

$t_{sp} = 343,85 \text{ °C}$ - střední teplota spalin ve svazku $t_{sp} = 343,85 \text{ °C}$

$w_{sp} = 4,6519 \text{ m/s}$ - střední rychlost spalin ve svazku $w_{sp} = 4,6519 \text{ m/s}$

$t_{st} = 233,25 \text{ °C}$ - střední teplota povrchu trubek, spočítá se jako střední teplota páry svazku s teplotním přírůstkem 35 °C (viz Tab 15.1)

$\rho = 0,5629 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku

Ztráta zdvihovou prací

$$\Delta p_v = (z_2 - z_1) \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_s} \right) \cdot g \quad (12.36)$$

$$\Delta p_v = 20 \cdot \left(1,2715 - 1,2574 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 452} \right) \cdot 9,81 = 182,0041 \text{ Pa}$$

$z_2 - z_1 = 20 \text{ [m]}$ - výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem tahu, je shodný s výškou kotle

Celková tahová ztráta ve III. tahu

$$\Delta p_{III} = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_1 + \Delta p_{E8,7} + \Delta p_v \quad (12.37)$$

$$\Delta p_{III} = 0,7419 + 24,8542 + 118,2919 + 176,9306 + 216,7778 + 222,0952 + 182,0041$$

$$\Delta p_{III} = 941,6957 \text{ Pa}$$

12.4 Ztráty ve IV. tahu

Ztráty třením v průtočném kanálu

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{IV} \cdot \left(\frac{T_{sp}}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (12.38)$$

$$\Delta p_t = 0,01382 \cdot \frac{20}{3,6429} \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 0,6979 \cdot \left(\frac{224,5 + 273,15}{224,5 + 273,15} \right)^{0,583} = 0,4471 \text{ Pa}$$

$L = 20 \text{ m}$ - délka kanálu, v tomto případě výška kotle $h=20 \text{ m}$

$w_{sp} = 4 \text{ m/s}$ - střední rychlost spalin ve čtvrtém tahu

Součinitel tření pro $Re = 10^5 - 10^8$:

$$\lambda = 0,857 \cdot (\lg(Re))^{-2,4} = 0,857 \cdot (\lg(382605))^{-2,4} = 0,01382 \text{ [-]} \quad (12.39)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu} = \frac{4 \cdot 3,4521}{36,09 \cdot 10^{-6}} = 382605 \quad (12.40)$$

$\nu = 36,09 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2\text{s}^{-1}\text{]}$ - kinematická viskozita spalin pro střední teplotu

Ekvivalentní průměr:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot (b \cdot a)}{(b + a) \cdot 2} = \frac{4 \cdot (2,8 \cdot 4,5)}{(2,8 + 4,5) \cdot 2} = 3,4521 \text{ m} \quad (12.41)$$

Teplota stěny není chlazená, proto je uvažována stejná teplota jako teplota spalin t_{sp} .

$t_{sp} = 224,5 \text{ °C}$ - střední teplota spalin ve čtvrtém tahu

Přepočet hustoty spalin pro střední teplotu:

$$\rho_{IV} = \rho_{sp} \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + t_{sp}} \right) = 1,2715 \cdot \left(\frac{273,15}{273,15 + 224,5} \right) = 0,6979 \text{ kg/m}^3 \quad (12.42)$$

Místní ztráty kanálu

Celková místní ztráta kanálu tahu je součtem dílčích místních ztrát:

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho = (0,3 + 1,8) \cdot \frac{2,4414^2}{2} \cdot 0,8018 = 5,0182 \text{ Pa} \quad (12.43)$$

$w_{sp} = 2,4414 \text{ m/s}$ - rychlost spalin na výstupu z IV. Tahu

$\rho = 0,8018 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin na výstupu z IV. tahu

$\zeta_1 = 0,3 [-]$ - ztrátový součinitel změnou průřezu na výstupu z IV. tahu do okna

$\zeta_2 = 0,2 [-]$ - ztrátový součinitel změnou průřezu na vstupu do IV. tahu z okna

Ztrátový součinitel změny směru v okně na konci IV. tahu směrem do komínu:

$$\zeta_3 = 1,2 \cdot 1,5 = 1,8 [-] \quad (12.44)$$

Součinitel pro ostré koleno $x_2 = 1,5 [-]$ pro změnu směru o 180° .

Místní ztráty svazku E6-1

$$\Delta p_{E1-6} = \Delta p \cdot x \cdot n_{tr} = 5,9529 \cdot 0,65 \cdot 156 = 603,6239 \text{ Pa} \quad (12.45)$$

$x = 0,65 [-]$ - součinitel respektující uspořádání trubek

$n_{tr} = 156 [-]$ - počet trubek

Průměrná tlaková ztráta jedné řady trubek:

$$\Delta p = \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{t_{sp} + 273,15}{t_{st} + 273,15} \right)^{0,583} \quad (12.46)$$

$$\Delta p = \frac{4^2}{2} \cdot 0,6979 \cdot \left(\frac{224,5 + 273,15}{175 + 273,15} \right)^{0,583} = 5,9529 \text{ Pa}$$

$t_{sp} = 224,5 \text{ °C}$ - střední teplota spalin ve svazku

$w_{sp} = 4 \text{ m/s}$ - střední rychlost spalin ve svazku

$t_{st} = 175 \text{ °C}$ - teplota povrchu trubek, spočítá se jako střední teplota páry svazku s teplotním přírůstkem $22,5 \text{ °C}$ (viz Tab. 15.1)

$\rho = 0,6979 \text{ kg/m}^3$ - hustota spalin pro střední teplotu spalin ve svazku

Ztráta zdvihovou prací

$$\Delta p_v = (z_2 - z_1) \cdot \left(\rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{sp}} \right) \cdot g \quad (12.47)$$
$$\Delta p_v = 20 \cdot \left(1,2715 - 1,2574 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 224,5} \right) \cdot 9,81 = -161,8624 \text{ Pa}$$

$z_2 - z_1 = 20 \text{ m}$ - výškový rozdíl mezi vstupem a výstupem tahu

Ztráta je záporná, protože směr proudění spalin je zde ve směru gravitačního zrychlení.

Celková tahová ztráta ve IV. tahu

$$\Delta p_{IV} = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_{E6-1} + \Delta p_v \quad (12.48)$$
$$\Delta p_{IV} = 0,4471 + 5,0182 + 603,6239 - 161,8624 = 447,2267 \text{ Pa}$$

12.5 Celková tahová ztráta kotle

$$\Delta p_c^{aero} = \Delta p_I + \Delta p_{II} + \Delta p_{III} + \Delta p_{IV} \quad (12.49)$$
$$\Delta p_c^{aero} = 215,021 - 168,116 + 941,6957 + 447,2267 = 1435,8278 \text{ Pa}$$

Při dimenzování ventilátoru vzduchu bude nutno přihlédnout k této aerodynamické ztrátě. Je třeba vzít v potaz i tlakovou ztrátu v komíně, která bude záviset na jeho konstrukci.

13 Hydraulický výpočet

Cílem hydraulického výpočtu je určení tlakových ztrát při proudění vody/páry v teplosměnných plochách. Ztráty jsou způsobené třením média v potrubí, ztrátou v ohybech potrubí, ztrátou na vstupu a výstupu média při přechodu do potrubí jiného rozměru a ztrátou způsobenou hydrostatickým tlakem vody.

