



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**NÁVRH ROŠTOVÉHO KOTLE S PŘIROZENOU CÍRKULACÍ
NA SPALOVÁNÍ KONTAMINOVANÉHO DŘEVA**

DESIGN OF STEAM BOILER WITH GRATE FIRING BURNING CONTAMINATED WOOD

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Král

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Ondřej Král**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

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

Návrh roštového kotle s přirozenou cirkulací na spalování kontaminovaného dřeva

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování kontaminované ho dřeva.

Parametry kotle: výkon kotle 55 t/h, tlak přehřáté páry 4,2 MPa, teplota přehřáté páry 423 °C, teplota napájecí vody 110 °C.

Výhřevnost paliva 12,92 MJ/kg. Další parametry bud specifikovány při konzultacích.

Cíle diplomové práce:

- Koncepční návrh kotle.
- Tepelný, aerodynamický a hydraulický výpočet kotle.
- Projekční výkres kotle s uvedením rozměrů hlavních částí, rozložení a řešení teplosměnných ploch.

Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.

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

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle: technický průvodce svazek 32. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce (SNTL-Nakladatelství technické literatury).

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.

VILIMEC, Ladislav. Stavba kotlů II. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1716-3.

VILIMEC, Ladislav. Stavba kotlů I. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0076-4.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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



Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem parního kotle o výkonu 55 t/h, který spaluje kontaminované dřevo a vyrábí páru o tlaku 4,2 MPa a teplotě 423 °C. První dvě kapitoly se věnují stechiometrii a určení tepelných ztrát i účinnosti celého kotle. Převážnou část tvoří následný tepelný výpočet a určení rozměrů jednotlivých teplosměnných ploch a tahů. Práce popisuje také specifická provedení některých částí kotle, která jsou nutná s ohledem na dodávané palivo. Závěrečné kapitoly obsahují výpočet tlakových ztrát, jak na straně spalin, tak ohřívaného média, pro dimenzování čerpadel a ventilátorů. Součástí práce je také projekční výkres kotle, který je dodán v příloze.

Klíčová slova

Roštový kotel, kontaminované dřevo, spalování, biomasa, kotel s přirozeným oběhem vody, vysokoteplotní koroze.

Abstract

The master's thesis deals with steam boiler design that burns contaminated wood with output 55 tons of steam per hour, steam pressure 4,2 MPa and temperature 423 °C. First two chapters focuses on stoichiometry and calculation of heat losses and boiler efficiency. Great part of thesis constitutes of thermal and dimensional calculations of every heat transfer surface. Some specific boiler parts are described considering special fuel properties. Final chapters contain pressure losses calculation of flue gas and heated medium for pumps and fans design. Drawing is also part of the work which is included as an attachment.

Key words

Grate boiler, contaminated wood, combustion, biomass, natural circulation boiler, high temperature corrosion



Bibliografická citace

KRÁL, O. *Návrh roštového kotle s přirozenou cirkulací na spalování kontaminovaného dřeva*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 146 s. Vedoucí práce doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D..



Prohlášení autora o původu práce

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Návrh roštového kotle s přirozenou cirkulací na spalování kontaminovaného dřeva* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

Datum

Bc. Ondřej Král



Poděkování

Děkuji tímto doc. Ing. Marku Balášovi PhD. za cenné připomínky a rady při vypracování mé diplomové práce.

Dále chci poděkovat také své přítelkyni a rodině za podporu během celého studia.



Obsah

ÚVOD.....	- 16 -
1 STECHIOMETRIE	- 19 -
1.1 PRVKOVÝ ROZBOR PALIVA	- 19 -
1.2 OBJEMY A ENTALPIE VZDUCHU A SPALIN.....	- 19 -
1.2.1 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru.....	- 19 -
1.2.1 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin	- 21 -
1.2.2 Entalpie vzduchu a produktů spalování	- 23 -
1.2.3 Entalpie spalin při recirkulaci	- 26 -
2 TEPELNÁ BILANCE KOTLE.....	- 31 -
2.1 TEPLO PŘIVEDENÉ DO KOTLE	- 31 -
2.2 ZTRÁTY KOTLE A TEPELNÁ ÚČINNOST	- 31 -
2.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem).....	- 31 -
2.2.2 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemickým nedopalem)	- 32 -
2.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků.....	- 32 -
2.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí.....	- 33 -
2.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)	- 33 -
2.2.6 Tepelná účinnost kotle	- 34 -
2.3 VÝROBNÍ TEPLO PÁRY A MNOŽSTVÍ PALIVA.....	- 34 -
2.3.1 Výrobní teplo páry	- 34 -
3 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	- 36 -
3.1 ROZMĚRY SPALOVACÍ KOMORY	- 36 -
3.2 TEPELNÝ VÝPOČET OHNIŠTĚ	- 38 -
3.2.1 Výpočet adiabatické teploty	- 38 -
3.2.2 Teplota spalin na konci SK	- 39 -
4 VÝPOČET KONVEKČNÍCH PLOCH.....	- 42 -
4.1 NAPÁJECÍ VODA.....	- 42 -
4.2 PŘEHŘÍVÁK 3.....	- 42 -
4.1 PŘEHŘÍVÁK 2.....	- 43 -
4.2 PŘEHŘÍVÁK 1	- 44 -
4.3 ZÁVĚSNÉ TRUBKY	- 45 -
4.4 VÝPARNÍK	- 45 -



4.5	EKONOMIZÉR.....	- 46 -
4.6	CELKOVÝ TEPELNÝ VÝKON	- 46 -
5	VÝPOČET 2. TAHU	- 48 -
5.1	DÉLKA 2. TAHU.....	- 48 -
5.2	VÝPOČET TEPLoty NA KONCI 2. TAHU.....	- 49 -
6	VÝPOČET 3. TAHU	- 53 -
6.1	DÉLKA 3. TAHU.....	- 53 -
6.2	VÝPOČET OBRATOVÉ KOMORY	- 54 -
6.2.1	Membránové stěny	- 56 -
6.2.2	Výpočet vertikálních ZT v obratové komoře	- 58 -
6.2.3	Výpočet horizontálních ZT v obratové komoře	- 61 -
6.2.4	Teplota na konci obratové komory.....	- 65 -
6.3	SPODNÍ ČÁST 3. TAHU S PŘEHŘÍVÁKEM 2.....	- 65 -
6.3.1	Přehřívák 2	- 67 -
6.3.2	Membránová stěna	- 70 -
6.3.3	Závěsné trubky	- 73 -
6.3.4	Teplota na konci spodní části 3. tahu	- 76 -
6.4	STŘEDNÍ ČÁST 3. TAHU S PŘEHŘÍVÁKEM 3.....	- 76 -
6.4.1	Přehřívák 3	- 77 -
6.4.2	Membránová stěna	- 81 -
6.4.3	Závěsné trubky	- 83 -
6.4.4	Teplota na konci střední části 3. tahu	- 86 -
6.5	HORNÍ ČÁST 3. TAHU S PŘEHŘÍVÁKEM 1B	- 86 -
6.5.1	Přehřívák 1B.....	- 88 -
6.5.2	Membránová stěna	- 92 -
6.5.3	Závěsné trubky	- 94 -
6.5.4	Teplota na konci horní části 3. tahu s přehřívákem 1B.....	- 97 -
6.6	HORNÍ ČÁST 3. TAHU S PŘEHŘÍVÁKEM 1A	- 97 -
6.6.1	Přehřívák 1A	- 99 -
6.6.2	Membránová stěna	- 103 -
6.6.3	Závěsné trubky	- 105 -
6.6.4	Teplota na konci horní části 3. tahu s přehřívákem 1A.....	- 108 -



7	VÝPOČET 4. A 5. TAHU	- 109 -
7.1	ROZMĚRY 4. A 5. TAHU	- 109 -
7.2	EKONOMIZÉR.....	- 110 -
7.3	TEPLOTA SPALIN NA VÝSTUPU Z KOTLE	- 113 -
7.4	KONTROLA TEPELNÉ BILANCE	- 114 -
7.5	PILOVÝ DIAGRAM	- 115 -
8	OHŘÍVÁK VZDUCHU	- 116 -
9	BUBEN	- 118 -
10	CHLOROVÁ KOROZE	- 119 -
11	HYDRAULICKÝ VÝPOČET	- 121 -
11.1	PŘEHŘÍVÁK 3.....	- 122 -
11.2	PŘEHŘÍVÁK 2.....	- 124 -
11.3	PŘEHŘÍVÁK 1B	- 125 -
11.4	PŘEHŘÍVÁK 1A	- 127 -
11.5	ZÁVĚSNÉ TRUBKY	- 128 -
11.6	EKONOMIZÉR.....	- 130 -
11.7	TLAK NA VÝSTUPU Z ČERPADLA	- 131 -
12	AERODYNAMICKÝ VÝPOČET.....	- 133 -
12.1	ZTRÁTA TŘENÍM	- 133 -
12.2	TLAKOVÁ ZTRÁTA TRUBKOVÝCH SVAZKŮ.....	- 133 -
12.3	VZTLAK TAHŮ KOTLE	- 135 -
12.4	CELKOVÁ TAHOVÁ ZTRÁTA KOTLE.....	- 135 -
13	VOLBA MATERIÁLU.....	- 136 -
	ZÁVĚR.....	- 137 -
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	- 139 -
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	- 140 -
	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....	- 144 -
	SEZNAM PŘÍLOH	- 146 -



Úvod

Energetika je obor, který je úzce spojen s životem každého člověka, ať si je toho vědom nebo ne. V dnešní době se jedná o oblast plnou zpřísňujících se pravidel a hledání řešení složitých problémů, z nichž na prvním místě velice často stojí finance. Právě ty jsou hnacím motorem lidské činnosti a je normální, že svádí pozornost od moudrých a náročných rozhodnutí k těm snazším a levnějším. Lidská společnost se již začala zabývat dlouhodobými důsledky našeho dnešního chování, a právě proto se mnoho činů posuzuje konečně také z hlediska ekologie. To je věda popisující vztahy mezi organismy a životním prostředím, ve kterém se pohybují. Dnes jsou ekologické věci chápány jako šetrné a prospěšné pro udržitelný a zdravý život na Zemi.

Výzkumy již prokázali nebezpečně rychle rostoucí globální průměrnou teplotu. Zda je příčinou čistě lidská činnost nebo se jedná zcela či částečně o přirozený přírodní cyklus, v tom nejsou vědci z různých oborů stále jednotní, nicméně v průmyslovém světě a energetice dochází postupně k razantním krokům a změnám. Už nyní se vytváří scénáře a plány, kterých by bylo dobré dosáhnout do roku 2020, 2050 i 2100. Mezi dva významné faktory, které se lidstvo snaží ovlivnit, se řadí množství emisí vypouštěné do atmosféry a podíl obnovitelných zdrojů na celkově vyráběné energii. Jako nástroj se používají právě finanční prostředky - na jedné straně pokuty či vysoké poplatky a na straně druhé dotace.

Obnovitelné zdroje energie jsou důležité nejen proto, jak už název napovídá, že se jedná o nevyčerpatelné zdroje pocházející ze slunečního záření, ale také proto, že jsou neutrální z hlediska uhlíkového okruhu.

Kontaminované dřevo

Biomasa patří k obnovitelným zdrojům energie stejně jako energie sluneční, vodní, větrná či geotermální. Z definice se jedná o hmotu organického původu, která se dále dělí do několika podkategorií [2]:

- 1) podle původu:
 - a. biomasa rostlinného původu
 - i. stébelniny
 - ii. dřeviny
 - b. biomasa živočišného původu
- 2) podle způsobu získávání
 - a. záměrné pěstovaná
 - b. odpadní
 - i. odpady ze zemědělské prvovýroby
 - ii. odpady ze živočišné výroby
 - iii. odpady z lesní těžby
 - iv. odpady z dřevozpracujícího průmyslu
 - v. komunální odpady

Kontaminované dřevo, které má být palivem pro navrhovaný kotel, je v podstatě biomasa, která byla nějakým způsobem znečištěna. Jedná se třeba o odpad z nábytkářského průmyslu či ze stavebnictví, kde byla biomasa kvůli hlavnímu účelu ošetřena různými nátěry či lepidly. Z toho důvodu můžeme v takovém palivu najít také prvky jako je chlor, fluor,



křemík, titan, zinek, atd. Spalování těchto paliv podléhá mnoha speciálním pravidlům, které vymezuje legislativa České republiky [7].

Jedním z omezení, které je významné pro návrh kotle, je doba setrvání spalin ve spalovací komoře, a to právě kvůli výskytu chloru v palivu. Zákon stanovuje, že spaliny vznikající za posledním přívodem spalovacího vzduchu musí setrvat nad teplotou 850 °C minimálně po dobu dvou sekund. [7]

Kotel

Kotle je možné dělit dle mnoha kritérií, zde jsou uvedena pouze ta, která souvisí s navrhovaným kotlem. [2]

A. dle použitého paliva

- tuhá paliva
- kapalná paliva
- plynná paliva

B. dle způsobu spalování tuhých paliv

- kotle roštové
 - rošty s nehybnou vrstvou paliva
 - rošty s občasným přemísťováním paliva
 - rošty s trvalým přemísťováním paliva
- kotle fluidní
- kotle práškové

C. dle proudění vody

- kotle s relativně velkým obsahem vody
- kotle s relativně malým obsahem vody
 - s přirozeným oběhem vody
 - s povzbuzeným oběhem vody
 - průtočné kotle

V oblasti tuhých paliv jsou velice častým typem kotlů v České republice kotle roštové s trvalým přemísťováním paliva neboli kotle pásové a řetězové. Tyto kotle se používají pro nízké až střední výkony, tj. do 80 t/h, a to hlavně pro spalování biomasy a odpadů. Fluidní kotle, jež se dělí na kotle se stacionární (bublínající) nebo cirkulující fluidní vrstvou jsou nejčastěji středního až vyššího výkonu od 40 do 700 MWt. Pro nejvyšší výkony se volí kotle práškové, u kterých není teplota primárního vzduchu omezena roštem. Největší kotel u nás je součástí elektrárny Ledvice a má výkon 1678 t/h. [1]

Podle rozdělení je patrné, že navrhovaný kotel spadá do kategorie kotlů na tuhá paliva a pro doplnění je možné uvést, že se jedná o kotel parní a středotlaký, kam se řadí ty s rozsahem přetlaku přehřáté páry mezi 0,07 až 6,4 MPa.

Navrhovaný kotel disponuje pásovým roštem, na který je palivo ze zásobníku dopravováno pomocí šesti šnekových podavačů, tří násypek a pneumatického pohazovače. Ten bude palivo pohazovat na zadní část roštu, který se pohybuje směrem k pohazovacímu zařízení, přičemž většina paliva shoří už za letu. Škvárová výsypka je umístěna pod přední částí spalovací komory.



Počet vstupů paliva do spalovací komory se volí dle výkonu kotle. Do výkonu zhruba 45 t/h bývají vstupy dva, pro tento případ jsou už potřeba tři a podle toho se také určují rozměry roštu.

Kotel je navržen tak, aby splnil zadané parametry: výkon kotle je 55 t/h vyrobené páry, která má tlak 4,2 MPa a teplotu 423 °C.

Vlastnosti a složení paliva jsou následovné:

- výhřevnost $Q_r^i = 12,92$ MJ/kg
- $C^{daf} = 53,12$ %
- $N^{daf} = 1$ %
- $S^{daf} = 0,08$ %
- $A^d = 4$ %
- $H^{daf} = 5$ %
- $O^{daf} = 40,3$ %
- $W^r = 25$ %
- $Cl^{daf} = \max 0,5$ %

Primární i sekundární vzduch prochází paralelně ohřívákem vzduchu. Sekundární vzduch je pro lepší spalování zaváděn do spalovací komory rovnoměrně v několika řadách ve výšce 2,5 až 4,6 m nad roštem.

Membránové stěny jsou po obvodu vyztuženy bandážemi pro případ výbuchu.

Ve spodní části spalovací a obrátové komory a mezi trubkovými svazky se nachází průlezy pro opravy. Průlezy mají v membránové stěně kruhový tvar a jsou konstrukčně provedeny pomocí výhybů výparnickových trubek. Průlezy v plechové části s ekonomizérem mají tvar obdélníkový pro snadnější provedení.

Kontaminované spaliny odcházející z kotle je potřeba čistit. Čištění spalin má vliv na tahovou ztrátu a navrhuje s ohledem na emisní limity i náklady. Až po vyčištění je možné odebírat spaliny k recirkulaci kvůli životnosti recirkulačních ventilátorů. Spaliny, které nebudou odebrány k recirkulaci, se odvedou do komína. Recirkulované spaliny se zavádí zpět do primárního vzduchu před vstupem do spalovací komory, současně se jejich část odebírá pro recirkulaci popílku z výsypky pod 2. a 3. tahem.

1 Stechiometrie

Hlavním cílem této kapitoly je stanovení objemu a entalpie recirkulovaných spalin. Ty vychází z prvkového rozboru, který je proveden jako první. V rámci této části je také stanovena hodnota přebytku vzduchu a koeficientu recirkulace.

1.1 Prvkový rozbor paliva

Přepočítání z bezvodého stavu na původní:

$$A^r = A^d \cdot \left(\frac{100 - W^r}{100} \right) = 4 \cdot \left(\frac{100 - 25}{100} \right) = 3\% \quad (1-1)$$

$$h^r + A^r + W^r = 100\% \quad (1-2)$$

$$h^r = 100 - W^r - A^r = 72\%$$

Přepočítání z hořlaviny na původní stav:

$$C^r = C^{\text{daf}} \left(\frac{100 - W^r - A^r}{100} \right) \quad (1-3)$$

Tabulka 1-1 Prvkové složení hořlaviny a bezvodého paliva

	Hořlavina (daf) [%]	Bezvodý stav (d) [%]
C	53,12	38,25
H ₂	5	3,6
N ₂	1	0,72
O ₂	40,3	29,02
S	0,08	0,0576
Cl	0,5	0,36
Suma	100	72

1.2 Objemy a entalpie vzduchu a spalin

1.2.1 Minimální objemy vzduchu a spalin z prvkového rozboru

Minimální množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva:



$$O_{O_2\min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S_{\text{prch}}^r}{32,06} - \frac{O_2}{32} \right) \quad (1-4)$$

$$O_{O_2\min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{38,25}{12,01} + \frac{3,6}{4,032} + \frac{0,0288}{32,06} - \frac{29,02}{32} \right) = 0,7101 \frac{m^3}{kg}$$

kde S_{prch}^r je obsah prchavé složky síry v původním stavu [%]. Na základě konzultace uvažují $S_{\text{prch}}^r = 50 \%$.