13.1 Hydraulické ztráty v P2

Ztráta třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P2} = 0,0262 \cdot \frac{28,6}{0,0308} \cdot \frac{15,661^2}{2} \cdot 17,07 = 50928,7 \text{ Pa} \quad (13.1)$$

$w_p = 15,661 \text{ m/s}$ - střední rychlost páry ve svazku

$d = 0,0308 \text{ m}$ - vnitřní průměr trubek svazku

Délka svazku L:

$$L = l_{tr} \cdot n_{tr} = 2,86 \cdot 10 = 28,6 \text{ m} \quad (13.2)$$

Parametry svazku jsou uvedeny v Tab. 7.5.

Hustota $\rho_{P2} [\text{kg/m}^3]$ pro střední hodnoty páry z Tab. 7.6.

$\lambda [-]$ součinitel tření určen podle [2] pro vnitřní průměr trubky $d = 0,0308 \text{ m}$

Ztráta místními odpory

Ztráty v ohybech:

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P2} \cdot n_{oh} = 0,1862 \cdot \frac{15,661^2}{2} \cdot 17,07 \cdot 18 = 7016,14 \text{ Pa} \quad (13.3)$$

$n_{oh} = 18 [-]$ počet ohybů

Součinitel ohybu pro $\alpha = 90^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,045$

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 90^{0,75} \cdot \left(\frac{0,045}{0,0308}\right)^{-0,6} = 0,1862 [-] \quad (13.4)$$

Ztráty na vstupu a výstupu páry do trubek:

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P2} \quad (13.5)$$

$$\Delta p_m = (1 + 0,5) \cdot \frac{15,661^2}{2} \cdot 17,07 = 3140,06 \text{ Pa}$$

$\zeta_{in} = 0,5 [-]$ - součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ - součinitel odporu na výstupu z trubky

Celková hydraulická ztráta v P2

$$\Delta p_{P2} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_m \quad (13.6)$$

$$\Delta p_{P2} = 50928,7 + 7016,14 + 3140,06 = 61084,9 \text{ Pa}$$

13.2 Hydraulické ztráty v P3**Ztráta třením**

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P3} = 0,0262 \cdot \frac{34,32}{0,0308} \cdot \frac{13,6570^2}{2} \cdot 14,9 = 40566,4 \text{ Pa} \quad (13.7)$$

$w_p = 13,65703 \text{ m/s}$ - střední rychlost páry ve svazku

$d = 0,0308 \text{ m}$ - vnitřní průměr trubek svazku

Délka svazku L:

$$L = l_{tr} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = 2,86 \cdot 12 = 34,32 \text{ m} \quad (13.8)$$

Parametry svazku jsou uvedeny Tab. 7.9.

Hustota $\rho_{P3} [\text{kg/m}^3]$ stanovena pro střední hodnoty páry z Tab. 7.10.

Ztráta místními odpory

Ztráty v ohybech:

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P3} \cdot n_{oh} = 0,1862 \cdot \frac{13,6570^2}{2} \cdot 14,9 \cdot 22 = 5685,97 \text{ Pa} \quad (13.9)$$

$n_{oh} = 22 [-]$ - počet ohybů trubek

Součinitel ohybu pro $\alpha = 90^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,045 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 90^{0,75} \cdot \left(\frac{0,045}{0,0308}\right)^{-0,6} = 0,1862 \quad (13.10)$$

Ztráty na vstupu a výstupu páry do trubek:

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P3} \quad (13.11)$$

$$\Delta p_m = (1 + 0,5) \cdot \frac{13,6570^2}{2} \cdot 14,9 = 2084,2993 \text{ Pa}$$

$\zeta_{in} = 0,5 [-]$ - součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ - součinitel odporu na výstupu z trubky

Celková hydraulická ztráta v P3

$$\Delta p_{P3} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_m \quad (13.12)$$

$$\Delta p_{P3} = 40566,4 + 5685,9685 + 2084,2993 = 48336,6876 \text{ Pa}$$

13.3 Hydraulické ztráty v P1

Ztráta třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P1} = 0,0262 \cdot \frac{148}{0,0308} \cdot \frac{20,0314^2}{2} \cdot 19,32 = 320622,8 \text{ Pa} \quad (13.13)$$

$w_p = 20,03138 \text{ m/s}$ - střední rychlost páry ve svazku

$d = 0,0308 \text{ m}$ - vnitřní průměr trubek svazku

Délka svazku L :

$$L = l_{tr} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = 2,86 \cdot 34 = 97,24 \text{ m} \quad (13.14)$$

Parametry svazku jsou uvedeny Tab. 7.13.

Hustota $\rho_{P1} [\text{kg/m}^3]$ pro střední hodnoty páry z Tab. 7.14.

Součinitel tření $\lambda [-]$ určen podle [2] pro vnitřní průměr trubky $d = 0,0308 \text{ m}$

Ztráta místními odpory

Ztráty v ohybech:

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P1} \cdot n_{oh} = 0,1862 \cdot \frac{20,0314^2}{2} \cdot 19,32 \cdot 33 = 23791,72 \text{ Pa} \quad (13.15)$$

$n_{oh} = 33 [-]$ - počet ohybů trubek

Součinitel ohybu pro $\alpha = 90^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,045 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 90^{0,75} \cdot \left(\frac{0,045}{0,0308}\right)^{-0,6} = 0,1862 \quad (13.16)$$

Ztráty na vstupu a výstupu páry do trubek:

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{P1} \quad (13.17)$$

$$\Delta p_m = (1 + 0,5) \cdot \frac{20,0314^2}{2} \cdot 19,32 = 5814,203 \text{ Pa}$$

$\zeta_{in} = 0,5 [-]$ - součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ - součinitel odporu na výstupu z trubky

Celková hydraulická ztráta v P1

$$\Delta p_{P1} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_m \quad (13.18)$$

$$\Delta p_{P1} = 320622,8 + 23791,72 + 5814,203 = 350228,8 \text{ Pa}$$

13.4 Hydraulické ztráty v E7,8**Ztráta třením**

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E7,8} = 0,0262 \cdot \frac{148}{0,0246} \cdot \frac{1,46^2}{2} \cdot 853,7 = 143419,7 \text{ Pa} \quad (13.19)$$

$w_p = 1,46 \text{ m/s}$ - střední rychlost vody ve svazku

$d = 0,0246 \text{ m}$ - vnitřní průměr trubek svazku

Délka svazku:

$$L = l_{tr} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = 2,96 \cdot 50 \cdot 1 = 148 \text{ m} \quad (13.20)$$

Parametry svazku jsou uvedeny v Tab. 7.17.

Hustota $\rho_{E8,7}$ [kg/m³] pro střední hodnoty páry z Tab. 7.18.

Součinitel tření λ [-] určen podle [2] pro vnitřní průměr trubky $d = 0,0246 \text{ m}$.

Ztráta místními odpory

Ztráty v ohybech:

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E7,8} \cdot n_{oh} = 0,31 \cdot \frac{1,46^2}{2} \cdot 853,7 \cdot 49 = 12929,3 \text{ Pa} \quad (13.21)$$

$n_{oh} = 49$ [-] - počet ohybů trubek

Součinitel ohybu pro $\alpha = 180^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,04 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 180^{0,75} \cdot \left(\frac{0,04}{0,0246}\right)^{-0,6} = 0,29 \text{ [-]} \quad (13.22)$$

Ztráty na vstupu a výstupu vody z trubek:

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{E7,8} \quad (13.23)$$

$$\Delta p_m = (1 + 0,5) \cdot \frac{1,46^2}{2} \cdot 853,7 \cdot 1 = 1364,81 \text{ Pa}$$

$\zeta_{in} = 0,5$ [-] - součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1$ [-] - součinitel odporu na výstupu z trubky

Hydrostatický tlak

$$\Delta p_h = h \cdot \rho_{E7,8} \cdot g = 4,5 \cdot 853,7 \cdot 9,81 = 37686,6 \text{ Pa} \quad (13.24)$$

$h = 4,5 \text{ m}$ - výškový rozdíl vstupu a výstupu do E8,7 určený na základě výkresu

Celková hydraulická ztráta v E7,8

$$\Delta p_{E7,8} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_m - \Delta p_h \quad (13.25)$$

$$\Delta p_{E7,8} = 143419,7 + 12929,3 + 1364,81 - 37686,6 = 120027 \text{ Pa}$$

Hydraulické ztráty v E1-6**Ztráta třením**

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E1-6} = 0,0262 \cdot \frac{421,2}{0,0246} \cdot \frac{1,377^2}{2} \cdot 916,88 = 389946,4 \text{ Pa} \quad (13.26)$$

$w_v = 1,377 \text{ m/s}$ - střední rychlost vody ve svazku

$d = 0,0246 \text{ m}$ - vnitřní průměr trubek svazku

Délka svazku:

$$L = l_{tr} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = 2,7 \cdot 156 \cdot 1 = 421,2 \text{ m} \quad (13.27)$$

Parametry svazku jsou uvedeny v Tab. 8.1.

Hustota ρ_{E1-6} [kg/m³] pro střední hodnoty páry z Tab. 8.2.

Ztráta místními odpory

Ztráty v ohybech:

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E1-6} \cdot n_{oh} = 0,31 \cdot \frac{1,377^2}{2} \cdot 916,88 \cdot 155 = 39073,3 \text{ Pa} \quad (13.28)$$

$n_{oh} = 155[-]$ počet ohybů trubek

Součinitel ohybu pro $\alpha = 180^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,04 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 180^{0,75} \cdot \left(\frac{0,04}{0,0246}\right)^{-0,6} = 0,29 [-] \quad (13.29)$$

Ztráty na vstupu a výstupu páry do trubek:

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{E1-6} \quad (13.30)$$

$$\Delta p_m = (1 + 0,5) \cdot \frac{1,377^2}{2} \cdot 916,88 = 1303,892 \text{ Pa}$$

$\zeta_{in} = 0,5 [-]$ - součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ - součinitel odporu na výstupu z trubky

Hydrostatický tlak

$$\Delta p_h = h \cdot \rho_{E1-6} \cdot g = 15,5 \cdot 916,88 \cdot 9,81 = 139416 \text{ Pa} \quad (13.31)$$

$h = 15,5 \text{ m}$ - výškový rozdíl vstupu a výstupu do E6-1 určený na základě výkresu

Celková hydraulická ztráta v E1-6

$$\Delta p_{E1-6} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_m + \Delta p_h \quad (13.32)$$

$$\Delta p_{E6-1} = 389946,4 + 39073,3 + 1303,892 + 139416 = 569740 \text{ Pa}$$

13.5 Hydraulické ztráty v závěsných trubkách**Ztráta třením**

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{ZT} = 0,027 \cdot \frac{18,92}{0,028} \cdot \frac{19,94^2}{2} \cdot 22,94 = 83207,9 \text{ Pa} \quad (13.33)$$

$w_p = 19,94 \text{ m/s}$ - střední rychlost vody ve svazku

$d = 0,028 \text{ m}$ - vnitřní průměr trubek svazku

$L = 18,92 \text{ m}$ - délka svazku

Součinitel tření určen podle [2] pro vnitřní průměr trubky $d = 0,028 \text{ m}$.

Ztráta místními odpory

Ztráty v ohybech:

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{ZT} \cdot n_{oh} = 0,056 \cdot \frac{19,94^2}{2} \cdot 22,94 \cdot 1 = 255,47 \text{ Pa} \quad (13.34)$$

$n_{oh} = 155 [-]$ - počet ohybů trubek

Součinitel ohybu pro $\alpha = 180^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,3 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 90^{0,75} \cdot \left(\frac{0,04}{0,0246}\right)^{-0,6} \cdot 2 = 0,056 [-] \quad (13.35)$$

Ztráty na vstupu a výstupu páry do trubek:

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{ZT} \quad (13.36)$$

$$\Delta p_m = (1 + 0,5) \cdot \frac{19,94^2}{2} \cdot 22,94 = 6842,96 \text{ Pa}$$

$\zeta_{in} = 0,5 [-]$ - součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ - součinitel odporu na výstupu do trubky

Celková hydraulická ztráta v závěsných trubkách

$$\Delta p_{ZT} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_m = 83207,9 + 255,47 + 6842,96 = 90306,4 \text{ Pa} \quad (13.37)$$

13.6 Hydraulické ztráty v ohříváku vzduchu

Ztráta třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{OVZ} = 0,027 \cdot \frac{17}{0,028} \cdot \frac{1,6126^2}{2} \cdot 836,44 = 17299,5 \text{ Pa} \quad (13.38)$$

$w_v = 1,61257 \text{ m/s}$ - střední rychlost vody ve svazku

$d = 0,028 \text{ m}$ - vnitřní průměr trubek svazku

$L = 17 \text{ m}$ - délka svazku

Hustota $\rho_{OVZ} [\text{kg/m}^3]$ pro střední hodnoty páry v OVZ z Tab. 9.2.

Ztráta místními odpory

Ztráty v ohybech:

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{OVZ} \cdot n_{oh} = 0,23 \cdot \frac{17^2}{2} \cdot 836,44 \cdot 9 = 1250,66 \text{ Pa} \quad (13.39)$$

$n_{oh} = 9 [-]$ - počet ohybů trubek

Součinitel ohybu pro $\alpha = 180^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,06 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 180^{0,75} \cdot \left(\frac{0,06}{0,028}\right)^{-0,6} = 0,056 [-] \quad (13.40)$$

Ztráty na vstupu a výstupu páry do trubek:

$$\Delta p_m = (\zeta_{in} + \zeta_{out}) \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho_{OVZ} \quad (13.41)$$

$$\Delta p_m = (1 + 0,5) \cdot \frac{1,6126^2}{2} \cdot 836,44 = 3262,58 \text{ Pa}$$

$\zeta_{in} = 0,5 [-]$ - součinitel odporu na vstupu do trubky

$\zeta_{out} = 1 [-]$ - součinitel odporu na výstupu z trubky

Celková hydraulická ztráta v ohříváku vzduchu

$$\Delta p_{OVZ} = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_m \quad (13.42)$$

$$\Delta p_{OVZ} = 17299,5 + 1250,66 + 3262,58 = 21812,7 \text{ Pa}$$

13.7 Hydraulické ztráty převáděcího potrubí

Ztráty třením

Ze stanovených průměrů (viz kapitola 11) a odhadnutých délek (viz Tab. 13.1) jsou vypočítány třecí ztráty spojovacího potrubí. Příklad výpočtu třecí ztráty trubky spojující buben a závěsné trubky:

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho = 0,01 \cdot \frac{6,5}{0,1583} \cdot \frac{28,3724^2}{2} \cdot 23,22 = 3837,5706 \text{ Pa} \quad (13.43)$$

Výpočet je analogický pro zbylá převáděcí potrubí. V následující tabulce jsou uvedeny výsledné třecí ztráty.