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ\min}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2\min} = \frac{100}{21} \cdot 0,7101 = 3,3815 \frac{m^3}{kg} \quad (1-5)$$

Objem vodní páry na 1 m³ suchého vzduch:

$$V_{H_2O} = \varphi \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 0,7 \cdot \frac{0,003170}{0,101 - 0,7 \cdot 0,003170} = 0,0303 \quad (1-6)$$

Součinitel f:

$$f = 1 + \varphi \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} = 1 + 0,0303 = 1,0303 \quad (1-7)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{VZ\min} = f \cdot O_{VZ\min}^S = 1,0303 \cdot 3,3815 = 3,4840 \frac{m^3}{kg} \quad (1-8)$$

Minimální množství suchých spalin vznikne dokonalým spálením paliva při minimálním množství vzduchu (bez přebytku vzduchu, $\alpha=1$) a vypočte se pomocí vztahů

pro objem CO₂

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZ\min}^S \quad (1-9)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{38,25}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,3815 = 0,7099 \frac{m^3}{kg}$$

pro objem SO₂

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S_{\text{prch}}^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,0288}{32,06} = 0,0002 \frac{m^3}{kg} \quad (1-10)$$



pro objem N₂

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,0003 \cdot O_{VZmin}^S \quad (1-11)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,72}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,3815 = 2,6450 \frac{m^3}{kg}$$

pro objem Ar

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZmin}^S = 0,0092 \cdot 3,3815 = 0,0311 \frac{m^3}{kg} \quad (1-12)$$

a pro celkové množství suchých spalin

$$O_{SPmin}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (1-13)$$

$$O_{SPmin}^S = 0,7099 + 0,0002 + 2,6450 + 0,0311 = 3,3862 \frac{m^3}{kg}$$

Maximální množství CO₂ ve spalinách:

$$(CO_2)_{max} = \frac{O_{CO_2}}{O_{SPmin}^S} \cdot 100 = 20,9643 \% \quad (1-14)$$

Minimální objem vodní páry:

$$O_{H_2Omin} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{VZmin}^S \quad (2-15)$$

$$O_{H_2Omin} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,6}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{25}{18,016} + (1,0303 - 1) \cdot 3,3815 = 0,8134 \frac{m^3}{kg}$$

Minimální množství vlhkých spalin

$$O_{SPmin} = O_{SPmin}^S + O_{H_2Omin} = 3,3862 + 0,8134 = 4,1996 \frac{m^3}{kg} \quad (1-16)$$

1.2.1 Součinitel přebytku vzduchu a objemy vzduchu a spalin

Volím $\alpha = \beta = 1,3$.

Skutečné množství vzduchu s přebytkem:

$$O_{VZ} = \beta \cdot O_{VZmin} = 1,3 \cdot 3,4840 = 4,5292 \frac{m^3}{kg} \quad (1-17)$$



Skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu:

$$O_{SP} = O_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin} = 4,1996 + (1,3 - 1) \cdot 3,4840 = 5,2448 \frac{m^3}{kg} \quad (1-18)$$

Objemové části tříatomových plynů:

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SP}} = \frac{0,7099 + 0,0002}{5,2448} = 0,1354 \quad (1-19)$$

Skutečné množství spalin s přebytkem vzduchu:

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SP}} = \frac{0,8442}{5,2448} = 0,1610 \quad (1-20)$$

kde

$$\begin{aligned} O_{H_2O} &= O_{H_2Omin} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^S = \\ &= 0,8134 + (1,0303 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 3,3815 = 0,8442 \frac{m^3}{kg} \end{aligned} \quad (1-21)$$

Koncentrace popílku ve spalinách:

$$\mu = \frac{10A^r}{O_{SP}} \cdot \frac{x_p}{100} = \frac{10 \cdot 3}{5,2448} \cdot \frac{40}{100} = 2,2880 \frac{g}{m^3} \quad (1-22)$$

kde x_p je procento popela v úletu, které na základě konzultace volím 40 %.

Součet objemových částí tříatomových plynů:

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1354 + 0,1610 = 2,2963 \quad (1-23)$$

Výpočty jednotlivých veličin byly seřazeny do následující tabulky, a to i pro případ spalování bez přebytku vzduchu a spalování s recirkulací spalin.



Tabulka 1-2 Hodnoty produktů spalování

Veličina	Rozměry	Průtah kotle		
		alfa=1	alfa=1,3	alfa=1,3
Přebytek vzduchu		alfa=1	alfa=1,3	alfa=1,3
Recirkulace		ne	ne	ano
Osp	m ³ /kg	4,1996	5,2448	6,5560
OH ₂ O	m ³ /kg	0,8134	0,8442	1,0552
rRO ₂	-	0,1691	0,1354	0,1354
rH ₂ O	-	0,1937	0,1610	0,1610
rSP	-	0,3628	0,2963	0,2963
mí	g/m ³	2,8574	2,2880	1,8304

1.2.2 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Entalpie spalin vzniklých spálením 1 kg tuhého paliva:

$$I_{SP} = I_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZmin} + I_P = 10521 + (1 - 1) \cdot 7699 + 0 = 10521 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1-24)$$

Entalpie spalin při $\alpha = 1$ (minimální množství spalin), teplotu spalování uvažují 1500 °C:

$$I_{SPmin} = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i_{N_2} + O_{H_2Omin} \cdot i_{H_2O} + O_{Ar} \cdot i_{Ar} \quad (1-25)$$

$$\begin{aligned} I_{SPmin} &= 0,7099 \cdot 3504 + 0,0002 \cdot 3590 + 2,6450 \cdot 2166 + 0,8134 \cdot 2779 + 0,0311 \cdot 1390 = \\ &= 10521 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

kde i je entalpie jednotlivých složek spalin, které se odečtou z tabulky 1-2.

Tabulka 1-3 Entalpie složek spalin

t [°C]	Entalpie složek spalin				
	CO ₂ [kJ/m ³]	N ₂ [kJ/m ³]	H ₂ O [kJ/m ³]	SO ₂ [kJ/m ³]	Ar [kJ/m ³]
100	170	130	150	189	93
200	357	260	304	392	186
300	559	392	463	610	278
400	772	527	626	836	372
500	994	666	795	1070	465
600	1225	804	969	1310	557
700	1462	948	1149	1550	650
800	1705	1094	1334	1800	743
900	1952	1240	1526	2050	834
1000	2204	1392	1723	2305	928
1500	3504	2166	2779	3590	1390
2000	4844	2965	3926	4890	1855

Entalpie minimálního množství vzduchu:

$$I_{VZmin} = O_{VZmin}^S \cdot (ct)_{VZ} = 3,3815 \cdot 1,5179 \cdot 1500 = 7699 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1-26)$$

Obsah vody ve vzduchu:

$$d = (f - 1) \cdot \frac{\rho_{(H_2O)_0}}{\rho_{(VZ)_0}} \cdot 10^3 = (1,0303 - 1) \cdot \frac{0,804}{1,293} \cdot 10^3 = 18,86 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \quad (1-27)$$

Protože obsah vody ve vzduchu je větší než 10 g/kg suchého vzduchu, měrné teplo vlhkého vzduchu se určí ze vzorce

$$c = c_s + 0,0016 \cdot d \cdot c_{H_2O} = 1,462 + 0,0016 \cdot 18,86 \cdot 1,853 = 1,5179 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}} \quad (1-28)$$

kde c_s - měrné teplo suchého vzduchu a c_{H_2O} - měrné teplo vodní páry se odečtou z tabulky 1-2.



Tabulka 1-4 Měrné teplo složek spalin

t [°C]	Měrné teplo						
	cs [kJ/m ³ K]	cH ₂ O [kJ/m ³ K]	cCO ₂ [kJ/m ³ K]	cN ₂ [kJ/m ³ K]	cSO ₂ [kJ/m ³ K]	cVZ [kJ/m ³ K]	popílek [kJ/m ³ K]
100	1,300	1,505	1,700	1,296	1,890	1,3454	0,808
200	1,307	1,522	1,787	1,300	1,960	1,3529	0,846
300	1,317	1,542	1,863	1,307	2,030	1,3635	0,879
400	1,329	1,565	1,930	1,316	2,090	1,3762	0,9
500	1,343	1,590	1,989	1,328	2,140	1,3910	0,917
600	1,356	1,615	2,041	1,340	2,183	1,4047	0,934
700	1,371	1,641	2,088	1,354	2,214	1,4205	0,946
800	1,384	1,688	2,131	1,367	2,250	1,4349	0,959
900	1,398	1,696	2,169	1,380	2,278	1,4492	0,971
1000	1,410	1,723	2,204	1,392	2,305	1,4620	0,984
1500	1,462	1,853	2,335	1,444	2,393	1,5179	1,172
2000	1,500	1,963	2,422	1,483	2,445	1,5592	1,256

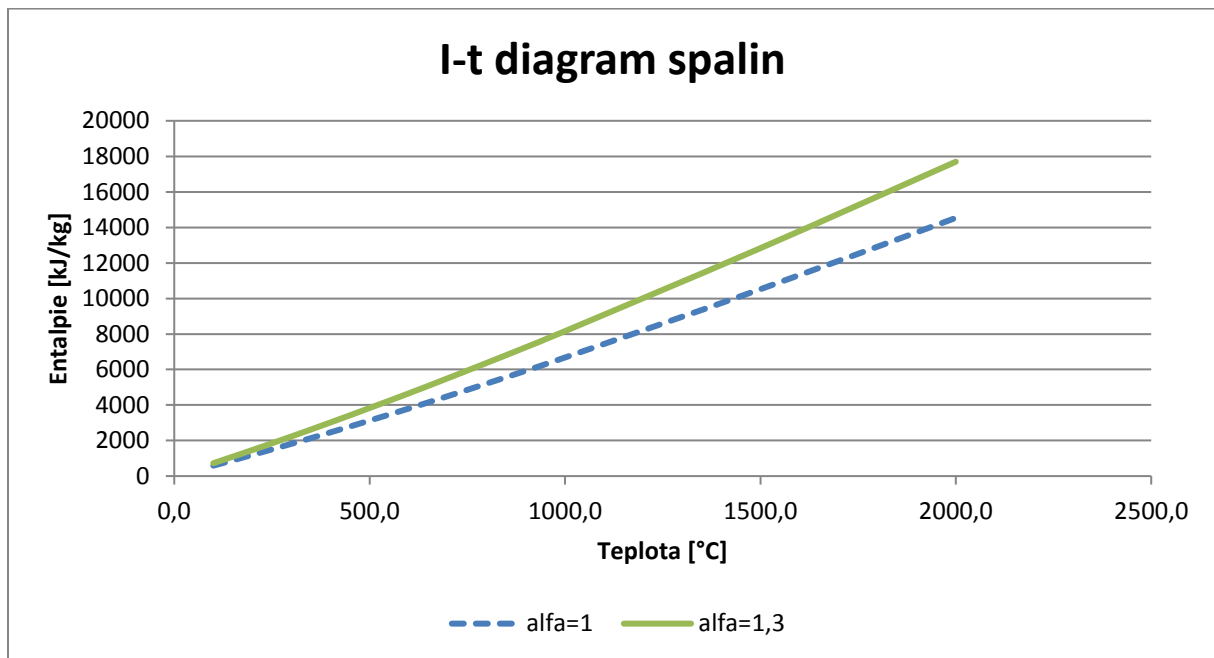
Entalpie popílku I_p se uvažuje, jen pokud procento popelovin v palivu splňuje nerovnost

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} = \frac{6 \cdot 12920}{41,8 \cdot 40} = 46,36 \quad (1-29)$$

Nerovnost splněna není, a tak entalpie popílku $I_p = 0$.

Tabulka 1-5 Entalpie vzduchu a spalin bez vlivu recirkulace

t[°C]	Ivzmin [kJ/kg]	Isp [kJ/kg]	
		$\alpha=1$	$\alpha=1,3$
100	455	589	726
200	915	1194	1469
300	1383	1819	2234
400	1861	2463	3021
500	2352	3129	3834
600	2850	3802	4657
700	3362	4500	5509
800	3882	5213	6377
900	4410	5933	7256
1000	4944	6677	8160
1500	7699	10521	12831
2000	10545	14533	17697



Obrázek 1-1 I-t diagram spalin bez vlivu recirkulace

1.2.3 Entalpie spalin při recirkulaci

Recirkulace se zavádí z důvodu snížení teploty spalin ve spalovací komoře (SK). Jedná se o přivádění chladných spalin o teplotě okolo 140 °C z oblasti za koncem kotle, a to až po vyčištění spalin od popílku. Ten by mohl způsobovat abrazi jak ve spalinovodu recirkulace, tak na ventilátoru a vést až k jeho vibracím a poškození.



Snížení teploty spalin má primárně vést k omezení tvorby NO_x. Nižší teplota také může pomoci zabránit tečení popele a jeho nalepování na teplosměnné plochy. Pro výpočet a nadimenzování volím koeficient recirkulace $r = 25\%$. Jestli a jak bude recirkulace spalin účinná, ukáže až samotný provoz. Objem recirkulovaných spalin je poté možno regulovat pomocí výkonu ventilátoru, který je řízen frekvenčním měničem.

Koeficient recirkulace:

$$r = \frac{O_r}{O_{\text{spod}}} \Leftrightarrow O_r = r \cdot O_{\text{spod}} = 0,25 \cdot 5,2448 = 1,3112 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1-30)$$

kde O_r je objem spalin na 1 kg paliva odebíraných na recirkulaci a O_{spod} je objem spalin v místě odběru bez vlivu na recirkulaci.

Objem spalin v kterémkoliv bodě traktu od místa zavedení spalin až do místa jejich odběru bude

$$O_{\text{spr}} = O_{\text{sp}} + r \cdot O_{\text{spod}} = 5,2448 + 0,25 \cdot 5,2448 = 6,5560 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1-31)$$

Entalpie spalin v místě jejich zavedení do traktu po smíšení:

$$I_{\text{spr}} = I_{\text{sp}} + r \cdot I_{\text{spod}} = 13001 + 0,25 \cdot 1023 = 13257 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (1-32)$$

kde I_{sp} a I_{spod} se počítají pomocí tabulky 1-4 pro adiabatickou teplotu v ohništi a teplotu na konci kotle v případě, kdy se neuvažuje recirkulace spalin.

Teplota spalin po smíšení:

$$\vartheta_{\text{spr}} = \frac{I_{\text{spr}}}{(O_{\text{sp}} \cdot c)_{\text{spr}}} = \frac{13257}{10,4086} = 1272,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1-33)$$

kde celkové měrné teplo spalin na 1 kg paliva po smíšení se určí ze vzorce:

$$\begin{aligned} (O_{\text{sp}} \cdot c)_{\text{spr}} &= (O_{\text{sp}} \cdot c)_{\text{sp}} + r \cdot (O_{\text{sp}} \cdot c)_{\text{spod}} = 8,5812 + 0,25 \cdot 7,3496 = \\ &= 10,4186 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \end{aligned} \quad (1-34)$$

Součin $(O_{\text{sp}} \cdot c)_{\text{sp}}$ se počítá pro spaliny s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,3$ o adiabatické teplotě $1517 \text{ } ^\circ\text{C}$ před smíšením:



$$\begin{aligned}
(O_{sp} \cdot c)_{sp} &= (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin} \cdot c_{vz} + O_{CO_2} \cdot c_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot c_{SO_2} + O_{N_2} \cdot c_{N_2} \\
&+ O_{H_2Omin} \cdot c_{H_2O} = \\
&= (1,3 - 1) \cdot 3,4840 \cdot 1,5193 + 0,7099 \cdot 2,3380 + 0,0002 \cdot 2,3948 \\
&+ 2,6450 \cdot 1,4453 + 0,8134 \cdot 1,8567 = 8,5812 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}
\end{aligned} \tag{1-35}$$

Součín $(O_{sp} \cdot c)_{spod}$ se počítá pro spaliny s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,3$ o teplotě 140 °C bez vlivu recirkulace spalin:

$$\begin{aligned}
(O_{sp} \cdot c)_{spod} &= (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin} \cdot c_{vz} + O_{CO_2} \cdot c_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot c_{SO_2} + O_{N_2} \cdot c_{N_2} \\
&+ O_{H_2Omin} \cdot c_{H_2O} = \\
&= (1,3 - 1) \cdot 3,4840 \cdot 1,348 + 0,7099 \cdot 1,735 + 0,0002 \cdot 1,918 \\
&+ 2,6450 \cdot 1,298 + 0,8134 \cdot 1,512 = 7,3496 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}
\end{aligned} \tag{1-36}$$

Celkový objem jednotlivých složek spalin se zahrnutím recirkulace:

Vzduch:

$$\begin{aligned}
O_{vz1,3c} &= (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin} + r \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin} = (r + 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin} = \\
&= (0,25 + 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 3,4840 = 1,3065 \text{ m}^3/\text{kg}
\end{aligned} \tag{1-37}$$

$N_2, CO_2, SO_2, Ar, H_2O$:

$$\begin{aligned}
O_{ic} &= O_{sp1,3} \cdot \frac{O_{ic}}{O_{sp1,3}} + r \cdot O_{sp1,3} \cdot \frac{O_{ic}}{O_{sp1,3}} = (r + 1) \cdot O_{sp1,3} \cdot \frac{O_{xc}}{O_{sp1,3}} = \\
&= 1,25 \cdot O_{sp1,3} \cdot \frac{O_{xc}}{O_{sp1,3}}
\end{aligned} \tag{1-38}$$

$$O_{N_2c} = 1,25 \cdot 5,2448 \cdot \frac{2,6450}{5,2448} = 3,3063 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$O_{CO_2c} = 1,25 \cdot 5,2448 \cdot \frac{0,7099}{5,2448} = 0,8874 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$O_{SO_2c} = 1,25 \cdot 5,2448 \cdot \frac{0,0002}{5,2448} = 0,0002 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$



$$O_{\text{Arc}} = 1,25 \cdot 5,2448 \cdot \frac{0,0311}{5,2448} = 0,0389 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$O_{\text{H}_2\text{Oc}} = 1,25 \cdot 5,2448 \cdot \frac{0,8134}{5,2448} = 1,0552 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Podíly složek celkových spalin se zahrnutím recirkulace:

$$\omega_{\text{xc}} = \frac{O_{\text{xc}}}{O_{\text{spr}}} \quad (1-39)$$

$$\omega_{\text{CO}_2\text{c}} = \frac{0,8874}{6,5560} = 0,1354 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\omega_{\text{SO}_2\text{c}} = \frac{0,0002}{6,5560} = 0,0002 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\omega_{\text{Arc}} = \frac{0,0389}{6,5560} = 0,0059 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\omega_{\text{H}_2\text{Oc}} = \frac{1,0552}{6,5560} = 0,1610 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\omega_{\text{N}_2\text{c}} = \frac{3,3063}{6,5560} = 0,5043 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\omega_{\text{vzc}} = \frac{1,3065}{6,5560} = 0,1993 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Entalpie spalin s recirkulovanými spalinami ve spalovacím prostoru při teplotě 1000 °C:

$$\begin{aligned} I_{\text{spr}1000^\circ\text{C}} &= \sum \omega_i \cdot i_i = \\ &= \omega_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2} + \omega_{\text{SO}_2} \cdot i_{\text{SO}_2} + \omega_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2} + \omega_{\text{H}_2\text{Omin}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + \omega_{\text{Ar}} \cdot i_{\text{Ar}} \\ &+ \omega_{\text{vzc}} \cdot c_p \cdot t \end{aligned} \quad (1-40)$$

$$\begin{aligned} I_{\text{spr}1000^\circ\text{C}} &= 0,1354 \cdot 2204 + 0,0002 \cdot 2305 + 0,5043 \cdot 1392 + 0,1610 \cdot 1723 \\ &+ 0,0059 \cdot 928 + 0,1993 \cdot 1,4620 \cdot 1000 = 1574,6 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$



Tabulka 1-6 Entalpie spalin se zahrnutím recirkulace pro různé teploty

t[°C]	Isp [kJ/m ³]	Isp [kJ/kg]
100	140,1	918,4
200	283,4	1858,0
300	431,1	2826,0
400	583,0	3821,9
500	739,8	4849,9
600	898,5	5890,9
700	1063,0	6968,9
800	1230,4	8066,8
900	1400,1	9179,1
1000	1574,6	10322,9
1500	2476,0	16232,7
2000	3415,5	22391,8



2 Tepelná bilance kotle

2.1 Teplo přivedené do kotle

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

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p = 12920 + 47,375 = 12967,375 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2-1)$$

kde i_p je fyzické teplo paliva

$$i_p = c_p \cdot t_p = 1,895 \cdot 20 = 47,375 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (2-2)$$

Fyzické teplo paliva se počítá tehdy, jestliže se palivo předeřívá mimo kotel. V případě, že palivo není předeříváno cizím zdrojem, fyzické teplo se uvažuje jen u paliv s obsahem vody

$$W_t^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (2-3)$$

$$25 \geq \frac{12920}{4,19} \cdot \frac{1}{150} = 20,56$$

Podmínka je splněna, a tak se fyzické teplo paliva uvažuje. Potom se teplota paliva uvažuje 20 °C.

Měrné teplo paliva:

$$c_p = c_w \cdot \frac{W_t^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W_t^r}{100} \quad (2-4)$$

kde měrné teplo vody c_w lze uvažovat 4,19 kJ/kgK a měrné teplo sušiny paliva c_{su} je 1,13 kJ/kgK.

$$c_p = 4,19 \cdot \frac{25}{100} + 1,13 \cdot \frac{100 - 25}{100} = 1,895 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

2.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

2.2.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem)

Určí se ze vztahu:

$$Z_C = Z_{CS} + Z_{CÚ} = 0,1400 + 1,0056 = 1,1456 \% \quad (2-5)$$



Kde z_{cs} je ztráta ve škváře a $z_{cú}$ je ztráta v úletu. Ztrátu v popílků z_{cp} jsem si v tomhle případě mohl dovolit zahrnout do ztráty v úletu, neboť procento hořlaviny C_i v obou typech tuhých zbytků je na základě konzultace stejné.

$$Z_{CS} = \frac{C_S}{100 - C_S} \cdot \frac{X_S}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{CS} = \frac{3}{100 - 3} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{3}{12967,375} \cdot 32600 = 0,1400 \% \quad (2-6)$$

$$Z_{CÚ} = \frac{C_S}{100 - C_S} \cdot \frac{X_S}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{CS} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{40}{100} \cdot \frac{3}{12967,375} \cdot 32600 = \quad (2-7)$$

$$= 1,0056 \%$$

kde X_i je procento popela, zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků, vztaženo k hmotě popela v palivu. Hodnoty C_i a X_i jsem volil na základě konzultace.

2.2.2 Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemickým nedopalem)

Je spočtena pro hodnotu emise CO (m_{CO}) = 50 v mg na m³ suchých spalin při tlaku 101,325 kPa a teplotě 0 °C a pro referenční obsah kyslíku O₂ (O_{2vzt}) = 11 %

$$Z_{CO} = (100 - Z_C) \cdot 10,084 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m_{CO}}{Q_i^r} \cdot O_{SPmin}^S \cdot \left(1 + \frac{O_{2vzt}}{20,95 - O_{2vzt}}\right) \quad (2-8)$$

$$Z_{CO} = (100 - 1,1456) \cdot 10,084 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{50}{12,92} \cdot 3,3862 \cdot \left(1 + \frac{11}{20,95 - 11}\right) =$$

$$= 0,0275 \%$$

kde měrné teplo vody c_w lze uvažovat 4,19 kJ/kgK a měrné teplo sušiny paliva c_{su} je 1,13 kJ/kgK.

2.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků je dána součtem jednotlivých částí a sice: škváry, popílků a úletu:

$$Z_f = Z_{fs} + Z_{fp} + Z_{fú} = 0,0867 + 0,0105 + 0,0089 = 0,1061 \% \quad (2-9)$$

Ztráta fyzickým teplem škváry:

$$Z_{fs} = \frac{X_S}{1 - C_S} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_s \cdot t_s \quad (2-10)$$

$$Z_{fs} = \frac{60}{100 - 3} \cdot \frac{3}{12967,375} \cdot 1,01 \cdot 600 = 0,0867 \%$$

kde teplotu škváry t_s volím 600 °C a měrné teplo škváry c_s se spočítá dle vztahu:



$$c_s = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot t_s = 0,71 + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 600 = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (2-11)$$

Ztráta fyzickým teplem popílku, který odchází výsypkou mezi čtvrtým a pátým tahem kotle:

$$Z_{fp} = \frac{X_p}{1 - C_p} \cdot \frac{A^f}{Q_p^p} \cdot c_p \cdot t_p \quad (2-12)$$

$$Z_{fp} = \frac{15}{100 - 25} \cdot \frac{3}{12967,375} \cdot 0,8665 \cdot 262 = 0,0105 \%$$

kde měrné teplo popílku c_p se spočítá z tabulky 1-3 pomocí lineární interpolace pro teplotu popílku t_p , kterou určím jako

$$t_p = t_{spod} + t_{sp2,3tah} = 140 + 384 = 262 \text{ °C} \quad (2-13)$$

Ztráta fyzickým teplem úletu:

$$Z_{fú} = \frac{X_u}{1 - C_u} \cdot \frac{A^f}{Q_p^p} \cdot c_u \cdot t_u$$

$$Z_{fú} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{3}{12967,375} \cdot 0,8232 \cdot 140 = 0,0089 \%$$

kde teplota úletu t_u je 140 °C a měrné teplo úletu c_u se opět odečte z tabulky 1-3.

2.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Určuje se podle grafu v [2] v závislosti na parním výkonu kotle a druhu nátěru oplechování. Volím hliníkový nátěr.

$$Z_{SO} = 0,83 \%$$

kde teplota úletu t_u je 140 °C a měrné teplo úletu c_u se opět odečte z tabulky 1-3.

2.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

Zjednodušený vztah pro výpočet komínové ztráty:

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{O_{sp} \cdot c_{sp} \cdot (\vartheta_k - t_{vz})}{Q_p^p} \quad (2-14)$$

$$Z_k = (100 - 1,1456) \cdot \frac{5,2448 \cdot 1,393 \cdot (140 - 25)}{12967,375} = 6,4065 \%$$



kde O_{sp} je objem spalin za kotlem bez vlivu recirkulace a měrné teplo spalin c_{sp} se určuje na základě konzultace z entalpie a množství spalin s vlivem recirkulace

$$c_{sp} = \frac{I_{spr}}{O_{spr} \cdot \vartheta_k} = \frac{1279}{6,5560 \cdot 140} = 1,393 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}} \quad (2-15)$$

ϑ_k je teplota spalin za kotlem, pro tuto teplotu se entalpie recirkulovaných spalin určí následovně:

$$I_{spr} = I_{spmin} + (\alpha - 1) \cdot I_{vzmin} + r \cdot I_{spod} \quad (2-16)$$

$$I_{spr} = 831 + (1,3 - 1) \cdot 639 + 0,25 \cdot 1023 = 1279 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tabulka 2-1 Hodnoty ztrát kotle

Ztráta	[%]
Hořlavinou v tuhých zbytcích	1,1456
Hořlavinou ve spalinách	0,0275
Fyzickým teplem tuhých zbytků	0,1061
Sdílením tepla do okolí	0,83
Citelným teplem spalin	6,4065

2.2.6 Tepelná účinnost kotle

Stanoví se ze vzorce

$$\eta_K = 100 - \sum Z = 100 - (Z_C + Z_{CS} + Z_f + Z_{SO} + Z_K) \quad (2-17)$$

$$\eta_K = 100 - (1,1456 + 0,0275 + 0,1061 + 0,83 + 6,4065) = 91,48 \%$$

2.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

2.3.1 Výrobní teplo páry

$$Q_V = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = 15,2778 \cdot (3265 - 465) = 42781 \text{ kW} \quad (2-18)$$

Množství vyrobené páry v kg/s:

$$M_{pp} = \frac{55 \cdot 1000}{3600} = 15,2778 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (2-19)$$

Entalpie výstupní páry a napájecí vody odpovídá těmto parametrům:

Výstupní pára

- $p_{pp} = 4,2 \text{ Mpa}$
- $t_{pp} = 423 \text{ }^\circ\text{C}$



Napájecí voda

- $p_{nv} = 5,17 \text{ Mpa}$ (tento tlak je předpokládán na základě konzultace)
- $t_{nv} = 140 \text{ °C}$

Množství paliva přivedeného do kotle:

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = 3,6062 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (2-20)$$

skutečně spálené množství paliva

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{Z_c}{100}\right) = 3,6062 \cdot \left(1 - \frac{1,1456}{100}\right) = 3,5649 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (2-21)$$



3 Výpočet spalovací komory

3.1 Rozměry spalovací komory

Průřezové zatížení roštu by se mělo dle konzultace pohybovat mezi hodnotami 1,7 až 2,2. Volím hodnotu 1,9.

$$z = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{f} \Leftrightarrow f = \frac{M_{pv} \cdot Q_i^r}{z} = \frac{3,5649 \cdot 12,92}{1,9} = 24,2413 \text{ m}^2 \quad (3-1)$$

Uvažuji čtvercový rošt, který se volí pro parní výkon kotle nad 50 t/h.

$$l_{\text{rošt}} = \check{s}_{\text{rošt}} = \sqrt{f} = \sqrt{24,2413} = 4,9235 \text{ m} \quad (3-2)$$

Délku spalovací komory (SK) $l_{\text{sk}} = l_{\text{roštnová}}$ volím stejnou jako aktivní délku roštu (jedná se o rozteč varných trubek), a to 4950 mm.

Nová šířka roštu

$$\check{s}_{\text{roštnová}} = \frac{f}{l_{\text{roštnová}}} = \frac{24,2413}{4,950} = 4,897 \text{ m} \quad (3-3)$$

Šířka SK je větší oproti šířce roštu minimálně o poloměr nosné komory membránové stěny a tloušťku těsnění na každé straně roštu.

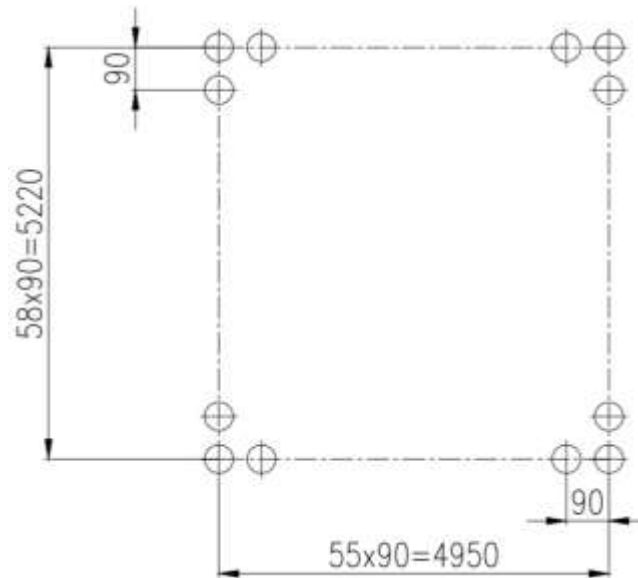
Volené rozměry:

- tloušťka těsnění $t_t = 20 \text{ mm}$
- průměr nosné komory membránové stěny $d_K = 219,1 \text{ mm}$

Minimální šířka SK:

$$\check{s}_{\text{SKmin}} = \check{s}_{\text{roštnová}} + 2 \cdot t_t + 2 \cdot r_K = 4,897 + 2 \cdot 0,02 + 2 \cdot \frac{0,2191}{2} = 5,165 \text{ m} \quad (3-4)$$

Konečnou šířku SK \check{s}_{sk} volím 5220 mm, mezera mezi roštem a těsněním je pak necelých 32 mm.



Obrázek 3-1 Schéma půdorysu spalovací komory

Výška SK je v tomto případě dána složením paliva. SK musí být dostatečně vysoká na to, aby spaliny v ní proudící setrvaly nad teplotou 850 °C minimálně 2 sekundy. Tento požadavek je dán zákonem, kvůli přítomnosti chloru.

Dráha proudu spalin v SK:

$$l_{sp} = v_{sp} \cdot t = 7,1465 \cdot 2 = 14,2930 \text{ m} \quad (3-5)$$

Rychlost spalin blíže středu kanálu je podstatně vyšší než průměrná. Na základě konzultace volím koeficient $k = 1,6$, který udává poměr mezi maximální a střední rychlostí spalin v SK.

$$v_{sp} = v_{spstř} \cdot 1,6 = 4,4665 \cdot 1,6 = 7,1465 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3-6)$$

Střední rychlost spalin v SK:

$$v_{spstř} = \frac{M_{spsk}}{\check{s}_{sk} \cdot l_{sk}} = \frac{115,4111}{5,22 \cdot 4,95} = 4,4665 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3-7)$$

Objemový tok spalin pro normální podmínky, tj. pro teplotu 0 °C a tlak 101,325 kPa:

$$M_{sp} = M_{pv} \cdot O_{spr} = 3,5649 \cdot 6,5560 = 23,3715 \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \quad (3-8)$$

Objemový tok spalin pro střední teplotu spalin v SK:

$$M_{spsk} = M_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{stř}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 1075,7}{273,15} \right) = 115,4111 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (3-9)$$

Střední teplota spalin v SK:

$$t_{\text{stř}} = \left(\frac{t_{\text{sek}} + t_{\text{ksk}}}{2} \right) = \left(\frac{1272,4 + 878,97}{2} \right) = 1075,7 \text{ °C} \quad (3-10)$$

Teplotu na konci SK volím 878,97 °C.

Pro výpočet výšky okna na konci SK (otvor mezi SK a druhým tahem) volím rychlost spalin 7 m/s.

Objemový tok spalin na konci SK:

$$M_{\text{spksk}} = M_{\text{sp}} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{\text{stř}}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 878,97}{273,15} \right) = 98,5788 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (3-11)$$

Výška okna:

$$h_{\text{otvor}} = \frac{M_{\text{spksk}}}{v_{\text{spksk}} \cdot \xi_{\text{sk}}} = \frac{98,5788}{7 \cdot 5,22} = 2,698 \text{ m} \quad (3-12)$$

3.2 Tepelný výpočet ohniště

3.2.1 Výpočet adiabatické teploty

Entalpie spalin v ohništi:

$$I_{\text{sp}} = \frac{Q_p + Q_{\text{vz}}}{O_{\text{sp}} \cdot M_{\text{pv}}} = \frac{46059 + 542}{5,2448 \cdot 3,5649} = 2492 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (3-13)$$

Teplo vzniklé spálením paliva:

$$Q_p = M_{\text{pv}} \cdot Q_i^r = 3,5649 \cdot 12920 = 46059 \text{ kW} \quad (3-14)$$

Teplo dodané se vzduchem:

$$Q_{\text{vz}} = O_{\text{vz}} \cdot M_{\text{pv}} \cdot I_{\text{vz}} = 4,5292 \cdot 3,5649 \cdot 33,5749 = 542 \text{ kW} \quad (3-15)$$

Entalpie spalovacího vzduchu (25 °C):

$$I_{\text{vz}} = c_{\text{vz}} \cdot t_{\text{vz}} = 1,343 \cdot 25 = 33,575 \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \quad (3-16)$$

kde c_{vz} je spočteno z tabulky 1-3 pomocí lineární interpolace.

Pro výpočet adiabatické teploty spalin je použita tabulka 1-5. Pomocí lineární interpolace je určena její hodnota na 1517,5 °C.



3.2.2 Teplota spalin na konci SK

V tepelných výpočtech všech tahů a také teplosměnných ploch hrají velkou roli teploty spalin i teploty pracovního média na začátku a konci procesu. Teploty, které z počátku nejsou známy, ale jsou pro výpočet klíčové, se nejdříve odhadují a až následným výpočtem se zpřesňují a kontrolují, a to pomocí iterace.

Střední teplota odchozích spalin z SK vycházela při prvním výpočtu 764 °C. Abychom dokázali tuto teplotu zvýšit nad požadovaných 850 °C, pokrylo se 50 % SK šamotovou vyzdívkou.

$$\vartheta_0 = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_0}\right)^{0,6}} = \frac{1517,5 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,8613}{0,9541}\right)^{0,6}} = 878,51 \text{ °C} \quad (3-17)$$

Součinitel M se určí v závislosti na poměrné výšce maximální hodnoty teploty plamene, kterou volím pro roštová ohniště s tenkou vrstvou $x_0 = 0$.

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (3-18)$$

Boltzmannovo číslo:

$$B_0 = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \overline{\psi} \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (3-19)$$

$$B_0 = \frac{0,9910 \cdot 3,5649 \cdot 6,9321}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,19125 \cdot 410,07 \cdot (1517,5 + 273,15)^3} = 0,9541$$

Součinitel uchování tepla:

$$\varphi = 1 - \frac{Z_{SO}}{\eta_K + Z_{SO}} = 1 - \frac{0,83}{91,48 + 0,83} = 0,9910 \quad (3-20)$$

Střední celkové měrné teplo spalin:

$$\overline{O_{sp}} \cdot C = \frac{I_u - I_o}{\vartheta_a - \vartheta_0} = \frac{13371,6 - 8945,2}{1517,5 - 878,97} = 6,9321 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (3-21)$$

Teplo uvolněné ve spalovací komoře:

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{CO} - Z_C - Z_{fs}}{100 - Z_C} + Q_{vz'} + r \cdot I_{spod} \quad (3-22)$$

$$I_u = 12967,375 \cdot \frac{100 - 0,0275 - 1,1456 - 0,0867}{100 - 1,1456} + 152,1 + 0,25 \cdot 1023$$

$$I_u = 13371,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



Teplo přivedené do kotle se vzduchem na 1 kg spáleného paliva:

$$Q_{vz'} = \frac{Q_{vz}}{M_{pv}} = \frac{542}{3,5649} = 152 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (3-23)$$

I_o je entalpie spalin na výstupu z ohniště, která odpovídá teplotě 878,97 °C. $I_o = 8945,2 \text{ kJ/kg}$.