Tab. 13.1 Parametry média, spojovacího potrubí a výsledná třecí ztráta

	Vnitřní průměr d [mm]	Odhadovaná délka trubky L [m]	Střední rychlost média w [m/s]	Součinitel tření λ [-]	Hustota média ρ [kg/m ³]	Třecí ztráta Δp _t [Pa]
buben → ZT	158,3	6,5	28,3724	0,01	23,22	3837,5706
ZT → P1	158,3	9,5	30,9205	0,01	22,37	6417,5869
P1 → P2	206,5	5	23,6254	0,01	17,18	1160,9160
P2 → P3	206,5	1	24,7312	0,01	16,17	239,4705
P3 out	203,1	10	30,9910	0,01	13,83	3270,0490
EKO 1,6 in	91,6	10	2,0888	0,01	945,49	2251,8516
EKO7,8 in	91,6	5,5	2,1677	0,01	883,46	1246,2525
EKO7,8 out	91,6	15	2,4041	0,01	817,5869	3869,1534
OVZ out	91,6	35	2,4041	0,01	907,7344	10023,4597
Celková třecí ztráta spojovacího potrubí						32316,3103

Místní ztráty převáděcího potrubí

Tab. 13.2 Parametry spojovacího potrubí a výsledná ztráta v ohybech

	Poloměr ohybu R [mm]	Vnitřní průměr d [mm]	Počet kolen n [-]	Součinitel ohybu ζ _{oh} [-]	Ztráta v ohybu Δp _{oh} [Pa]
buben → ZT	80	158,3	3	0,3521	9870,7833
ZT → P1	80	158,3	2	0,3521	7529,4887
P1 → P2	100	206,5	2	0,3612	3463,4168
P2 → P3	100	206,5	2	0,3612	3572,1193
P3 out	100	203,1	1	0,3576	2374,9912
EKO 1,6 in	45	91,6	1	0,3581	738,6129
EKO7,8 in	45	91,6	2	0,3581	1486,4506
EKO7,8 out	45	91,6	1	0,3581	743,2253
OVZ out	45	91,6	3	0,3581	2538,1838
Celková místní ztráta spojovacího potrubí					32317,2719

Z odhadnutého počtu zahnutí jednotlivých spojovacích trubek jsou počítány místní ztráty. Úhel ohybu u všech trubek byl zvolen 90°. Příklad výpočtu místní ztráty trubky spojující buben a závěsné trubky:

$$\Delta p_{oh} = \zeta_{oh} \cdot \frac{w_p^2}{2} \cdot \rho \cdot n = 0,3521 \cdot \frac{28,3724^2}{2} \cdot 23,22 \cdot 2 = 9870,7833 \text{ Pa} \quad (13.44)$$

Počet ohybů trubek $n = 2$ [-].

Součinitel ohybu pro $\alpha = 90^\circ$ a zaoblení trubek v ohybu $R = 0,08 \text{ m}$:

$$\zeta_{oh} = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{R}{d}\right)^{-0,6} = 0,008 \cdot 90^{0,75} \cdot \left(\frac{0,08}{0,1583}\right)^{-0,6} = 0,3521 \text{ [-]} \quad (13.45)$$

Hydrostatický tlak vody v převáděcím potrubí

Hydrostatický tlak mezi výstupem z E8,7 a vstupem do OVZ:

$$\Delta p_{h1} = h \cdot \rho_{eko8,7}^{out} \cdot g = 15 \cdot 817,5869 \cdot 9,81 = 120307 \text{ Pa} \quad (13.46)$$

Výškový rozdíl $h = 15 \text{ m}$ mezi výstupem z E8,7 a vstupem do OVZ je určen na základě výkresu (viz příloha práce). Ztráta je záporná, protože hydrostatický tlak působí ve směru proudění vody.

$$\Delta p_{h2} = h \cdot \rho_{ovz}^{out} \cdot g = 35 \cdot 907,7344 \cdot 9,81 = 311671 \text{ Pa} \quad (13.47)$$

Výškový rozdíl $h = 35 \text{ m}$ mezi výstupem z OVZ a vstupem převáděcí trubky do bubnu je určen na základě výkresu (viz příloha práce).

Výsledná ztráta způsobená hydrostatickým tlakem v převáděcím potrubí:

$$\Delta p_h = -\Delta p_{h1} + \Delta p_{h2} = -120307 + 311671 = 191363 \quad (13.48)$$

Výsledná ztráta převáděcího potrubí

$$\Delta p_p = \Delta p_t + \Delta p_{oh} + \Delta p_h = 32316 + 31570,4550 + 191363 = 255996 \text{ Pa} \quad (13.49)$$

13.8 Celková hydraulická ztráta

$$\begin{aligned} \Delta p_c^{hydro} &= \Delta p_{P2} + \Delta p_{P3} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{E8,7} + \Delta p_{E6-1} + \Delta p_{ZT} + \Delta p_{OVZ} + \Delta p_p \quad (13.50) \\ \Delta p_c^{hydr} &= 61084,9 + 48336,7 + 350228,8 + 120027 + 569740 + 90306,4 + 21812,7 \\ &\quad + 255996 = 1517533 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Původní odhad hydraulické tlakové ztráty byl 0,8 MPa. Výsledná hydraulická ztráta v potrubí je 1,5 MPa což je o 0,7 MPa více, než z čeho se vychází při návrhu ploch v kapitole 5. Hydraulická ztráta má vliv především na dimenzování čerpadel. Při realizaci kotle by tedy bylo třeba zvýšit výstupní tlak čerpadla napájecí vody.

14 Tepelná bilance

Celkový tepelný výkon je součtem jednotlivých výkonů teplosměnných ploch. Výkon ohříváku vzduchu se odečítá, protože je vyveden mimo kotel.

$$\begin{aligned}\sum Q_{bi} &= Q_{oh} + Q_{II} + Q_{ok}^{III} + Q_{P2}^{III} + Q_{P3}^{III} + Q_{P1}^{III} + Q_{EKO7,8}^{III} + Q_{EKO1-6} - Q_{ovz} \quad (14.1) \\ \sum Q_{bi} &= 18657,4164 + 4610,4526 + 739,5443 + 3334,9312 + 2575,5142 \\ &\quad + 3224,4523 + 3168,0172 + 3641,9165 - 1597,88 = 38358,91 \text{ kW}\end{aligned}$$