Součinitel tepelné efektivity stěn je závislý na úhlovém součiniteli x a také na součiniteli zanesení ζ . Úhlový součinitel byl zvolen na základě literatury [2], kde bylo potřeba znát poměr mezi vnějším průměrem a roztečí varných trubek

$$\frac{s}{d} = \frac{90}{60,3} = 1,49 \quad (3-24)$$

Pro součinitel zanesení je důležité si uvědomit, že SK tvoří z 50 % šamotové cihly a z 50 % varné trubky. Dle literatury [2] je součinitel zanesení trubkových stěn pokrytých šamotovými cihlami roven hodnotě 0,1; u varných trubek je to 0,35.

Výsledný součinitel zanesení:

$$\xi = 0,5 \cdot 0,1 + 0,5 \cdot 0,35 = 0,225 \quad (3-25)$$

Součinitel tepelné efektivity stěn:

$$\psi = x \cdot \xi = 0,85 \cdot 0,225 = 0,19125 \quad (3-26)$$

Sálavá plocha stěn ohniště:

$$F_{st} = 2 \cdot l_{sk} \cdot h_{sk} + \check{s}_{sk} \cdot h_{sk} + \check{s}_{sk} \cdot (h_{sk} - h_{otvor}) + l_{sk} \cdot \check{s}_{sk} \quad (3-27)$$
$$F_{st} = 2 \cdot 4,95 \cdot 19,583 + 5,22 \cdot 19,583 + 5,22 \cdot (19,583 - 2,698) + 4,95 \cdot 5,22$$
$$F_{st} = 410,07 \text{ m}^2$$

Stupeň černosti ohniště pro roštové ohniště:

$$a_0 = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (3-28)$$
$$a_0 = \frac{0,5121 + (1 - 0,5121) \cdot \frac{25,839}{410,07}}{1 - (1 - 0,5121) \cdot (1 - 0,19125) \cdot \left(1 - \frac{25,839}{410,07}\right)} = 0,8613$$

Stupeň černosti plamene v ohništi:

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,6157 \cdot 0,1 \cdot 4,4422} = 0,5121 \quad (3-29)$$



kde p je tlak v ohništi (MPa), u kotlů bez přetlaku v ohništi se bere $p = 0,1$ MPa.

Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{506}{410,07} = 4,4422 \text{ m} \quad (3-30)$$

Aktivní objem ohniště:

$$V_o = l_{sk} \cdot \check{s}_{sk} \cdot h_{sk} = 4,95 \cdot 5,22 \cdot 19,583 = 506 \text{ m}^3 \quad (3-31)$$

Součinitel zeslabení sálení:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 \quad (3-32)$$

$$k = 1,3685 + 0,0972 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 1,6157 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Součinitel zeslabení sálení nesvitivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_o}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (3-33)$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 4,4422}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{878,98 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2963$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,3685 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

kde p_{sp} je celkový parciální tlak

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2963 = 0,02963 \text{ MPa} \quad (3-34)$$

Součinitel zeslabení sálení popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_o^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{878,98^2 \cdot 20^2}} \cdot 1,8304 = 0,0972 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (3-35)$$

kde d je střední efektivní průměr částicek popílku, dle lit. [2] je jeho hodnota $d = 20 \mu\text{m}$. Veličiny r_{sp} a μ jsou použity z tabulky 1-1 pro $\alpha = 1,3$.

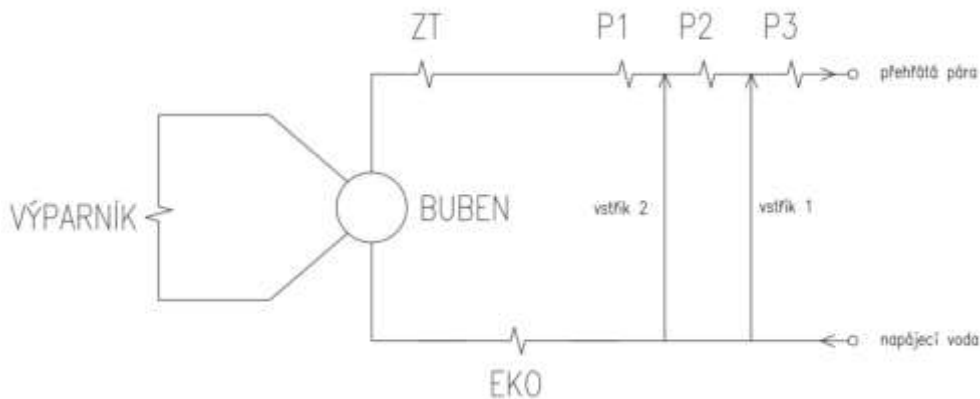
Plocha hořící vrstvy paliva na roštu:

$$R = l_{sk} \cdot \check{s}_{sk} = 4,95 \cdot 5,22 = 25,839 \text{ m}^2 \quad (3-36)$$

4 Výpočet konvekčních ploch

Volené tlakové ztráty na základě konzultace v jednotlivých částech kotle:

- Tlaková ztráta v přehříváku 1 (P1) $\Delta p_{př1} = 0,15 \text{ MPa}$
- Tlaková ztráta v přehříváku 2 (P2) $\Delta p_{př2} = 0,15 \text{ MPa}$
- Tlaková ztráta v přehříváku 3 (P3) $\Delta p_{př3} = 0,12 \text{ MPa}$
- Tlaková ztráta v závěsných trubkách (ZT) $\Delta p_{zt} = 0,05 \text{ MPa}$
- Tlaková ztráta ve výparníku $\Delta p_{výp} = 0 \text{ MPa}$
- Tlaková ztráta v ekonomizéru (EKO) $\Delta p_{EKO} = 0,5 \text{ MPa}$



Obrázek 4-1 Schéma trasy voda-páry

4.1 Napájecí voda

Tlak napájecí vody (NV):

$$p_{NV} = p_{pp} + \Delta p_{př1} + \Delta p_{př2} + \Delta p_{př3} + \Delta p_{zt} + \Delta p_{výp} + \Delta p_{EKO} \quad (4-1)$$

$$p_{NV} = 4,2 + 0,15 + 0,15 + 0,12 + 0,05 + 0 + 0,5 = 5,17 \text{ MPa}$$

Pro tento tlak a také teplotu $t_{NV} = 110 \text{ °C}$ se odečte entalpie NV:

$$i_{NV} = f(p_{NV}; t_{NV}) = f(5,17; 110) = 465,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-2)$$

4.2 Přehřívák 3

Volím entalpický spád $\Delta i_{př3} = 144,55 \text{ kJ/kg}$

Entalpie přehřáté páry, která vystupuje z P3:

$$i_{pp} = f(p_{pp}; t_{pp}) = f(4,2; 423) = 3265,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-3)$$



Entalpie, tlak a teplota páry na vstupu do P3:

$$i_{př3in} = i_{pp} - \Delta i_{př3} = 3265,23 - 144,55 = 3120,68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-4)$$

$$p_{př3in} = p_{pp} + \Delta p_{př3} = 4,2 + 0,12 = 4,32 \text{ MPa}$$

$$t_{př3in} = f(p_{př3in}; i_{př3in}) = f(4,32; 3120,68) = 363,87 \text{ °C} \quad (4-5)$$

Teplo předané přehříváku P3:

$$Q_{př3} = M_{pp} \cdot \Delta i_{př3} = 15,2778 \cdot 144,55 = 2208,4 \text{ kW} \quad (4-6)$$

4.1 Přehřívák 2

U kotle je nutné udržet výstupní parametry páry stejné, ať už se mění složení přiváděného paliva či požadovaný výkon. Proto je součástí vybavení kotle vstříkový systém, který slouží k regulaci výkonu. Je proveden tak, že malé procento napájecí vody je ještě před vstupem do EKA převedeno bypassem za přehřívák 2 a také přehřívák 1.

Množství 2. vstříku na výstupu z P2 volím 2,9 % z celkového množství přehřáté páry.

$$M_{v2} = 0,029 \cdot M_{pp} = 0,29 \cdot 15,2778 = 0,4431 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4-7)$$

Entalpie, tlak a teplota páry na výstupu z P2:

Bilanční rovnice pro výpočet entalpie $i_{př2out}$

$$(M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{př2out} + M_{v2} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{př3in} \quad (4-8)$$

$$i_{př2out} = \frac{M_{pp} \cdot i_{př3in} - M_{v2} \cdot i_{nv}}{(M_{pp} - M_{v2})} = \frac{15,2778 \cdot 3120,68 - 0,4431 \cdot 465,03}{(15,2778 - 0,4431)}$$

$$i_{př2out} = 3199,996 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{př2out} = p_{př3in} = 4,32 \text{ MPa} \quad (4-9)$$

$$t_{př2out} = f(p_{př2out}; i_{př2out}) = f(4,32; 3199,996) = 396,35 \text{ °C} \quad (4-10)$$

Volím entalpický spád $\Delta i_{př2} = 200,18 \text{ kJ/kg}$

Entalpie, tlak a teplota páry na vstupu do P2:

$$i_{př2in} = i_{př2out} - \Delta i_{př2} = 2999,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-11)$$



$$p_{př2in} = p_{př2out} + \Delta p_{př2} = 4,32 + 0,15 = 4,47 \text{ MPa} \quad (4-12)$$

$$t_{př2in} = f(p_{př2in}; i_{př2in}) = f(4,47; 2999,82) = 319,06 \text{ °C} \quad (4-13)$$

Teplo předané přehříváku P2:

$$Q_{př2} = (M_{pp} - M_{v2}) \cdot \Delta i_{př2} = (15,2778 - 0,4431) \cdot 200,18 = 2969,6 \text{ kW} \quad (4-14)$$

4.2 Přehřívák 1

Množství 1. vstříku na výstupu z P1 volím 3,95 % z celkového množství přehřáté páry.

$$M_{v1} = 0,0395 \cdot M_{pp} = 0,0395 \cdot 15,2778 = 0,6035 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4-15)$$

Entalpie, tlak a teplota páry na výstupu z P1:

Bilanční rovnice pro výpočet entalpie $i_{př1out}$

$$(M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot i_{př1out} + M_{v1} \cdot i_{nv} = (M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{př2in} \quad (4-16)$$

$$i_{př1out} = \frac{(M_{pp} - M_{v2}) \cdot i_{př2in} - M_{v1} \cdot i_{nv}}{(M_{pp} - M_{v2} - M_{v1})}$$

$$i_{př1out} = \frac{(15,2778 - 0,4431) \cdot 2999,82 - 0,6035 \cdot 465,03}{(15,2778 - 0,4431 - 0,6035)}$$

$$i_{př1out} = 3107,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{př1out} = p_{př2in} = 4,47 \text{ MPa}$$

$$t_{př1out} = f(p_{př1out}; i_{př1out}) = f(4,47; 3107,3) = 359,86 \text{ °C} \quad (4-17)$$

Entalpie, tlak a teplota páry na vstupu do P1:

$$i_{př1in} = f(p_{př1in}; i_{př1in}) = 2848,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-18)$$

$$p_{př1in} = p_{př1out} + \Delta p_{př1} = 4,47 + 0,12 = 4,62 \text{ MPa} \quad (4-19)$$

$$t_{př1in} = t_{ztout} = 272,31 \text{ °C}$$

Entalpický spád páry v P1:



$$\Delta i_{př1} = i_{př1out} - i_{př1in} = 3107,3 - 2848,95 = 258,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-20)$$

Teplo předané přehříváku P1:

$$Q_{př1} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot \Delta i_{př1} \quad (4-21)$$
$$Q_{př1} = (15,2778 - 0,4431 - 0,6035) \cdot 258,35 = 3676,67 \text{ kW}$$

4.3 Závěsné trubky

Jedná se o chlazené trubky v 3. tahu, který slouží k zavěšení všech tří přehříváků, a proudí jimi pára z bubnu, která dále pokračuje do přehříváku P1. Teplotní spád v závěsných trubkách Δt_{zt} volím 12,6 °C.

Entalpie, tlak a teplota páry na výstupu ze ZT:

$$i_{ztout} = f(p_{ztout}; t_{ztout}) = f(4,62; 272,31) = 2848,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-22)$$

$$p_{ztout} = p_{př1in} = 4,62 \text{ MPa}$$

$$t_{ztout} = t_{ztin} + \Delta t_{zt} = 259,71 + 12,6 = 272,31 \text{ °C} \quad (4-23)$$

Entalpie, tlak a teplota páry na vstupu do ZT:

$$i_{ztin} = i'' = 2796,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_{ztin} = p_{ztout} + \Delta p_{zt} = 4,62 + 0,05 = 4,67 \text{ MPa} \quad (4-24)$$

$$t_{ztin} = t_{syt} = 259,71 \text{ °C}$$

Teplo předané ZT:

$$Q_{zt} = (M_{pp} - M_{v2} - M_{v1}) \cdot (i_{ztout} - i_{ztin}) \quad (4-25)$$
$$Q_{zt} = (15,2778 - 0,4431 - 0,6035) \cdot (2848,95 - 2796,81) = 742,1 \text{ kW}$$

4.4 Výparník

Ve výparníku nedochází ke změně tlaku ani teploty média, jediné, co se mění, je entalpie. Sytá kapalina přechází v sytou páru.

$$p_{výp} = p_{ztin} = 4,67 \text{ MPa}$$

$$t_{syt} = f(p_{výp}) = 259,71 \text{ °C} \quad (4-26)$$



$$i'' = f(p_{\text{výp}}) = 2796,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-27)$$

$$i' = f(p_{\text{výp}}) = 1133,39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-28)$$

Teplo předané výparníku:

$$Q_{\text{výp}} = (M_{\text{pp}} - M_{\text{v2}} - M_{\text{v1}}) \cdot (i'' - i_{\text{EKOout}}) \quad (4-29)$$

$$Q_{\text{zt}} = (15,2778 - 0,4431 - 0,6035) \cdot (2796,81 - 1133,39) = 24543,8 \text{ kW}$$

4.5 Ekonomizér

V ekonomizéru je potřeba kontrolovat, aby voda nezačala vřít už v něm, protože by to mohlo vést k jeho poškození a nákladným opravám. Proto se dimenzuje tak, aby se v něm voda nedohřála na mez sytosti – volí se tzv. nedohřev.

Nedohřev vody v ekonomizéru vůči mezi sytosti volím $\Delta t = 12,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie, tlak a teplota vody na výstupu z EKA:

$$t_{\text{EKOout}} = t_{\text{syt}} - \Delta t = 259,71 - 12,5 = 247,21 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-30)$$

$$p_{\text{EKOout}} = p_{\text{výp}} = 4,67 \text{ MPa}$$

$$i_{\text{EKOout}} = f(p_{\text{EKOout}}; t_{\text{EKOout}}) = 1072,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4-31)$$

Entalpie, tlak a teplota vody na vstupu do EKA:

$$t_{\text{EKOin}} = t_{\text{nv}} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{EKOin}} = p_{\text{výp}} + \Delta p_{\text{EKO}} = 4,67 + 0,5 = 5,17 \text{ MPa} \quad (4-32)$$

$$i_{\text{EKOin}} = i_{\text{nv}} = 465,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Teplo předané EKU:

$$Q_{\text{EKO}} = (M_{\text{pp}} - M_{\text{v2}} - M_{\text{v1}}) \cdot (i_{\text{EKOout}} - i_{\text{EKOin}}) \quad (4-33)$$

$$Q_{\text{EKO}} = (15,2778 - 0,4431 - 0,6035) \cdot (1072,2 - 465,03) = 8640,3 \text{ kW}$$

4.6 Celkový tepelný výkon

Jedná se o sumu tepelných výkonů všech teplosměnných ploch:

$$Q_c = Q_{\text{př3}} + Q_{\text{př2}} + Q_{\text{př1}} + Q_{\text{zt}} + Q_{\text{výp}} + Q_{\text{EKO}} \quad (4-34)$$



$$Q_c = 2208,4 + 2969,6 + 3676,7 + 742,1 + 24543 + 8640,3 = 42780,9 \text{ kW}$$

Tabulka 4-1 Parametry výhřevných ploch ze strany pracovního média

Teplosměnná plocha		Teplota	Tlak	Entalpie	Entalpický spád	Potřebné teplo
		t [°C]	p [MPa]	i [kJ/kg]	Δi [kJ/kg]	Q [kW]
ekonomizér	in	110	5,17	465,0	607,1	8640,3
	out	247,2	4,67	1072,2		
výparník	in	259,7	4,67	1133,4	1663,4	24543,8
	out	259,7	4,67	2796,8		
závěsné trubky	in	259,7	4,67	2796,8	52,1	742,1
	out	272,3	4,62	2849,0		
přehřívák I	in	272,3	4,62	2849,0	258,4	3676,7
	out	359,9	4,47	3107,3		
přehřívák II	in	319,1	4,47	2999,8	200,2	2969,6
	out	396,3	4,32	3200,0		
přehřívák III	in	363,9	4,32	3120,7	144,6	2208,4
	out	423	4,2	3265,2		
Q _c						42780,9

5 Výpočet 2. tahu

5.1 Délka 2. tahu

Druhý tah je ponechán volný bez přehříváků, aby se spaliny více vychladily a nedocházelo na prvním trubkovém svazku k vysokoteplotní korozi. Dalším důvodem je vysoká teplota měknutí popele u biomasy obecně, a tak nebude díky druhému tahu docházet k tak intenzivnímu nalepování popílku na přehřívácích.

Teplota na začátku 2. tahu, neboli na konci SK, byla spočítána v kapitole 3 podle vztahu 3-17. $t_{sp1} = 878,5 \text{ °C}$

Teplotní rozdíl spalin na začátku a na konci 2. tahu volím $\Delta t = 179,3 \text{ °C}$

Teplota na konci 2. tahu:

$$t_{sp2} = t_{sp1} - \Delta t = 878,51 - 179,339 = 699,2 \text{ °C} \quad (5-1)$$

Střední teplota spalin:

$$t_{spstř} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{878,5 + 179,3}{2} = 788,8 \text{ °C} \quad (5-2)$$

Objemový tok spalin pro střední teplotu:

$$M_{spstř} = M_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{spstř}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 788,8}{273,15} \right) = 90,87 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (5-3)$$

Pro dobrý přestup tepla v 2. tahu by střední rychlost spalin měla být okolo 6,5 m/s. Délku druhého tahu volím $l_{2t} = 2,7 \text{ m}$ a kontroluji rychlost spalin.