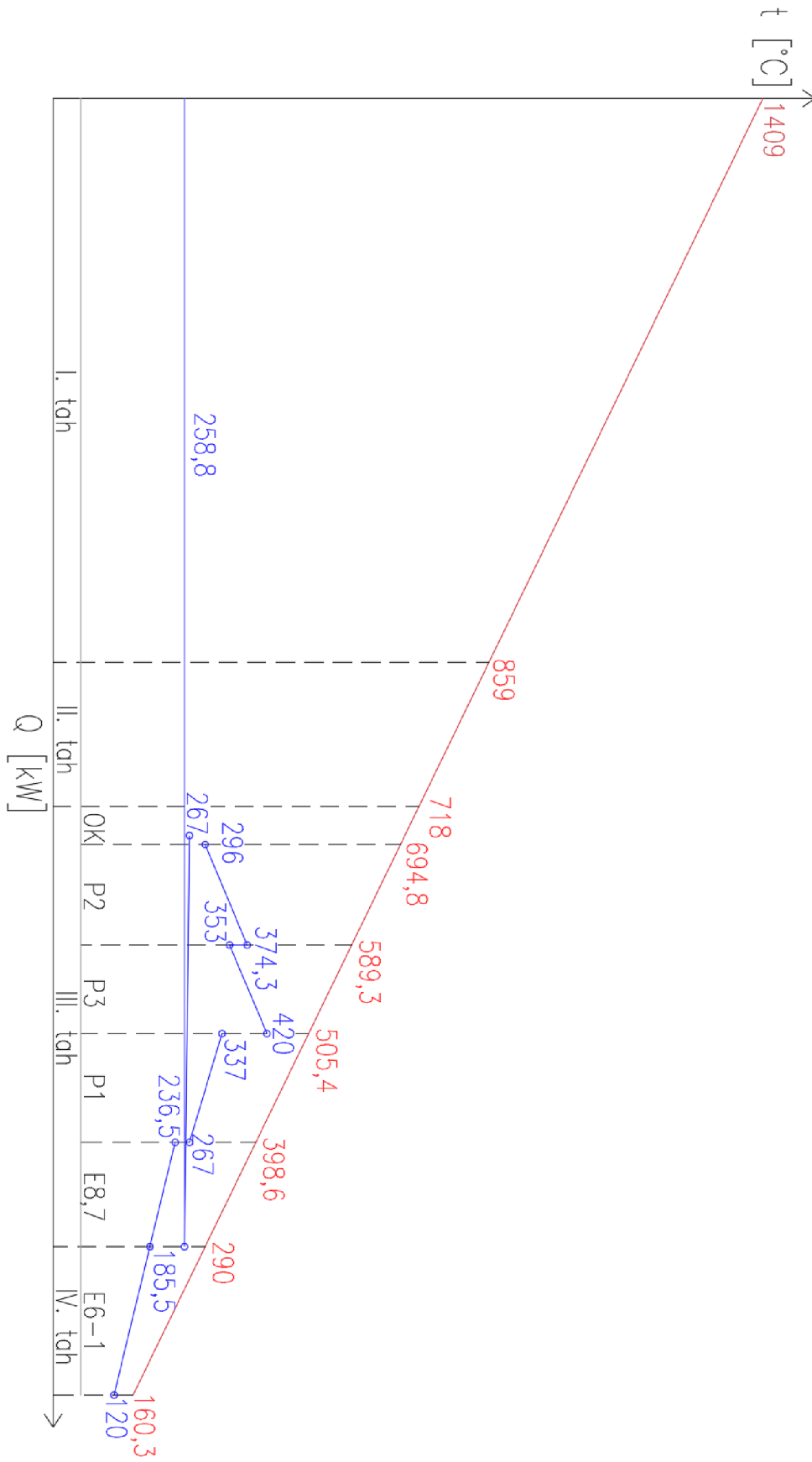
Tepelná bilance:

$$\begin{aligned}\Delta Q &= Q_p^p \cdot \eta_k - \frac{\sum Q_{bi}}{M_{pv}} \cdot \frac{100 - z_c}{100} \quad (14.2) \\ \Delta Q &= 11244,02 \cdot 0,8898 - \frac{38358,91}{3,7839} \cdot \frac{100 - 0,9153}{100} = -36,278 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Odchylka od tepelné bilance:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-39,3208}{11244,02} \cdot 100 = -0,3497 \% \quad (14.3)$$

Odchylka od tepelné bilance nepřesahuje 0,5 %.



Obr. 14.1 Pilový diagram

15 Kontrola koroze

15.1 Nízkoteplotní koroze

Nízkoteplotní koroze vzniká u kotlů spalující palivo s vyšším obsahem síry podkročením rosného bodu kyseliny sírové za přítomnosti vodní páry. Zkondenzovaná kyselina sírová je pak k povrchu trubek silně agresivní [8].

Výpočet rosného bodu spalin

Pro ověření, zdali na konci tahu, kde mají spaliny nejnižší teplotu (160 °C) dochází ke korozi, bylo nutné spočítat pro zadané palivo rosný bod spalin.

Poloempirický vzorec rosného bodu spalin [8]:

$$t_r = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{(X_u \cdot A_r)}} = 56,6 + \frac{208 \cdot \sqrt[3]{0,0308}}{1,2266^{(0,4 \cdot 0,1856)}} = 120,89 \text{ °C} \quad (15.1)$$

$X_u = 0,4[-]$ - poměrný obsah popele v úletu

$\beta = 208[-]$ - součinitel pro $\alpha=1,4$

$t_k = 56,6 \text{ °C}$ - teplota sytosti vodní páry při parciálním tlaku vodní páry ve spalinách

$p_{H_2O} = 17,1723 \text{ kPa}$ - parciální tlak vodní páry pro barometrický tlak je dle [6] $t_k = 56,6 \text{ °C}$

$$p_{H_2O} = r_{H_2O} \cdot p_c = 0,171723 \cdot 100 = 17,1723 \text{ kPa} \quad (15.2)$$

Redukovaný obsah síry:

$$S_r = \frac{S^r}{Q_r^i} = \frac{0,3459}{11,2} = 0,0308 \% \cdot \text{kJ/MJ} \quad (15.3)$$

Redukovaný obsah popele:

$$A_r = \frac{A^r}{Q_r^i} = \frac{2,0785}{11,2} = 0,1856 \% \cdot \text{kJ/MJ} \quad (15.4)$$

Skutečná teplota povrchu trubky na konci ekonomizéru se dle odborné konzultace nachází několik stupňů nad teplotou napájecí vody (120 °C). K nízkoteplotní korozi na poslední teplosměnné ploše by tedy docházet nemělo.

Opatření přijatá proti nízkoteplotní korozi

Jako předběžné opatření slouží vyvedení vodního ohříváku vzduchu mimo kotel. V případě ohřevu vzduchu spalinami by nízká teplota vstupního vzduchu mohla ochladit povrch trubek natolik, že by hrozila kondenzace kyseliny sírové a následná koroze povrchu trubek ohříváku. Proto médiem ohřívající spalovací vzduch nejsou spaliny, ale voda vyvedená z ekonomizéru.

Dalším opatřením by bylo zvýšení teploty napájecí vody, aby byla zajištěna větší rezerva mezi rosným bodem spalin a teplotou povrchu trubek.

15.2 Vysokoteplotní koroze

Přítomnost chloru v palivu způsobuje problémy především při spalování biomasy a odpadů. Kontaminované dřevo, které je složkou paliva počítaného kotle, obsahuje až 0,5 % hmotnostního procenta chloru. Riziko chlorové koroze na teplosměnných plochách je v tomto případě vysoké a její intenzita závisí na poměru síry a chloru v palivu. Vysokoteplotní koroze se objevuje v místě styku spalin s výhřevnou plochou při teplotách nad 500 °C a má za následek vznik HCl a K₂SO₄ [9].