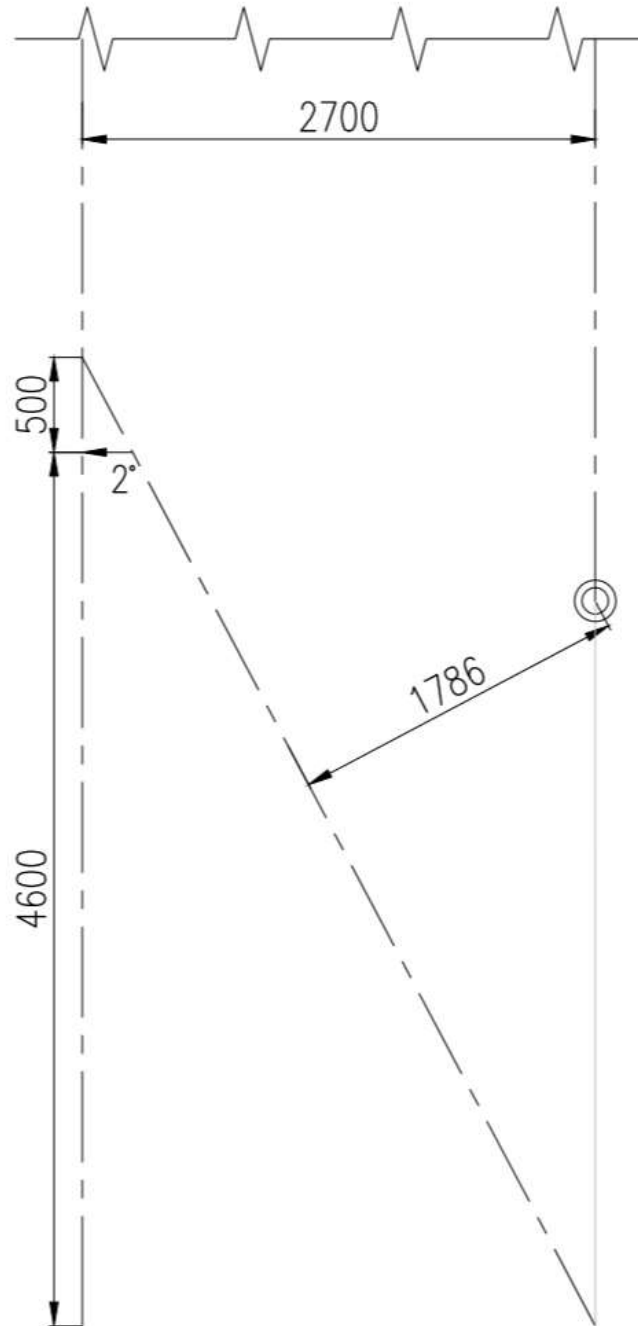
$$w_{spstř} = \frac{M_{spstř}}{l_{2t} \cdot \check{s}_{sk}} = \frac{90,87}{2,7 \cdot 5,22} = 6,45 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5-4)$$

Na konci 2. tahu se nachází přední stěna výsyvky a průchod pro spaliny je tak užší, zde by se jejich rychlost měla pohybovat okolo 9 m/s. Proto vzdálenost mezi stěnou výsyvky a osou komory membránové stěny volím $l_{k2t} = 1786 \text{ mm}$.

Rychlost na konci 2. tahu:

$$M_{spstř} = M_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{spk2t}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 699,2}{273,15} \right) = 83,19 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (5-5)$$

$$w_{spk2t} = \frac{M_{spstř}}{l_{2t} \cdot \check{s}_{sk}} = \frac{83,19}{1,786 \cdot 5,22} = 8,92 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (5-6)$$



Obrázek 5-1 Schéma konce 2. tahu

5.2 Výpočet teploty na konci 2. tahu

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = l_{2t} \cdot \check{s}_{sk} = 2,7 \cdot 5,22 = 14,094 \text{ m}^2 \quad (5-7)$$

Obvod kanálu:



$$O = 2 \cdot (l_{2t} + \check{s}_{sk}) = 2 \cdot (2,7 + 5,22) = 15,84 \text{ m} \quad (5-8)$$

Ekvivalentní průměr spalin:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 14,094}{15,84} = 3,5591 \text{ m} \quad (5-9)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro teplotu ze vzorce 5-2 a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (5-10)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0937}{3,5591} \cdot \left(\frac{6,45 \cdot 3,5591}{1,3188 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,6155^{0,4} = 7,77 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (5-11)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4214 \cdot (788,8 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{(685,5 + 273,15)}{(788,8 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{(685,5 + 273,15)}{(788,8 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 60,35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,7738 \cdot 0,1 \cdot 3,0842} = 0,4214 \quad (5-12)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 5,9859 \cdot 0,2963 = 1,7738 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (5-13)$$

Součinitel zeslabení sálání nespítivými tříatomovými plyny:



$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (5-14)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 3,0842}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{788,8 + 273,15}{1000} \right) = 5,9859 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{238,4}{278,27} = 3,0842 \text{ m} \quad (5-15)$$

kde objem sálající vrstvy a povrch stěn kanálu byly určeny dle předběžného výkresu kotle.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \varepsilon \cdot \frac{Q}{F_{st}} \right) + 273,15 = (259,7 + 0,006 \cdot 25435) + 273,15 = 685,5 \text{ K} \quad (5-16)$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Tabulka 5-1 Součinitel zanesení pro různé teplosměnné plochy

Výhřevná plocha	ε [m ² K/W]
Membránové stěny	0,006
Závěsné trubky	0,006
Přehříváky	0,007

Množství tepla odevzdané do počítané plochy:

$$Q = M_{pv} \cdot (I_{sp1} - I_{sp2}) = 3,5649 \cdot (8945,2 - 6959,8) = 7077,8 \text{ kW} \quad (5-17)$$

kde I_{sp1} a I_{sp2} jsou entalpie spalín na začátku a konci 2. tahu, které jsou odečteny pro teploty t_{sp1} a t_{sp2} z tabulky 1-5.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 7,77 + 60,35 = 68,12 \frac{W}{m^2K} \quad (5-18)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{68,12}{1 + 0,006 \cdot 68,12} = 48,36 \frac{W}{m^2K} \quad (5-19)$$



Teplo skutečně odebrané membránovými stěnami:

$$Q_{\text{mes}} = k \cdot F_{\text{st}} \cdot \Delta t = 48,36 \cdot 278,27 \cdot 524,03 = 7051,3 \text{ kW} \quad (5-20)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{618,8 - 439,5}{\ln \frac{618,8}{439,5}} = 524,03 \text{ K} \quad (5-21)$$

$$\Delta t_1 = t_{\text{sp1}} - t_{\text{syt}} = 878,5 - 259,7 = 618,8 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{\text{sp2}} - t_{\text{syt}} = 699,2 - 259,7 = 439,5 \text{ K}$$

Teplo spalin na začátku a na konci 2. tahu:

$$Q_{\text{sp1}} = M_{\text{pv}} \cdot I_{\text{sp1}} = 3,5649 \cdot 8945,2 = 31888,7 \text{ kW} \quad (5-22)$$

$$Q_{\text{sp2}} = Q_{\text{sp1}} - Q_{\text{mes}} = 31888,7 - 7051,3 = 24837,4 \text{ kW}$$

Nová entalpie spalin na konci 2. tahu:

$$I_{\text{sp2}} = \frac{Q_{\text{sp2}}}{M_{\text{pv}}} = \frac{24837,4}{3,5649} = 6967,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5-23)$$

Nová teplota spalin podle tabulky 1-5 odpovídá hodnotě 699,8 °C. Rozdíl mezi volenou a přepočítanou teplotou spalin na konci 2. tahu je 0,6 °C.



6 Výpočet 3. tahu

Třetí tah zahrnuje obratovou komoru a jeho stěny jsou opět tvořeny membránovými stěnami výparníku. Dále se v něm nachází všechny přehříváky, které jsou zavěšeny na chlazených závěsných trubkách (ZT).

6.1 Délka 3. tahu

Délka tohoto tahu se navrhuje společně se závěsnými trubkami a s prvním přehřívákem na trase spalin ve 3. tahu, kterým je přehřívák 2. Je důležité kvůli přestupu tepla kontrolovat jak rychlost proudění spalin, která by se měla pohybovat okolo 6,5 m/s, tak rychlost proudění páry (15-20 m/s).

Volené rozměry přehříváku 2:

- Vnější průměr trubek: $D = 38$ mm
- Tloušťka trubek: $s = 4$ mm
- Počet řad trubek: $n = 26$
- Počet trubek v jedné řadě: $z = 3$ (trojhad)
- Délka jedné trubky: $l_e = 2910$ mm
- Hmotnostní tok páry: $M_{pp} = 14,83$ kg/s

Vnitřní průměr trubek:

$$d = D - 2 \cdot s = 38 - 2 \cdot 4 = 30 \text{ mm} \quad (6.1-1)$$

Světlý průřez pro páru:

$$F = n \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 26 \cdot 3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0551 \text{ m}^2 \quad (6.1-2)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu z přehříváku 2:

$$v_1 = f(p_{př2in}; t_{př2in}) = f(4,47; 319,06) = 0,0546 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.1-3)$$

$$v_2 = f(p_{př2out}; t_{př2out}) = f(4,32; 396,35) = 0,0672 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.1-4)$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{stř} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,0546 + 0,0672}{2} = 0,0609 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.1-5)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{stř} = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}}{F} = \frac{14,83 \cdot 0,0609}{0,0551} = 16,39 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.1-6)$$



Objemový tok spalin:

$$M_{\text{sppř2}} = M_{\text{sp}} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{\text{spz3t}}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 671,8}{273,15} \right) = 80,86 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.1-7)$$

kde t_{spz3t} je teplota na začátku 3. tahu, neboli na konci obratové komory, pro kterou je volena hodnota 671,8 °C. Tato teplota je kontrolována v kapitole 6.2.

Volené rozměry závěsných trubek:

- Vnější průměr trubek: $D_{zt} = 38 \text{ mm}$
- Tloušťka trubek: $s_{zt} = 5 \text{ mm}$
- Počet řad trubek: $n_{zt} = 26$
- Počet trubek v jedné řadě: $z_{zt} = 2$

Příčná plocha trubek:

$$S_{\text{př}} = n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} + n \cdot D \cdot l_e \quad (6.1-8)$$
$$S_{\text{př}} = 26 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} + 2 \cdot 0,038 \cdot 2,91 = 2,9341 \text{ m}^2$$

Délku 3. tahu volím $l_{3t} = 2970 \text{ mm}$ a kontroluji rychlost spalin.

Světlý příčný průřez spalin:

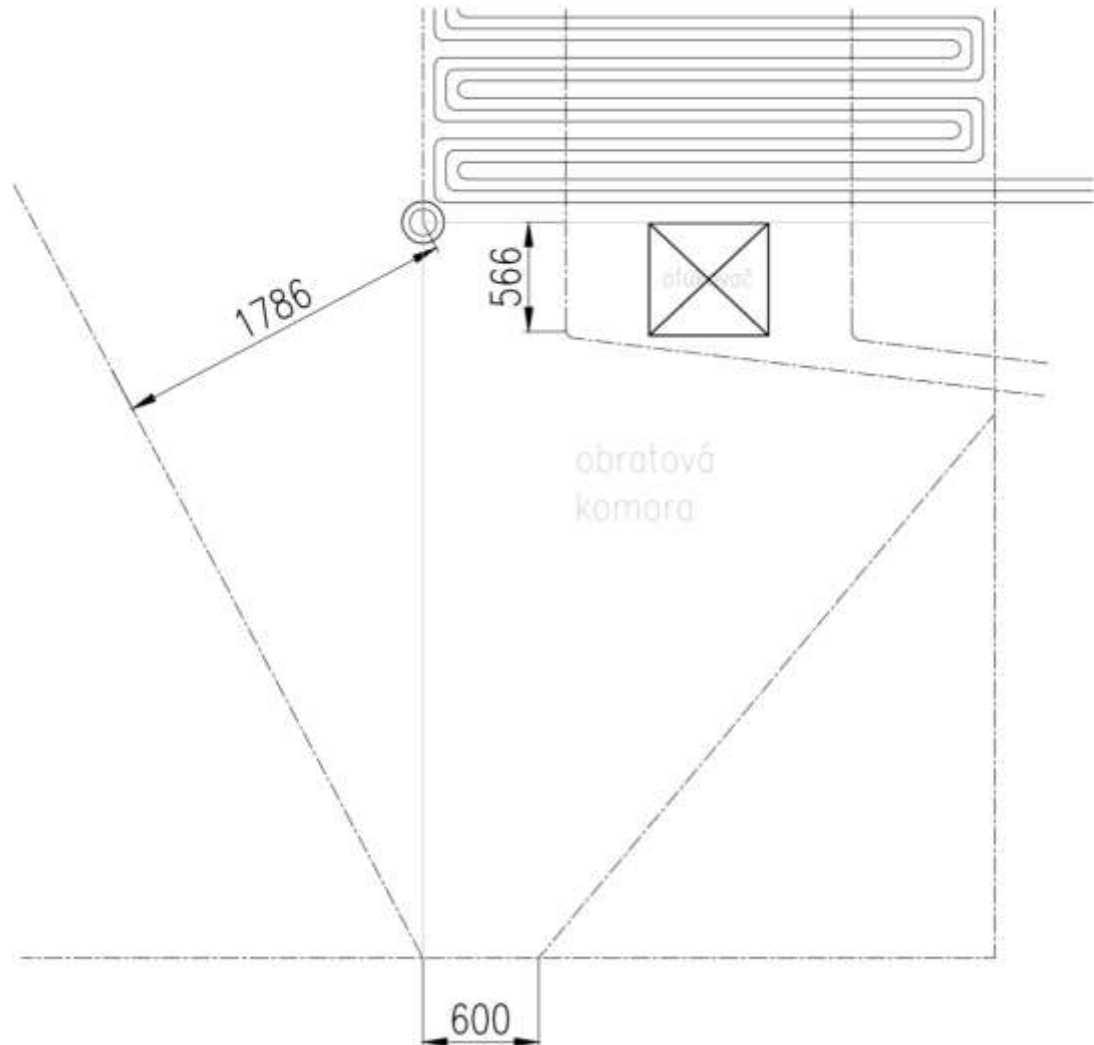
$$F_{\text{sp}} = l_{3t} \cdot \check{s}_{\text{sk}} - S_{\text{př}} = 2,97 \cdot 5,22 - 2,9341 = 12,5693 \text{ m}^2 \quad (6.1-9)$$

Rychlost spalin:

$$v_{\text{sp}} = \frac{M_{\text{sppř2}}}{F_{\text{sp}}} = \frac{80,86}{12,5693} = 6,43 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.1-10)$$

6.2 Výpočet obratové komory

Teplosměnnými plochami v obratové komoře, které odebírají teplo spalinám, jsou membránové stěny a závěsné trubky, jež pro tepelný výpočet rozdělují ještě na horizontální a vertikální.



Obrázek 6-1 Schéma obratové komory

Teploty spalin v obratové komoře:

- $t_{sp1} = 699,8 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $t_{sp2} = 671,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ – voleno

Střední teplota spalin v obratové komoře:

$$t_{spstř} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{699,8 + 671,8}{2} = 685,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.2-1)$$

Střední objemový tok spalin v obratové komoře:

$$M_{spstř} = M_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{spstř}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 685,8}{273,15} \right) = 82,05 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.2-2)$$

**6.2.1 Membránové stěny**

Střední obvod kanálu:

$$O = 2 \cdot (l_{stř} + š_{sk}) = 2 \cdot (3,23 + 5,22) = 16,91 \text{ m} \quad (6.2-3)$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = l_{stř} \cdot š_{sk} = 3,23 \cdot 5,22 = 16,88 \text{ m}^2 \quad (6.2-4)$$

Ekvivalentní průměr spalin:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 16,88}{16,91} = 3,9934 \text{ m} \quad (6.2-5)$$

Střední rychlost spalin v obrátové komoře:

$$w_{spstř} = \frac{M_{spstř}}{F_{sp}} = \frac{82,05}{16,88} = 4,86 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.2-6)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro zvolenou teplotu t_{sp2} a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.2-6)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0841}{3,9934} \cdot \left(\frac{4,86 \cdot 3,9934}{1,1060 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,6258^{0,4} = 6,3017 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.2-7)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4684 \cdot (685,8 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{(419,5 + 273,15)}{(685,8 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{(419,5 + 273,15)}{(685,8 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 55,54 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.



Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,7003 \cdot 0,1 \cdot 3,7165} = 0,4684 \quad (6.2-8)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 5,7378 \cdot 0,2963 = 1,7003 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.2-9)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.2-10)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 3,7165}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{685,8 + 273,15}{1000} \right)$$

$$= 5,7378 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{41,72}{40,42} = 3,7165 \text{ m} \quad (6.2-11)$$

kde objem sálající vrstvy a povrch stěn kanálu byly určeny dle předběžného výkresu kotle.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \varepsilon \cdot \frac{Q}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.2-12)$$

$$T_z = \left(259,7 + 0,006 \cdot \frac{1076,01 \cdot 10^3}{40,42} \right) + 273,15 = 685,5 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Množství tepla odevzdané do počítané plochy:

$$Q = M_{pv} \cdot (I_{sp1} - I_{sp2}) = 3,5649 \cdot (6967,2 - 6665,4) = 1076,01 \text{ kW} \quad (6.2-13)$$

kde I_{sp1} a I_{sp2} jsou entalpie spalin na začátku a konci obrátové komory, které jsou odečteny pro teploty t_{sp1} a t_{sp2} z tabulky 1-5.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 6,30 + 55,54 = 61,84 \frac{W}{m^2K} \quad (6.2-14)$$



Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{61,84}{1 + 0,006 \cdot 61,84} = 45,11 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.2-15)$$

Teplu skutečně odebrané membránovými stěnami:

$$Q_{\text{mes}} = k \cdot F_{\text{st}} \cdot \Delta t = 45,11 \cdot 40,42 \cdot 425,98 = 776,6 \text{ kW} \quad (6.2-16)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{440,1 - 412,1}{\ln \frac{440,1}{412,1}} = 425,98 \text{ K} \quad (6.2-17)$$

$$\Delta t_1 = t_{\text{sp1}} - t_{\text{sy1}} = 699,8 - 259,7 = 440,1 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{\text{sp2}} - t_{\text{sy2}} = 671,8 - 259,7 = 412,1 \text{ K}$$

6.2.2 Výpočet vertikálních ZT v obratové komoře

Parametry svislých ZT:

- Střední tlak páry: $p_{\text{stř}} = 4,63 \text{ MPa}$ - voleno
- Vstupní teplota páry: $t_{\text{p1}} = 270,6 \text{ °C}$ - voleno
- Výstupní teplota páry: $t_{\text{p2}} = 271,5 \text{ °C}$ - voleno
- Množství páry: $M_{\text{ppzt}} = 14,23 \text{ kg/s}$

Střední teplota páry:

$$t_{\text{pstř}} = \frac{t_{\text{p1}} + t_{\text{p2}}}{2} = \frac{270,6 + 271,5}{2} = 271,0 \text{ °C} \quad (6.2-18)$$

Vnitřní průměr závěsných trubek:

$$d_{\text{zt}} = D_{\text{zt}} - 2 \cdot s_{\text{zt}} = 38 - 2 \cdot 5 = 28 \text{ mm} \quad (6.2-19)$$

Světlý průřez pro páru:

$$F_{\text{zt}} = n_{\text{zt}} \cdot z_{\text{zt}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{zt}}^2}{4} = 26 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} = 0,0320 \text{ m}^2 \quad (6.2-20)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu ze ZT:

$$v_1 = f(p_{\text{stř}}; t_{\text{p1}}) = f(4,63; 270,6) = 0,0424 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.2-21)$$

$$v_2 = f(p_{\text{stř}}; t_{\text{p2}}) = f(4,63; 271,5) = 0,0453 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.2-22)$$



Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{stř}} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,0424 + 0,0453}{2} = 0,0439 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.2-23)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{\text{stř}} = \frac{M_{\text{ppzt}} \cdot v_{\text{stř}}}{F_{\text{zt}}} = \frac{14,23 \cdot 0,0439}{0,0320} = 19,50 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.2-24)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,8435 \cdot 10^{-5}}{22,2238} = 8,2952 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.2-25)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{zt}}} \cdot \left(\frac{w_{\text{spstř}} \cdot d_{\text{zt}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (6.2-26)$$
$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0526}{0,028} \cdot \left(\frac{19,5 \cdot 0,028}{8,2952 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,2861^{0,4} = 2157,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{\text{sp}} = l_{3t} \cdot \check{s}_{\text{sk}} - n_{\text{zt}} \cdot z_{\text{zt}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{zt}}^2}{4} \quad (6.2-27)$$
$$F_{\text{sp}} = 2,97 \cdot 5,22 - 26 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 15,5034 \text{ m}^2$$

Střední rychlost spalin v obrátové komoře:

$$w_{\text{spstř}} = \frac{M_{\text{spstř}}}{F_{\text{sp}}} = \frac{82,05}{15,5034} = 5,29 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.2-28)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu spalin v obrátové komoře $t_{\text{spstř}}$ a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{\text{zt}}} \cdot \left(\frac{w_{\text{spstř}} \cdot D_{\text{zt}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (6.2-29)$$



$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0841}{0,038} \cdot \left(\frac{5,29 \cdot 0,038}{1,1060 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,6258^{0,4} = 17,11 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.2-30)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,5787 \cdot (685,8 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{627,82 + 273,15}{685,8 + 273,15}\right)^4}{1 - \frac{627,82 + 273,15}{685,8 + 273,15}}$$

$$\alpha_s = 95,60 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,9688 \cdot 0,1 \cdot 8,9220} = 0,5787 \quad (6.2-31)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 3,2692 \cdot 0,2963 = 0,9688 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (6.2-32)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.2-33)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 8,9220}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{685,8 + 273,15}{1000} \right) = 3,2692 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_1}{D_{zt}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 1,485}{0,038^2} - 1 \right) = 8,9220 \text{ m} \quad (6.2-34)$$

kde příčná a podélná rozteč trubek s_1 a s_2 byly určeny dle předběžného výkresu kotle.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.2-35)$$



$$T_z = \left(271 + \left(0,006 + \frac{1}{2157,5} \right) \cdot \frac{193,9 \cdot 10^3}{3,5136} \right) + 273,15 = 900,97 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Množství tepla předané v rámci počítané plochy:

$$Q = \frac{M_{ppzt}}{M_{pv}} \cdot (I_{p2} - I_{p1}) = \frac{14,23}{3,5649} \cdot (2845,4 - 2796,8) = 193,9 \text{ kW} \quad (6.2-36)$$

kde I_{p1} a I_{p2} jsou entalpie páry na začátku a konci svislých ZT, které jsou funkcemi t_{p1} a t_{p2} .

Teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$F_{st} = \pi \cdot D_{zt} \cdot h \cdot n_{zt} \cdot z_{zt} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,566 \cdot 26 \cdot 2 = 3,5136 \text{ m}^2 \quad (6.2-37)$$

kde h je délka vertikálních závěsných trubek v obratové komoře a její hodnota je odečtena z výkresu.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 17,11 + 95,60 = 112,71 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.2-38)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 112,71 = 67,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.2-39)$$

kde součinitel tepelné efektivnosti ψ je odečten z [2].

Teplo skutečně odebrané ZT:

$$Q_{ztv} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 67,63 \cdot 3,5136 \cdot 407,8 = 96,9 \text{ kW} \quad (6.2-40)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{401,2 - 414,4}{\ln \frac{401,2}{414,4}} = 407,8 \text{ K} \quad (6.2-41)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp2} - t_{p1} = 671,8 - 270,6 = 401,2 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{spstr} - t_{p2} = 685,8 - 271,5 = 414,4 \text{ K}$$

6.2.3 Výpočet horizontálních ZT v obratové komoře

Parametry horizontálních ZT:

- Střední tlak páry: $p_{str} = 4,62 \text{ MPa}$ - voleno
- Vstupní teplota páry: $t_{p1} = 271,5 \text{ °C}$



- Výstupní teplota páry: $t_{p2} = 272,3 \text{ °C}$
- Množství páry: $M_{ppzt} = 14,23 \text{ kg/s}$

Střední teplota páry:

$$t_{pstr} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{271,5 + 272,3}{2} = 271,9 \text{ °C} \quad (6.2-42)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu ze ZT:

$$v_1 = f(p_{str}; t_{p1}) = f(4,62; 271,5) = 0,0424 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.2-43)$$

$$v_2 = f(p_{str}; t_{p2}) = f(4,62; 272,3) = 0,0453 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{str} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,0424 + 0,0453}{2} = 0,0439 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.2-44)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{str} = \frac{M_{ppzt} \cdot v_{str}}{F_{zt}} = \frac{14,23 \cdot 0,0439}{0,0320} = 19,50 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.2-45)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,8478 \cdot 10^{-5}}{22,0903} = 8,3646 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.2-46)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{pstr} \cdot d_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.2-47)$$
$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0525}{0,028} \cdot \left(\frac{19,5 \cdot 0,028}{8,3646 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,2787^{0,4} = 2133,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = l_{zth} \cdot \check{s}_{sk} - l_{zth} \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} \quad (6.2-48)$$
$$F_{sp} = 2,991 \cdot 5,22 - 2,991 \cdot 0,038 \cdot 26 = 12,65 \text{ m}^2$$



kde l_{zth} je délka průřezu kanálu v místě a směru horizontálních ZT a její hodnota je odečtena z výkresu.

Střední rychlost spalin v obratové komoře:

$$w_{spstř} = \frac{M_{spstř}}{F_{sp}} = \frac{82,05}{12,65} = 6,49 \frac{m}{s} \quad (6.2-49)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu spalin v obratové komoře $t_{spstř}$ a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Oprava na počet podélných řad c_z byla zvolena pro počet podélných řad $z_2 < 10$ na hodnotu 0,91. Podélná rozteč je odečtena z výkresu $s_2 = 0,17$ m, poměrná podélná rozteč je pak

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,17}{0,038} = 4,47 \quad (6.2-50)$$

Pro $\sigma_2 > 2$ volím hodnotu opravného součinitele $c_s = 1$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot d_{zt}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.2-51)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot \frac{0,0841}{0,038} \cdot \left(\frac{6,49 \cdot 0,038}{1,1060 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,6258^{0,4} = 51,80 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.2-52)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2766 \cdot (685,8 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{553,5}{(685,8 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{553,5}{(685,8 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 39,61 \frac{W}{m^2K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-3,2666 \cdot 0,1 \cdot 0,9911} = 0,2766 \quad (6.2-53)$$



Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 11,0232 \cdot 0,2963 = 3,2666 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (6.2-54)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

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

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,9911}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{685,8 + 273,15}{1000} \right) \quad (6.2-55)$$

$$k_{sp} = 11,0232 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{zt}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,17}{0,038^2} - 1 \right) = 0,9911 \text{ m} \quad (6.2-56)$$

kde příčná a podélná rozteč trubek s_1 a s_2 byly určeny dle předběžného výkresu kotle.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{F_{st}} \right) + 273,15$$

$$T_z = \left(271,9 + \left(0,006 + \frac{1}{2133,6} \right) \cdot \frac{12,2 \cdot 10^3}{9,3117} \right) + 273,15 = 553,5 \text{ K} \quad (6.2-57)$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Množství tepla předané v rámci počítané plochy:

$$Q = \frac{M_{ppzt}}{M_{pv}} \cdot (I_{p2} - I_{p1}) = \frac{14,23}{3,5649} \cdot (2849,0 - 2845,9) = 12,2 \text{ kW} \quad (6.2-58)$$

kde I_{p1} a I_{p2} jsou entalpie páry na začátku a konci svislých ZT, které jsou funkcemi t_{p1} a t_{p2} .

Teploměnná plocha závěsných trubek:

$$F_{st} = \pi \cdot D_{zt} \cdot h \cdot n_{zt} \cdot z_{zt} = \pi \cdot 0,038 \cdot 3 \cdot 26 \cdot 2 = 9,3117 \text{ m}^2 \quad (6.2-59)$$

kde h je délka horizontálních závěsných trubek v obratové komoře a její hodnota je odečtena z výkresu.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 51,80 + 39,61 = 91,42 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.2-60)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 91,42 = 54,85 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.2-61)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teplo skutečně odebrané membránovými stěnami:

$$Q_{zth} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 54,85 \cdot 9,3117 \cdot 406,9 = 207,8 \text{ kW} \quad (6.2-62)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{400,4 - 413,5}{\ln \frac{400,4}{413,5}} = 406,9 \text{ K} \quad (6.2-63)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp2} - t_{p1} = 671,8 - 271,5 = 400,4 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{spstr} - t_{p2} = 685,8 - 272,3 = 413,5 \text{ K}$$

6.2.4 Teplota na konci obratové komory

Teplo spalin na začátku a na konci obratové komory:

$$Q_{sp1} = M_{pv} \cdot I_{sp1} = 3,5649 \cdot 6967,2 = 24837,5 \text{ kW}$$

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{mes} - Q_{zt} - Q_{zt} = 24837,5 - 776,6 - 96,9 - 207,8 \quad (6.2-64)$$

$$Q_{sp2} = 23756,2 \text{ kW}$$

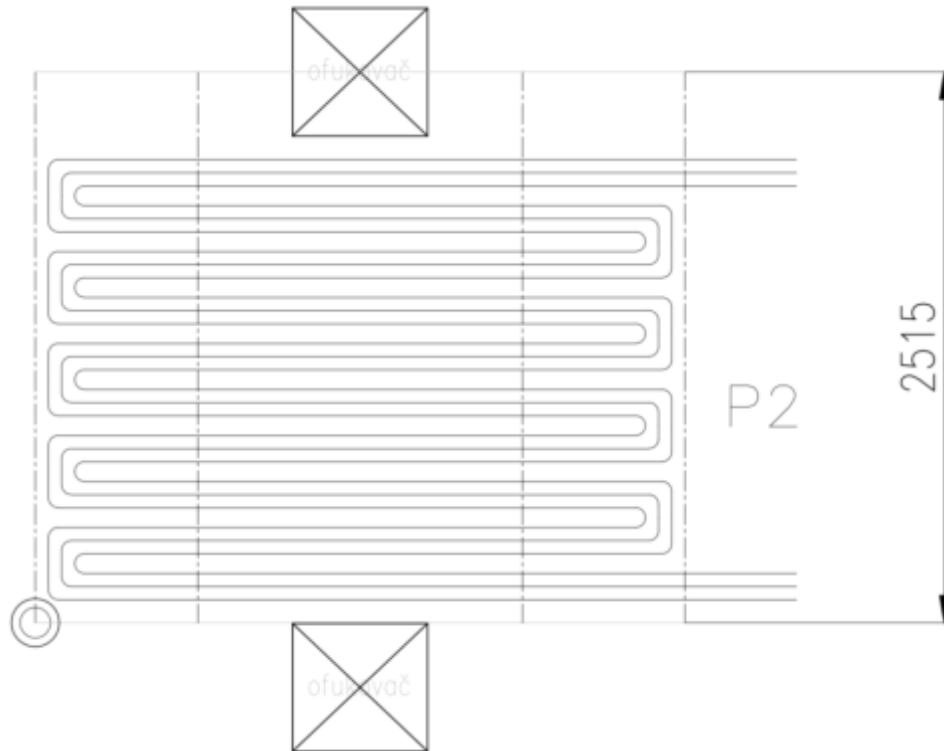
Nová entalpie spalin na konci obratové komory:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{23756,2}{3,5649} = 6663,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.2-65)$$

Nová teplota spalin podle tabulky 1-5 odpovídá hodnotě 671,7 °C. Rozdíl mezi volenou a přepočítanou teplotou spalin na konci obratové komory je 0,1 °C.

6.3 Spodní část 3. tahu s přehřívákem 2

Ve spodní části 3. tahu je teplo spalin předáváno do membránových stěn, závěsných trubek a přehříváku 2. Přehřívák 2 je ve směru spalin první kvůli přítomnosti chloru, jeho předřazení vysvětluje Flingerův diagram na obrázku 10-1. Trubkové svazky přehříváku mají výšku maximálně 2 m, aby byly ofukovače schopny ofouknout všechny trubky náchylné na usazování popílku.



Obrázek 6-2 Schéma spodní části 3. tahu

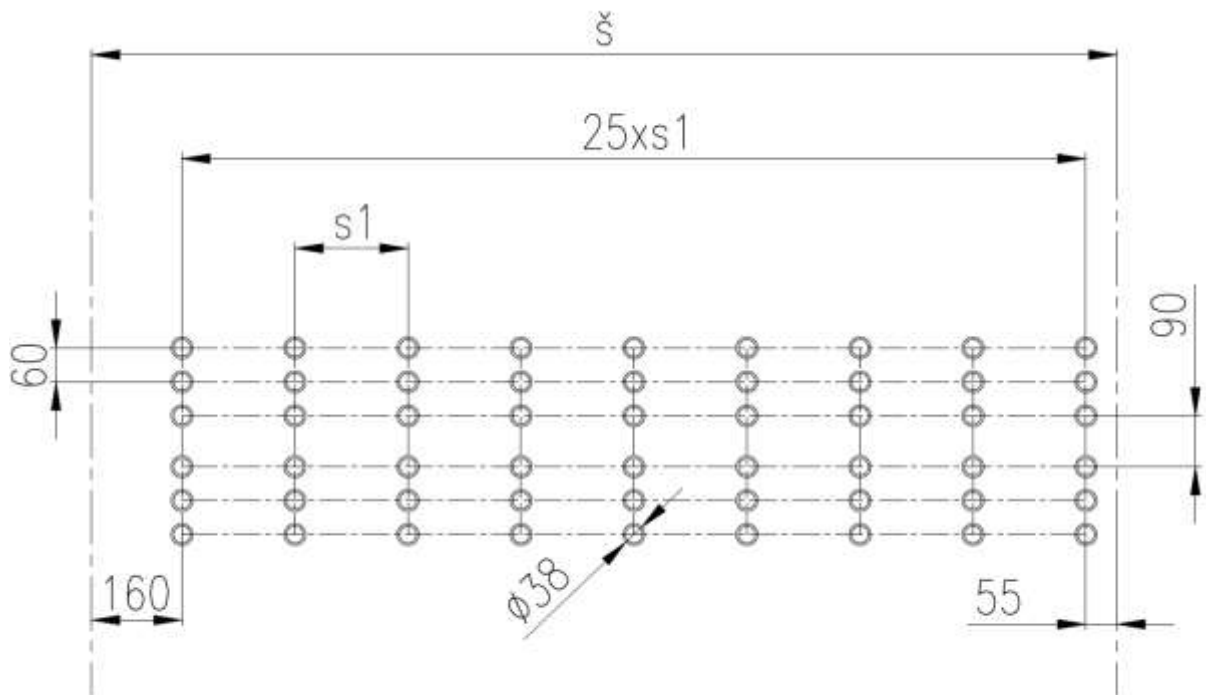
Parametry spodní části 3. tahu:

- délka 3. tahu $l_{3t} = 2,97$ m
- šířka 3. tahu $\check{s}_{3t} = \check{s}_{sk} = 5,22$ m
- výška spodní části $h = 2,515$ m
- teplota spalin na vstupu $t_{sp1} = 671,7$ °C
- teplota spalin na výstupu $t_{sp2} = 572,9$ °C - volím

Parametry přehříváku 2:

- Vnější průměr trubek: $D = 38$ mm
- Tloušťka trubek: $s = 4$ mm
- Vnitřní průměr trubek: $d = 30$ mm
- Počet řad trubek: $n = 26$
- Počet trubek v jedné řadě: $z = 3$ (trojhad)
- Počet podélných řad: $z_2 = 30$
- Délka jedné trubky: $l_e = 2910$ mm
- Střední rychlost páry: $w_p = 16,39$ m/s

6.3.1 Přehřívák 2



Obrázek 6-3 Uspořádání trubek P2

Střední teplota páry:

$$t_{\text{pstr}} = \frac{t_{\text{př2in}} + t_{\text{př2out}}}{2} = \frac{319,6 + 396,35}{2} = 357,4 \text{ °C} \quad (6.3-1)$$

Střední tlak páry:

$$p_{\text{pstr}} = \frac{p_{\text{př2in}} + p_{\text{př2out}}}{2} = \frac{4,47 + 4,32}{2} = 4,395 \text{ MPa} \quad (6.3-2)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2,2493 \cdot 10^{-5}}{16,3951} = 1,3719 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.3-3)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (6.3-4)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0548}{0,03} \cdot \left(\frac{16,39 \cdot 0,03}{1,3719 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0361^{0,4} = 1183,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$



Světlý průřez spalin:

$$F_{sp} = l_{3t} \cdot \check{s}_{3t} - \left(l_e \cdot D \cdot n + n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right) \quad (6.3-5)$$

$$F_{sp} = 2,97 \cdot 5,22 - \left(2,91 \cdot 0,038 \cdot 26 + 26 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038}{4} \right) = 12,57 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin:

$$t_{spstř} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{671,7 + 572,9}{2} = 622,3 \text{ °C} \quad (6.3-6)$$

Střední objemový tok spalin:

$$M_{spstř} = M_{sp} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{spstř}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 622,3}{273,15} \right) = 76,62 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.3-7)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{spstř} = \frac{M_{spstř}}{F_{sp}} = \frac{76,62}{12,57} = 6,096 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.3-8)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu spalin $t_{spstř}$ a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Oprava na počet podélných řad c_z byla zvolena pro počet podélných řad $z_2 > 10$ na hodnotu $c_z = 1$.