Ověření vysokoteplotní koroze

K ověření, zda se teplosměnná plocha nachází v korozi oblasti slouží tzv. Flingern diagram (Obr 15.1). V diagramu je korozi oblast určena teplotou povrchu trubek a teplotou spalin. Teplota spalin je známa z tepelného výpočtu. Teplotní přídatky povrchu trubek se stanovují na základě ČSN EN 12952-3 (Tab. 15.1). Teplota povrchu se určí jako součet teploty média v trubce a předepsaného teplotního přídatku.

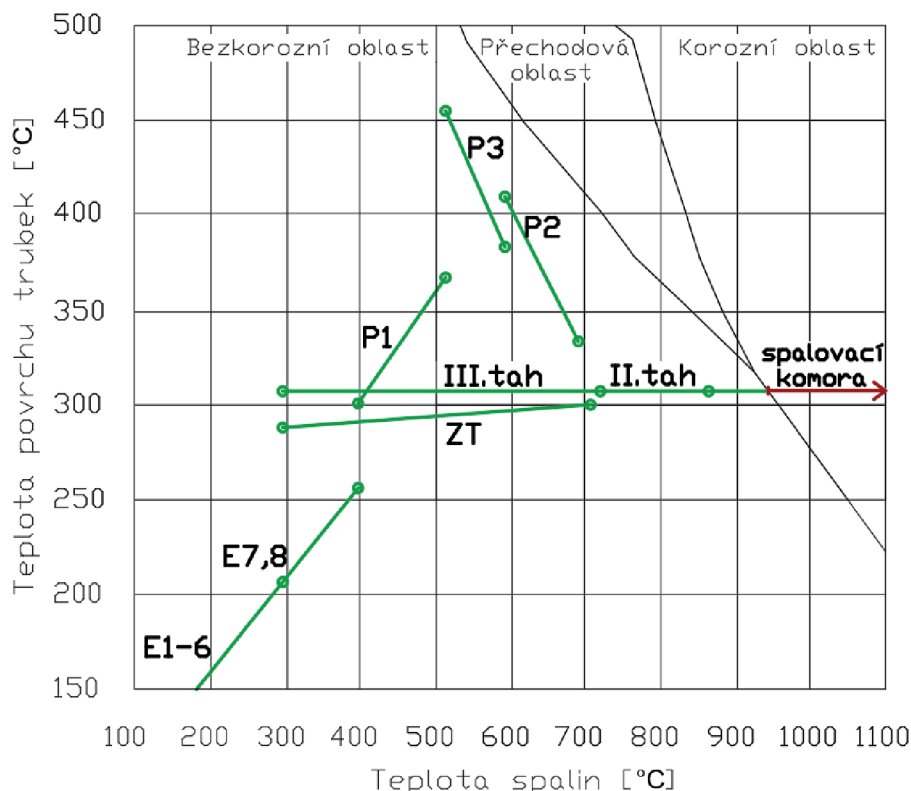
15.1 Stanovení teplotních přídatků dle ČSN EN 12952-3

Fyzikální stav média	Teplotní přídatky	
	Ohřev převážně sáláním	Ohřev převážně konvekcí
Voda nebo směs voda/pára	50 °C	15+2·t °C (nejvýše 50 °C)
Přehřátá pára	50 °C	35 °C

Teplotní přídatky ploch a výsledné teploty povrchů jsou uvedeny v následující tabulce.

15.2 Teploty povrchů teplosměnných ploch

Teplosměnná plocha	Teplotní přídavek [°C]	Teplota média [°C]		Teplota povrchu [°C]	
		In	Out	In	Out
P3	35	353,1	420	388,1	455
P2	35	295,7	374,3	330,7	409,3
P1	35	267,4	337,6	302,4	372,6
Závěsné trubky	35	258,8	267,4	293,8	302,4
Výparník	50	258,78	258,78	308,78	308,78
Ekonomizér	(15+2·3,6) =22,2	120	238,78	144,4	258,7



Obr. 15.1 Flingern diagram

Opatření přijatá proti vysokoteplotní korozi

Z Flingern diagramu plyne, že přehříváky, ekonomizér, závěsné trubky a část výparníku se nachází v bezkorozní oblasti. Větší část spalovací komory se však nachází v oblasti korozní. Jako opatření proti vysokoteplotní korozi může sloužit povrchový návar varnic Inconel 625 a při volbě materiálu výparníku použití vysoce legovaných ocelí, které se vyznačují vyšší odolností vůči chlorové korozi. Pro životnost výparníku je také třeba respektovat očekávanou rychlost koroze a zajistit dostatečný přídavek materiálu v rizikové oblasti ohniště [9].

U počítaného kotle je zabráněno vysokoteplotní korozi přehříváků P3 a P2 souproutým návrhem. V případě protiproudého řešení by oba zasahovaly do přechodové oblasti.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout roštový kotel na spalování kontaminované biomasy a dřevní štěpky o zadaném poměru a výkonu 50 t/h. Požadované parametry výstupní páry byly 4,2 MPa a 420 °C. Bylo třeba stanovit teplotu a tlak napájecí vody, a na základě tepelných výpočtů navrhnout konstrukci kotle. Dále bylo třeba určit tahové a tlakové ztráty kotle.

V úvodních kapitolách je představena koncepce kotle a dispoziční řešení teplosměnných ploch. Následují stechiometrické výpočty paliva, stanovení potřebného množství paliva jako 3,78 kg/s a výpočet účinnosti kotle, která činí 88,98 %. Následně je provedena tepelná bilance výhřevných ploch, kde jsou určeny tlakové ztráty a entalpické spády přehříváků.

Spalovací komora je navržena podle předepsaných konstrukčních nařízení ve vyhlášce č. 415/2012 Sb. [5]. Z nařízení vyplývá výška komory 20 m a nutnost umístění stabilizačního plynového hořáku v oblasti ohniště. Spodní část komory je obestavěna šamotovou vyzdívkou pro dosažení předepsané teploty 850 °C na konci tahu. Povrch stěn výparníku ve spalovací komoře je opatřen návarem Inconel 625 a slouží jako opatření proti vysokoteplotní korozi.

Výstupním oknem proudí spaliny do druhého tahu, který je prázdný za účelem dostatečného vychlazení spalin. Na konci tahu se nachází výstupní okno, které vede spaliny do obrátové komory třetího tahu. Zde dochází k odloučení popílku výsypkou a k jeho návratu šnekovým dopravníkem zpět do spalovací komory. Z obrátové komory proudí spaliny do přehříváku P2, který má dvojnásobnou rozteč než ostatní svazky, kvůli možnému zanášení popílkem. Následuje přehřívák P3, který je stejně jako P2 navržen jako souproutý výměník. Toto opatření zabraňuje vysokoteplotní chlorové korozi a jeho účinnost je ověřena v kapitole 15. Následují svazky P1 a svazky ekonomizéru E7,8, které jsou již protiproudé.

Čtvrtý tah tvoří plechový spalinový kanál, kde jsou na nechlazených trubkách zavěšeny svazky ekonomizéru E1-6. Mezi všemi konvekčními svazky jsou umístěny průlezy pro snadnou údržbu a ofukovače pro průběžné odstraňování nánosu popílku.

Primární vzduch je ohříván vodou z ekonomizéru v externím OVZ a nedochází tak zde k nízkoteplotní korozi na stěnách potrubí. Voda z ohříváku proudí do bubnu s dostatečným nedohřevem 20 °C.