Poměrná podélná a příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,038} = 5,26 \quad (6.3-9)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0693}{0,038} = 4,47 \quad (6.3-10)$$

kde příčná rozteč trubek s_1 byla odečtena z předběžného výkresu a podélná rozteč s_2 byla vypočtena jako střední hodnota na základě volených podélných roztečí trubek 60 a 90 mm.

Opravný součinitel c_s :

$$c_s = [1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3]^{-2} = 0,9898 \quad (6.3-11)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{spstr} \cdot D}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.3-12)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,9898 \cdot \frac{0,0784}{0,038} \cdot \left(\frac{6,096 \cdot 0,038}{9,8856 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6321^{0,4} = 54,44 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.3-13)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2027 \cdot (622,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{716,8}{(622,3 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{716,8}{(622,3 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 22,06 \frac{W}{m^2K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,9023 \cdot 0,1 \cdot 0,3838} = 0,2027 \quad (6.3-14)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 19,9172 \cdot 0,2963 = 5,9023 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.3-15)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.3-16)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,3838}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{622,3 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 19,9172 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,0693}{0,038^2} - 1 \right) = 0,3838 \text{ m} \quad (6.3-16)$$



Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{př2}}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.3-17)$$

$$T_z = \left(357,7 + \left(0,007 + \frac{1}{1183,2} \right) \cdot \frac{2969,6 \cdot 10^3}{271} \right) + 273,15 = 716,8 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Teploměnná plocha přehříváku 2:

$$F_{st} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n \cdot z_2 = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,91 \cdot 26 \cdot 30 = 271 \text{ m}^2 \quad (6.3-18)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 54,44 + 22,06 = 76,50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.3-19)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 76,50 = 43,11 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.3-20)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teploto skutečně odebrané přehřívákem 2:

$$Q_{př2_skut} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 43,11 \cdot 271 \cdot 254,5 = 2973,5 \text{ kW} \quad (6.3-21)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{352,7 - 176,6}{\ln \frac{352,7}{176,6}} = 406,9 \text{ K} \quad (6.3-22)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{p1} = 671,7 - 319,1 = 352,7 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{p2} = 572,9 - 396,3 = 176,6 \text{ K}$$

6.3.2 Membránová stěna

Světlý průřez spalin $F_{sp} = 12,57 \text{ m}^2$

Obvod kanálu:

$$O = 2 \cdot (l_{3t} + \check{s}_{3t}) + 2 \cdot n \cdot (l_e + D) + n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \pi \cdot D_{zt} \quad (6.3-23)$$

$$O = 2 \cdot (2,97 + 5,22) + 2 \cdot 26 \cdot (2,91 + 0,038) + 26 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 = 175,9 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr spalin:



$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{0} = \frac{4 \cdot 12,57}{175,9} = 0,2859 \text{ m} \quad (6.3-24)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo spalin je stejné jako v případě tepelného výpočtu přehříváku.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.3-25)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0784}{0,2859} \cdot \left(\frac{6,096 \cdot 0,2859}{9,8856 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6321^{0,4} = 13,10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.3-26)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2027 \cdot (622,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1085,8}{(622,3 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{1085,8}{(622,3 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 40,81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,9023 \cdot 0,1 \cdot 0,3838} = 0,2027 \quad (6.3-27)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 19,917 \cdot 0,2963 = 5,9023 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (6.3-28)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny:



$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.3-29)$$

$$\begin{aligned} k_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,3838}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{622,3 + 273,15}{1000} \right) \\ &= 19,917 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \end{aligned}$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$\begin{aligned} T_z &= \left(t + \varepsilon \cdot \frac{Q}{S} \right) + 273,15 = \left(259,7 + 0,006 \cdot \frac{3796,8 \cdot 10^3}{41,20} \right) + 273,15 \\ &= 685,5 \text{ K} \end{aligned} \quad (6.3-30)$$

kde S je povrch stěn kanálu:

$$S = 2 \cdot (l_{3t} + \check{s}_{3t}) \cdot h = 2 \cdot (2,9 + 5,22) \cdot 2,515 = 41,20 \text{ m}^2 \quad (6.3-31)$$

Množství tepla odevzdané do počítané plochy:

$$Q = M_{pv} \cdot (I_{sp1} - I_{sp2}) = 3,5649 \cdot (6663,9 - 5598,9) = 3796,8 \text{ kW} \quad (6.3-32)$$

kde I_{sp1} a I_{sp2} jsou entalpie spalín na začátku a konci spodní části 3. tahu, které jsou odečteny pro teploty t_{sp1} a t_{sp2} z tabulky 1-5.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 13,01 + 40,81 = 53,92 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.3-33)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{53,92}{1 + 0,006 \cdot 53,92} = 40,74 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.3-34)$$

Teplu skutečně odebrané membránovými stěnami:

$$Q_{mes} = k \cdot S \cdot \Delta t = 40,74 \cdot 41,20 \cdot 360,3 = 604,7 \text{ kW} \quad (6.3-35)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{412 - 313,2}{\ln \frac{412}{313,2}} = 360,3 \text{ K} \quad (6.3-36)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{syt} = 671,7 - 259,7 = 412 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{syt} = 572,9 - 259,7 = 313,2 \text{ K}$$

6.3.3 Závěsné trubky

Parametry ZT:

- Střední tlak páry: $p_{stř} = 4,64 \text{ MPa}$ - voleno
- Vstupní teplota páry: $t_{p1} = 267 \text{ °C}$ - voleno
- Výstupní teplota páry: $t_{p2} = 270,6 \text{ °C}$
- Množství páry: $M_{ppzt} = 14,23 \text{ kg/s}$

Střední teplota páry:

$$t_{pstř} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{267 + 270,6}{2} = 268,8 \text{ °C} \quad (6.3-37)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu ze ZT:

$$v_1 = f(p_{stř}; t_{p1}) = f(4,64; 267) = 0,0441 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.3-38)$$

$$v_2 = f(p_{stř}; t_{p2}) = f(4,64; 270,6) = 0,0447 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.3-39)$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{stř} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,0441 + 0,0447}{2} = 0,0445 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.3-40)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{stř} = \frac{M_{ppzt} \cdot v_{stř}}{F_{zt}} = \frac{14,23 \cdot 0,0445}{0,0320} = 19,76 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.3-41)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,8325 \cdot 10^{-5}}{22,4838} = 8,1501 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.3-42)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{stř} \cdot d_{zt}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (6.3-43)$$



$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0529}{0,028} \cdot \left(\frac{19,76 \cdot 0,028}{8,1501 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3048^{0,4} = 2235,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot D_{zt}}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.3-44)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0784}{0,038} \cdot \left(\frac{6,096 \cdot 0,038}{9,8856 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6321^{0,4} = 19,62 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.3-45)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4616 \cdot (622,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{621,6}{(622,3 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{621,6}{(622,3 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 40,22 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,9023 \cdot 0,1 \cdot 0,3838} = 0,4616 \quad (6.3-46)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 19,92 \cdot 0,2963 = 5,9023 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (6.3-47)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.3-48)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,3838}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{622,3 + 273,15}{1000} \right) = 19,92 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy se stanoví z rovnice



$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{zt}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 1,485}{0,038^2} - 1 \right) = 8,9220 \text{ m} \quad (6.3-49)$$

kde příčná a podélná rozteč trubek s_1 a s_2 byly určeny dle předběžného výkresu kotle.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.3-50)$$

$$T_z = \left(271 + \left(0,006 + \frac{1}{2235,8} \right) \cdot \frac{54,11 \cdot 10^3}{15,61} \right) + 273,15 = 621,6 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Množství tepla předané v rámci počítané plochy:

$$Q = \frac{M_{ppzt}}{M_{pv}} \cdot (I_{p2} - I_{p1}) = \frac{14,23}{3,5649} \cdot (2841,8 - 2828,2) = 54,11 \text{ kW} \quad (6.3-51)$$

kde I_{p1} a I_{p2} jsou entalpie páry na začátku a konci svislých ZT, které jsou funkcemi t_{p1} a t_{p2} .

Teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$F_{st} = \pi \cdot D_{zt} \cdot h \cdot n_{zt} \cdot z_{zt} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,515 \cdot 26 \cdot 2 = 15,61 \text{ m}^2 \quad (6.3-52)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 19,62 + 40,22 = 59,84 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.3-53)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 59,84 = 35,90 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.3-54)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teplo skutečně odebrané ZT:

$$Q_{zt,skut} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 35,90 \cdot 15,61 \cdot 350,5 = 196,4 \text{ kW} \quad (6.3-55)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{401,1 - 304,3}{\ln \frac{401,1}{304,3}} = 350,5 \text{ K} \quad (6.3-56)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{p2} = 671,7 - 270,6 = 401,1 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{p1} = 572,9 - 268,6 = 304,3 \text{ K}$$

6.3.4 Teplota na konci spodní části 3. tahu

Teplota spalin na začátku $Q_{sp1} = 23756,2 \text{ kW}$.

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{př2} - Q_{mes} - Q_{zt} = 23756,2 - 2973,5 - 604,7 - 194,6 \quad (6.3-57)$$

$$Q_{sp2} = 19981,5 \text{ kW}$$

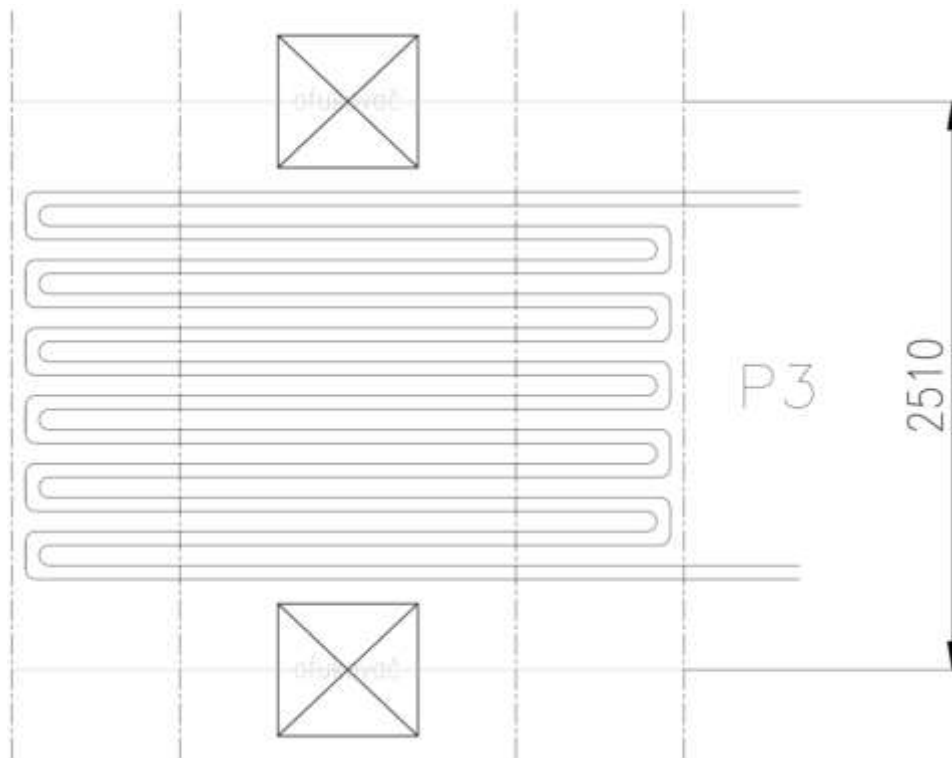
Nová entalpie spalin na konci spodní části 3. tahu:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{19981,5}{3,5649} = 5605,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.3-58)$$

Nová teplota spalin podle tabulky 1-5 odpovídá hodnotě $572,5 \text{ °C}$. Rozdíl mezi volenou a přepočítanou teplotou spalin na konci spodní části 3. tahu je $0,4 \text{ °C}$.

6.4 Střední část 3. tahu s přehřívákem 3

Ve střední části 3. tahu je teplo spalin předáváno do membránových stěn, závěsných trubek a přehříváku 3.



Obrázek 6-4 Schéma střední části 3. tahu

Parametry střední části 3. tahu:

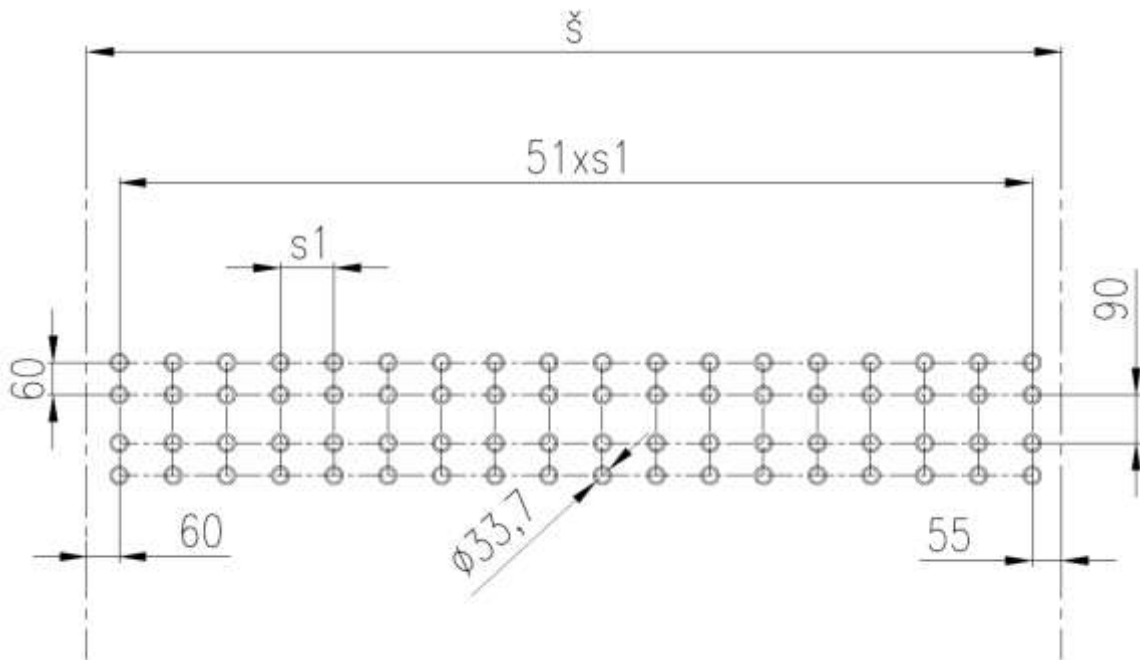
- délka 3. tahu $l_{3t} = 2,97 \text{ m}$

- šířka 3. tahu $\check{s}_{3t} = \check{s}_{sk} = 5,22 \text{ m}$
- výška střední části $h = 2,51 \text{ m}$
- teplota spalin na vstupu $t_{sp1} = 572,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- teplota spalin na výstupu $t_{sp2} = 500,1 \text{ }^\circ\text{C}$ - volím

Parametry přehříváku 3:

- Vnější průměr trubek: $D = 33,7 \text{ mm}$
- Tloušťka trubek: $s = 4 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr trubek: $d = 25,7 \text{ mm}$
- Počet řad trubek: $n = 52$
- Počet trubek v jedné řadě: $z = 2$ (dvojhad)
- Počet podélných řad: $z_2 = 24$
- Délka jedné trubky: $l_e = 2910 \text{ mm}$

6.4.1 Přehřívák 3



Obrázek 6-5 Uspořádání trubek P3

Střední teplota páry:

$$t_{pstr} = \frac{t_{př3in} + t_{př3out}}{2} = \frac{363,9 + 423}{2} = 393,4^\circ\text{C} \quad (6.4-1)$$

Střední tlak páry:

$$p_{pstr} = \frac{p_{př3in} + p_{př3out}}{2} = \frac{4,32 + 4,2}{2} = 4,26 \text{ MPa} \quad (6.4-2)$$



Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2,4082 \cdot 10^{-5}}{14,7424} = 1,6335 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.4-3)$$

Střední měrný objem páry:

$$\nu_{\text{stř}} = f(p_{\text{stř}}; t_{\text{pstř}}) = f(4,26; 393,4) = 0,0678 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.4-4)$$

Světlý průřez pro páru:

$$F_p = n \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 52 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} = 0,0539 \text{ m}^2 \quad (6.4-5)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{\text{stř}} = \frac{M_{\text{pp}} \cdot \nu_{\text{stř}}}{F_p} = \frac{15,28 \cdot 0,0678}{0,0539} = 19,21 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.4-6)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (6.4-7)$$
$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0580}{0,0257} \cdot \left(\frac{19,21 \cdot 0,0257}{1,6335 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,9974^{0,4} = 1255,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{\text{sp}} = l_{3t} \cdot \check{s}_{3t} - \left(l_e \cdot D \cdot n + n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right) \quad (6.4-8)$$
$$F_{\text{sp}} = 2,97 \cdot 5,22 - \left(2,91 \cdot 0,0337 \cdot 52 + 26 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \right) = 10,34 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin:

$$t_{\text{spstř}} = \frac{t_{\text{sp1}} + t_{\text{sp2}}}{2} = \frac{572,5 + 500,1}{2} = 536,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.4-9)$$

Střední objemový tok spalin:



$$M_{\text{spstř}} = M_{\text{sp}} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{\text{spstř}}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 536,3}{273,15} \right) = 69,26 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.4-10)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{\text{spstř}} = \frac{M_{\text{spstř}}}{F_{\text{sp}}} = \frac{69,26}{10,34} = 6,69 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.4-11)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu spalin $t_{\text{spstř}}$ a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Oprava na počet podélných řad c_z byla zvolena pro počet podélných řad $z_2 > 10$ na hodnotu $c_z = 1$.

Poměrná podélná a příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,0337} = 2,97 \quad (6.4-12)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0743}{0,0337} = 2,21 \quad (6.4-13)$$

kde příčná rozteč trubek s_1 byla odečtena z předběžného výkresu a podélná rozteč s_2 byla vypočtena jako střední hodnota na základě volených podélných roztečí trubek 60 a 90 mm.