Na kotli je umístěn buben, jehož rozměry jsou navrženy v kapitole 10. V závislosti na optimální rychlosti proudění média byly stanoveny průměry zavodňovacího a převáděcího potrubí

V kapitolách 12 a 13 jsou provedeny výpočty tahových a hydraulických ztrát kotle. Výsledná hydraulická ztráta je větší, než byla odhadnuta při návrhu ploch v kapitole 5. Při realizaci by tedy bylo nutné zvýšit výstupní tlak čerpadla napájecí vody.

Z výpočtu tepelné bilance plyne, že o odchylka od tepelné bilance je 0,35 % a výpočet lze považovat za dostatečně přesný.

V závěru práce je provedena kontrola koroze. Rosný bod spalin je nižší než teplota povrchu trubek a k nízkoteplotní korozi na posledních svazcích ekonomizéru by tak nemělo docházet. Ověření vysokoteplotní koroze je provedeno za pomoci Flingern diagramu. Protikorozní opatření jako předřazení výměníků P2 před P3 a jejich souproutý návrh se dle diagramu jeví jako účinná. Výstupem práce je i výkres schématu kotle (viz příloha 1).

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDAJ, Florian, 1992. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. vydání. Brno: Nakladatelství VUT Brno. ISBN 80-214-0426-4.
- [2] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER, 1983. *Parní kotle*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury.
- [3] DLOUHÝ, Tomáš, 2007. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vydání. V Praze: Nakladatelství ČVUT. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [4] BALÁŠ, Marek, 2019. *Kotle a výměníky tepla*. 3. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [5] *Vyhláška č. 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://www.mzp.cz/www/platnalegislativa.nsf/d79c09c54250df0dc1256e8900296e32/a682a6b5e42e986c1257ba60025d8b5>
- [6] EXCEL ENGINEERING. *XSteam - Properties for water and steam* [software]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <http://www.xsteam.sourceforge.net/>
- [7] Steam Tables [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.steamtablesonline.com/>
- [8] *Výukové materiály k předmětu Kotle (LK 18/19Z): Podklady do cvičení*. Energetický Ústav, VUT v Brně.
- [9] *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>
- [10] 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.
- [11] 2030 climate & energy framework [online]. European commission [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_en
- [12] *European Energy Share Infographic* [online]. Eurostat [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://ec.europa.eu/eurostat/cache/infographs/energy/bloc-4a.html>
- [13] *Obnovitelné zdroje energie v roce 2018: Výsledky statistického zjišťování* [online], 2019. Ministerstvo průmyslu a obchodu [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: https://www.mpo.cz/assets/cz/energetika/statistika/obnovitelne-zdroje-energie/2019/11/Obnovitelne-zdroje-energie-2018_1.pdf

- [14] Pozice obnovitelných zdrojů energie v energetické bilanci České republiky [online], 2019. TZB-info [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://oze.tzb-info.cz/19358-pozice-obnovitelnych-zdroju-energie-v-energeticke-bilanci-ceske-republiky-1>
- [15] *Biomasa-využití, zpracování, výhody a nevýhody, energetické využití v ČR* [online], 2017. OENERGETICE [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/obnovitelne-zdroje/biomasa-vyuziti-zpracovani-vyhody-a-nevyhody>
- [16] *Vnitrostátní plán České republiky v oblasti energetiky a klimatu* [online], 2019. Ministerstvo průmyslu a obchodu [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.mpo.cz/cz/energetika/strategicke-a-koncepcni-dokumenty/vnitrostatni-plan-ceske-republiky-v-oblasti-energetiky-a-klimatu--252016/>

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^d	Obsah popela v bezvodém stavu	%
A^r	Obsah popela v původním vzorku paliva	%
A_r	Redukovaný obsah popela	% · kJ/MJ
a_{pl}	Efektivní stupeň černosti plamene	-
a_{ro}	Délka roštu	m
b	Šířka kotle	m
B_o	Boltzmanovo číslo	-
b_{ro}	Šířka roštu	m
c_i	Měrné teplo uvažovaného druhu tuhých zbytků	$kJ \cdot kg^{-1}$
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_1, c_m, c_t	Opravné koeficienty	-
c_p	Měrná tepelná kapacita tuhého paliva	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_w	Měrná tepelná kapacita vody	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_{su}	Měrná tepelná kapacita sušiny	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Cl^{daf}	Obsah chloru v bezvodném 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_{ZT}	Průtočný průřez v závěsných trubkách	m^2

F_{MS}	Povrch stěn membránové stěny	m^2
F_v	Povrch stěn vyzdívky	m^2
F_{vz}	Průtočný průřez vzduchu	m^2
H_2	Hmotnostní obsah vodíku	%
H^{daf}	Obsah vodíku v původním v bezvodném stavu	%
H^r	Obsah vodíku v původním vzorku paliva	%
h	Výška kotle	m
h_{II}	Výška stěny druhého tahu	m
h_{ko}	Výška spalovací komory	m
h_{ok}	Výška okna	m
h_v	Výška šamotové vyzdívky	m
$h_{\check{z}}$	Výška žebra	m
i_o	Entalpie odluhu z kotle	kJ/kg
I_{pop}	Entalpie popílku ve spalinách	kJ
i_p	Fyzická teplota paliva	kJ
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	$kJ \cdot kg_{pal}^{-1}$
$I_{sp \ min}$	Tepelný obsah spalin bez přebytku vzduchu	$kJ \cdot kg_{pal}^{-1}$
I_U	Teplo uvolněné v ohništi	kJ/kg
$I_{vz, \ min}$	Tepelný obsah vzduchu	$kJ \cdot kg_{pal}^{-1}$
I_{VZ}	Tepelný obsah vzduchu	$kJ \cdot kg_{pal}^{-1}$
k	Koeficient rychlosti	-
k	Součinitel zeslabení sálání	$1/m \cdot MPa$
k	Součinitel prostupu tepla	W/m^2K
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_{sp}	Délka trajektorie spalin	m
l	Délka trubky	m
M	Součinitel M	-
M_o	Množství odluhu	%
M_p	Množství paliva přivedeného do kotle	kg/s
M_{pp}, M_p, M_v	Parní výkon kotel	kg/s
M_{pv}	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 primárního vzduchu	m^3/s
N^{daf}	Obsah dusíku v bezvodném stavu	%
N^r	Obsah dusíku v původním vzorku paliva	%
n_{oh}	Počet ohybů	-
n_{had}	Počet trubek ve vertikální řadě (tzv. had)	-
n_{tr}	Počet trubek	-
$n_{\check{r}ad}$	Počet řad	-
n_{ZT}	Počet závěsných trubek	-

O	Obvod průřez kanálu	m
$\overline{O_{SP} \cdot c}$	Střední celkové měrné teplo spalin	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
O_{Ar}	Objem argonu ze spalovacího vzduchu	$m_{Ar}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
$O_{O_2 \min}$	Minimální množství kyslíku potřebného ke spálení 1 kg tuhého paliva	$m_{O_2}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
O_{CO_2}	Objem oxidu uhličitého ve spalinách	$m_{CO_2}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
O_{N_2}	Objem dusíku z hořlaviny a ze spalovacího vzduchu	$m_{NO_2}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
O_{H_2O}	Objem vodní páry z hořlaviny paliva	$m_{H_2O}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
O_{SO_2}	Objem oxidu siřičitého ve spalinách	$m_{SO_2}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
O_{spmin}^s	Minimálního množství suchých spalin	$m_{spal}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
O_{spmin}	Minimální objem vlhkých spalin	$m_{spal}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
O^r	Obsah kyslíku v původním stavu	$m_{O_2}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
$O_{vz \min}^s$	Minimální objemová spotřeba suchého vzduchu	$m_{vz}^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$
OZE	Obnovitelné zdroje energie	
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_p^p	Teplo přivedené do kotle	kJ
Q	Tepelný výkon plochy	kW
Q_{bi}	Celkový tepelný výkon	kW
Q_i^f	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 bezvodném stavu	$\%$
S^r	Obsah síry v původním stavu	$\%$
S	Povrch teplosměnné plochy	m^2
S_{OS}	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	$\% \cdot kJ/MJ$
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_{min}	Minimální čas	s
t_{nv}	Teplota napájecí vody	$^{\circ}C$
t_{oh}	Teplota na konci ohniště	$^{\circ}C$
t_p	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 nánosů 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	Procento popílku v úletu	$\%$
x_{prim}	Podíl primárního vzduchu	-
X_u	Poměrný obsah popele v úletu	-
Z	Zatížení bubnu	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-3}$
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	$\%$
$Z_{fú}$	Ztráta fyzickým teplem popílku v úletu	$\%$
Z_f	Ztráta fyzickým teplem popílku	$\%$
Z_{max}	Maximální doporučené zatížení	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-3}$
Z_k	Ztráta fyzickým teplem spalin	$\%$
Z_{so}	Ztráta sdílením tepla do okolí	$\%$

α	Přebytek vzduchu	-
α_{1r}	Redukovaný součinitel přestupu tepla	W/m^2K
α_{sp}	Součinitel přestupu tepla spalín	W/m^2K
α_p	Součinitel přestupu tepla páry	W/m^2K
α_s	Součinitel přestupu tepla sáláním	W/m^2K
α_{st}	Stupeň černosti povrchu stěn	-
α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí	W/m^2K
β	Součinitel β	-
ζ	Ztrátový součinitel	-
ξ	Součinitel zanešení	m^2K/W
ε	Součinitel znečištění	m^2K/W
σ_1	Poměrná rozteč	-
σ_2	Poměrná podélná rozteč	-
σ_2	Poměrná uhlopříčná rozteč	-
λ	Součinitel tření	-
λ	Součinitel tepelné vodivosti	W/m^2K
η_k	Tepelná účinnost kotle	%
ρ	Hustota dané látky	kg/m^3
$\bar{\psi}$	Střední hodnota součinitele tepelné vodivosti	W/m^2K
$\Psi_{\dot{z}}$	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. 2.1 I-t diagram spalín	18
Obr. 4.1 Příčný řez roštem	23
Obr. 4.2 Půdorysný řez spalovací komory	23
Obr. 4.3 Rozměry spalovací komory	28
Obr. 5.1 Schéma proudění páry/vody [10].....	30
Obr. 5.2 Vstřík napájecí vody mezi P2 a P3	31
Obr. 5.3 Vstřík napájecí vody mezi P2 a P1	32
Obr. 6.1 Rozměry II. tahu	36
Obr. 7.1 Řez střední oblastí třetího tahu	41
Obr. 7.2 Schéma obratové komory	42
Obr. 7.3 Průběhy teplot v obratové komoře.....	51
Obr. 7.4 Řez druhým tahem v oblasti P2	52
Obr. 7.5 Schéma přehříváku P2	53
Obr. 7.6 Průběh teplot v oblasti P2	59
Obr. 7.7 Řez druhým tahem v oblasti P3	60
Obr. 7.8 Schéma přehříváku P3	61
Obr. 7.9 Průběhy teplot v oblasti P3	67
Obr. 7.10 Schéma úseku přehříváku P1	68
Obr. 7.11 Rozměrové schéma přehříváku P1	69
Obr. 7.12 Průběhy teplot v oblasti P1	75
Obr. 7.13 Schéma úseku s ekonomizérem E7,8.....	76
Obr. 7.14 Schéma ekonomizéru E7,8	77
Obr. 7.15 Průběh teplot v oblasti E8,7	83
Obr. 8.1 Řez úsekem s ekonomizérem E1-6.....	85
Obr. 8.2 Schéma trubek v E1-6.....	86
Obr. 8.3 Detail směru proudění vody	87
Obr. 8.4 Průběh teplot v E1-6	89
Obr. 9.1 Řezy ohřívákem vzduchu.....	91
Obr. 9.2 Průběh teplot v ohříváku vzduchu	94
Obr. 14.1 Pilový diagram	118
Obr. 15.1 Flingern diagram.....	121

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1 Složení kontaminovaného dřeva	13
Tab. 2.2 Složení dřevní štěpky	13
Tab. 2.3 Přepočítání kontaminovaného dřeva na původní stav	14
Tab. 2.4 Složení směsi paliva	14
Tab. 2.5 Entalpie složek spalin [1]	16
Tab. 2.6 Entalpie spalin a spalovacího vzduchu	17
Tab. 3.1 Ztráty mechanickým nedopalem	19
Tab. 4.1 Rozměry roštu a ohniště	22
Tab. 5.1 Tlakové ztráty	30
Tab. 5.2 Parametry teplosměnných ploch	34
Tab. 6.1 Rozměry II. tahu	36
Tab. 7.1 Rozměry závěsných trubek	40
Tab. 7.2 Rozměry obrátové komory	42
Tab. 7.3 Parametry páry v závěsných trubkách	46
Tab. 7.4 Parametry páry v podélných závěsných trubkách	49
Tab. 7.5 Rozměry přehříváku P2	53
Tab. 7.6 Parametry páry v přehříváku P2	53
Tab. 7.7 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti P2	54
Tab. 7.8 Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách	57
Tab. 7.9 Rozměry trubek přehříváku P3	61
Tab. 7.10 Parametry páry v přehříváku P3	61
Tab. 7.11 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti P3	62
Tab. 7.12 Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách	65
Tab. 7.13 Rozměry přehříváku P1	69
Tab. 7.14 Parametry páry v přehříváku P1	70
Tab. 7.15 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti P1	70
Tab. 7.16 Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách	73
Tab. 7.17 Rozměry ekonomizéru E7,8	77
Tab. 7.18 Parametry vody v ekonomizéru E7,8	78
Tab. 7.19 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti EKO7,8	78
Tab. 7.20 Fyzikální vlastnosti páry v závěsných trubkách	81
Tab. 8.1 Rozměry trubek ekonomizéru E1-6	87
Tab. 8.2 Parametry vody v ekonomizéru E1-6	87
Tab. 8.3 Vlastnosti spalin pro střední teplotu v oblasti E1-6	88
Tab. 9.1 Rozměry ohříváku vzduchu	90
Tab. 9.2 Fyzikální vlastnosti vody a vzduchu	92
Tab. 11.1 Rozměry potrubí výparníku	96
Tab. 11.2 Střední parametry média v převáděcích trubkách	98
Tab. 11.3 Průměry převáděcích trubek a ověření skutečné rychlosti média	98
Tab. 13.1 Parametry média, spojovacího potrubí a výsledná třecí ztráta	115
Tab. 13.2 Parametry spojovacího potrubí a výsledná ztráta v ohybech	115

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Schéma kotle