Opravný součinitel $c_s = 1$ pro $\sigma_2 > 2$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{\text{spstř}} \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \quad (6.4-14)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0706}{0,0337} \cdot \left(\frac{6,69 \cdot 0,0337}{8,3501 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6407^{0,33} = 61,55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{\text{st}} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.4-15)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1665 \cdot (536,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{726,8}{(536,3 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{726,8}{(536,3 + 273,15)}}$$



$$\alpha_s = 15,53 \frac{W}{m^2K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,1864 \cdot 0,1 \cdot 0,2225} = 0,1665 \quad (6.4-16)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 27,63 \cdot 0,2963 = 8,1864 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.4-17)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.4-18)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2225}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{536,3 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 27,63 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0337 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,0743}{0,0337^2} - 1 \right) = 0,2225 \text{ m} \quad (6.4-19)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{př2}}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.4-20)$$

$$T_z = \left(393,4 + \left(0,007 + \frac{1}{1255,5} \right) \cdot \frac{2208,4 \cdot 10^3}{384,5} \right) + 273,15 = 726,8 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Teplosměnná plocha přehříváku 3:

$$F_{st} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n \cdot z_2 = \pi \cdot 0,0337 \cdot 2,91 \cdot 52 \cdot 24 = 384,5 \text{ m}^2 \quad (6.4-21)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 61,55 + 15,53 = 77,08 \frac{W}{m^2K} \quad (6.4-22)$$



Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 77,08 = 43,57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.4-23)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teplo skutečně odebrané přehřívákem 3:

$$Q_{\text{př3_skut}} = k \cdot F_{\text{st}} \cdot \Delta t = 43,57 \cdot 384,5 \cdot 132,1 = 2213,5 \text{ kW} \quad (6.4-24)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{208,7 - 77,1}{\ln \frac{208,7}{77,1}} = 132,1 \text{ K} \quad (6.4-25)$$

$$\Delta t_1 = t_{\text{sp1}} - t_{\text{p1}} = 572,5 - 363,9 = 208,7 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{\text{sp2}} - t_{\text{p2}} = 500,1 - 423 = 77,1 \text{ K}$$

6.4.2 Membránová stěna

Světlý průřez spalin $F_{\text{sp}} = 10,34 \text{ m}^2$

Obvod kanálu:

$$O = 2 \cdot (l_{3t} + \check{s}_{3t}) + 2 \cdot n \cdot (l_e + D) + n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \pi \cdot D_{zt} \quad (6.4-26)$$

$$O = 2 \cdot (2,97 + 5,22) + 2 \cdot 52 \cdot (2,91 + 0,0337) + 26 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 = 328,7 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr spalin:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{\text{sp}}}{O} = \frac{4 \cdot 10,34}{328,7} = 0,1259 \text{ m} \quad (6.4-27)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo spalin je stejné jako v případě tepelného výpočtu přehříváku.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{\text{spstř}} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.4-28)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0706}{0,1259} \cdot \left(\frac{6,69 \cdot 0,1259}{8,3501 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6407^{0,4} = 17,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:



$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.4-29)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1665 \cdot (536,3 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{939,3}{(536,3 + 273,15)}\right)^4}{1 - \frac{939,3}{(536,3 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 22,97 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,1864 \cdot 0,1 \cdot 0,2225} = 0,2027 \quad (6.4-30)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 19,917 \cdot 0,2963 = 8,1864 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (6.4-31)$$

Součinitel zeslabení sálání nescítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.4-32)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2225}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{536,3 + 273,15}{1000} \right) = 27,63 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \varepsilon \cdot \frac{Q}{S} \right) + 273,15 = \left(259,7 + 0,006 \cdot \frac{2785,3 \cdot 10^3}{41,11} \right) + 273,15 \quad (6.4-33)$$

$$= 939,3 \text{ K}$$

kde S je povrch stěn kanálu:

$$S = 2 \cdot (l_{3t} + \check{s}_{3t}) \cdot h = 2 \cdot (2,9 + 5,22) \cdot 2,51 = 41,11 \text{ m}^2 \quad (6.4-34)$$

Množství tepla odevzdané do počítané plochy:

$$Q = M_{pv} \cdot (I_{sp1} - I_{sp2}) = 3,5649 \cdot (5594,9 - 4813,6) = 2785,3 \text{ kW} \quad (6.4-35)$$



kde I_{sp1} a I_{sp2} jsou entalpie spalin na začátku a konci střední části 3. tahu, které jsou odečteny pro teploty t_{sp1} a t_{sp2} z tabulky 1-5.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 17,25 + 22,97 = 40,21 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.4-36)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{40,21}{1 + 0,006 \cdot 40,21} = 32,40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.4-37)$$

Teploto skutečně odebrané membránovými stěnami:

$$Q_{mes} = k \cdot S \cdot \Delta t = 32,40 \cdot 41,11 \cdot 275 = 366,3 \text{ kW} \quad (6.4-38)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{312,8 - 240,4}{\ln \frac{312,8}{240,4}} = 275 \text{ K} \quad (6.4-39)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{syt} = 572,5 - 259,7 = 312,8 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{syt} = 500,1 - 259,7 = 240,4 \text{ K}$$

6.4.3 Závěsné trubky

Parametry ZT:

- Střední tlak páry: $p_{stř} = 4,65 \text{ MPa}$ - voleno
- Vstupní teplota páry: $t_{p1} = 263,4 \text{ °C}$ - voleno
- Výstupní teplota páry: $t_{p2} = 267 \text{ °C}$
- Množství páry: $M_{ppzt} = 14,23 \text{ kg/s}$

Střední teplota páry:

$$t_{pstř} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{263,4 + 267}{2} = 265,2 \text{ °C} \quad (6.4-40)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu ze ZT:

$$v_1 = f(p_{stř}; t_{p1}) = f(4,65; 263,4) = 0,0434 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.4-41)$$

$$v_2 = f(p_{stř}; t_{p2}) = f(4,65; 267) = 0,0440 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.4-42)$$



Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{stř}} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,0434 + 0,0440}{2} = 0,0437 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.4-43)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{\text{stř}} = \frac{M_{\text{ppzt}} \cdot v_{\text{stř}}}{F_{\text{zt}}} = \frac{14,23 \cdot 0,0437}{0,0320} = 19,42 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.4-44)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,8145 \cdot 10^{-5}}{22,8873} = 7,9279 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.4-45)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{zt}}} \cdot \left(\frac{w_{\text{stř}} \cdot d_{\text{zt}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (6.4-46)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0533}{0,028} \cdot \left(\frac{19,42 \cdot 0,028}{7,9279 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3399^{0,4} = 2296,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{\text{zt}}} \cdot \left(\frac{w_{\text{spstř}} \cdot D_{\text{zt}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (6.4-47)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0706}{0,038} \cdot \left(\frac{6,69 \cdot 0,038}{8,346 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6408^{0,4} = 21,91 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{\text{st}} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.4-48)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3335 \cdot (536,1 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{621,7}{(536,1 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{621,7}{(536,1 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 25,49 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$



kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-5,9023 \cdot 0,1 \cdot 0,2225} = 0,3335 \quad (6.4-49)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 27,63 \cdot 0,2963 = 18,24 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.4-50)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítlivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.4-51)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2225}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{536,1 + 273,15}{1000} \right) = 27,63 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{zt}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 1,485}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2225 \text{ m} \quad (6.4-52)$$

kde příčná a podélná rozteč trubek s_1 a s_2 byly určeny dle předběžného výkresu kotle.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.4-53)$$

$$T_z = \left(265,2 + \left(0,006 + \frac{1}{2349,2} \right) \cdot \frac{56,6 \cdot 10^3}{15,58} \right) + 273,15 = 583,6 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Množství tepla předané v rámci počítané plochy:

$$Q = \frac{M_{ppzt}}{M_{pv}} \cdot (I_{p2} - I_{p1}) = \frac{14,23}{3,5649} \cdot (2813,5 - 2805,32) = 56,6 \text{ kW} \quad (6.4-54)$$

kde I_{p1} a I_{p2} jsou entalpie páry na začátku a konci svislých ZT, které jsou funkcemi t_{p1} a t_{p2} .

Teploměnná plocha závěsných trubek:

$$F_{st} = \pi \cdot D_{zt} \cdot h \cdot n_{zt} \cdot z_{zt} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,51 \cdot 26 \cdot 2 = 15,58 \text{ m}^2 \quad (6.4-55)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:



$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 21,91 + 25,49 = 47,41 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.4-56)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 47,41 = 28,44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.4-57)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teplo skutečně odebrané ZT:

$$Q_{\text{zt,skut}} = k \cdot F_{\text{st}} \cdot \Delta t = 28,44 \cdot 15,58 \cdot 269,4 = 114,3 \text{ kW} \quad (6.4-58)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{305,3 - 236,4}{\ln \frac{305,3}{236,4}} = 269,4 \text{ K} \quad (6.4-59)$$

$$\Delta t_1 = t_{\text{sp1}} - t_{\text{p2}} = 572,5 - 267 = 305,3 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{\text{sp2}} - t_{\text{p1}} = 500,1 - 263,4 = 236,4 \text{ K}$$

6.4.4 Teplota na konci střední části 3. tahu

Teplo spalin na začátku $Q_{\text{sp1}} = 19981,5 \text{ kW}$.

$$Q_{\text{sp2}} = Q_{\text{sp1}} - Q_{\text{př2}} - Q_{\text{mes}} - Q_{\text{zt}} = 19981,5 - 2213,5 - 366,3 - 114,3 \quad (6.4-60)$$

$$Q_{\text{sp2}} = 17287,4 \text{ kW}$$

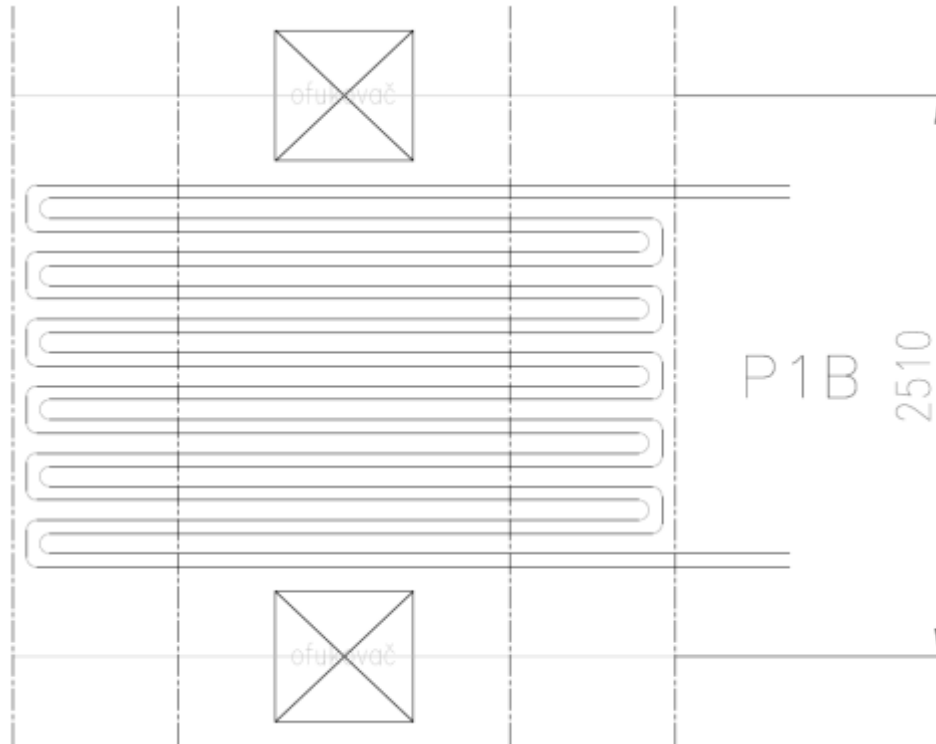
Nová entalpie spalin na konci střední části 3. tahu:

$$I_{\text{sp2}} = \frac{Q_{\text{sp2}}}{M_{\text{pv}}} = \frac{17287,4}{3,5649} = 4849,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.4-61)$$

Nová teplota spalin podle tabulky 1-5 odpovídá hodnotě 499,9 °C. Rozdíl mezi volenou a přepočítanou teplotou spalin na konci střední části 3. tahu je 0,2 °C.

6.5 Horní část 3. tahu s přehřívákem 1B

V horní části 3. tahu je přehřívák 1 rozdělen kvůli rozměrům na dvě části – A a B.



Obrázek 6-6 Schéma horní části 3. tahu s přehřívákem 1B

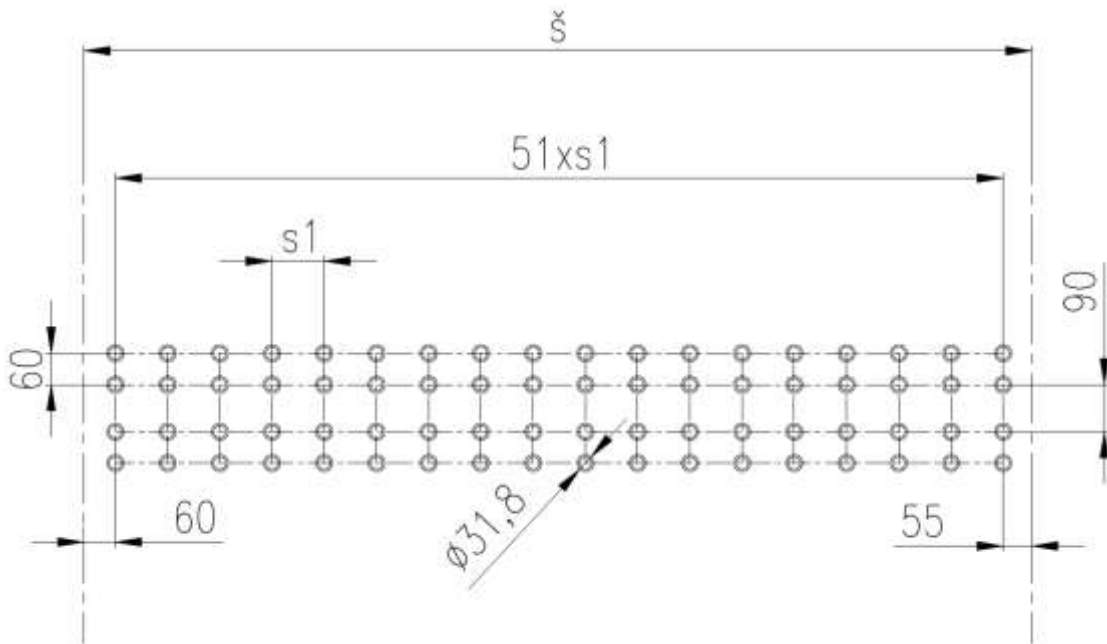
Parametry horní části 3. tahu s přehřívákem 1B:

- délka 3. tahu $l_{3t} = 2,97$ m
- šířka 3. tahu $\check{s}_{3t} = \check{s}_{sk} = 5,22$ m
- výška střední části $h = 2,51$ m
- teplota spalin na vstupu $t_{sp1} = 499,9$ °C
- teplota spalin na výstupu $t_{sp2} = 436,9$ °C - volím

Parametry přehříváku 1B:

- Vnější průměr trubek: $D = 31,8$ mm
- Tloušťka trubek: $s = 4$ mm
- Vnitřní průměr trubek: $d = 23,8$ mm
- Počet řad trubek: $n = 52$
- Počet trubek v jedné řadě: $z = 2$ (dvojhad)
- Počet podélných řad: $z_2 = 24$
- Délka jedné trubky: $l_e = 2910$ mm

6.5.1 Přehřívák 1B



Obrázek 6-7 Uspořádání trubek P1B

Střední teplota páry:

$$t_{pstr} = \frac{t_{př1Bin} + t_{př1out}}{2} = \frac{308,7 + 359,86}{2} = 334,3^{\circ}\text{C} \quad (6.5-1)$$

Střední tlak páry:

$$p_{str} = \frac{p_{př1Bin} + p_{př1out}}{2} = \frac{4,545 + 4,47}{2} = 4,5075 \text{ MPa} \quad (6.5-2)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{2,1425 \cdot 10^{-5}}{17,9588} = 1,193 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.5-3)$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{str} = f(p_{str}; t_{pstr}) = f(4,5075; 334,3) = 0,0556 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.5-4)$$

Světlý průřez pro páru:



$$F_p = n \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 52 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,0463 \text{ m}^2 \quad (6.5-5)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{\text{pstř}} = \frac{M_{\text{pp}} \cdot v_{\text{stř}}}{F_p} = \frac{14,23 \cdot 0,0556}{0,0463} = 17,11 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.5-6)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{\text{pstř}} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.5-7)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0533}{0,0238} \cdot \left(\frac{17,11 \cdot 0,0238}{1,193 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0756^{0,4} = 1415,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{\text{sp}} = l_{3t} \cdot \check{s}_{3t} - \left(l_e \cdot D \cdot n + n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right) \quad (6.5-8)$$

$$F_{\text{sp}} = 2,97 \cdot 5,22 - \left(2,91 \cdot 0,0318 \cdot 52 + 26 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \right) = 10,63 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin:

$$t_{\text{spstř}} = \frac{t_{\text{sp1}} + t_{\text{sp2}}}{2} = \frac{499,9 + 436,9}{2} = 468,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.5-9)$$

Střední objemový tok spalin:

$$M_{\text{spstř}} = M_{\text{sp}} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{\text{spstř}}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 468,4}{273,15} \right) = 63,45 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.5-10)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{\text{spstř}} = \frac{M_{\text{spstř}}}{F_{\text{sp}}} = \frac{63,45}{10,63} = 5,97 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.5-11)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu spalin $t_{\text{spstř}}$ a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Oprava na počet podélných řad c_z byla zvolena pro počet podélných řad $z_2 > 10$ na hodnotu $c_z = 1$.

Poměrná podélná a příčná rozteč:



$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,0318} = 3,14 \quad (6.5-12)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0743}{0,0318} = 2,34 \quad (6.5-13)$$

kde příčná rozteč trubek s_1 byla odečtena z předběžného výkresu a podélná rozteč s_2 byla vypočtena jako střední hodnota na základě volených podélných roztečí trubek 60 a 90 mm.

Opravný součinitel $c_s = 1$ pro $\sigma_2 > 2$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot D}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.5-14)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0645}{0,0318} \cdot \left(\frac{5,97 \cdot 0,0318}{7,1918 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6475^{0,4} = 58,88 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.5-15)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1776 \cdot (468,2 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{670,5}{(468,2 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{670,5}{(468,2 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 12,85 \frac{W}{m^2K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,1690 \cdot 0,1 \cdot 0,2393} = 0,1776 \quad (6.5-16)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 27,57 \cdot 0,2963 = 8,1690 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.5-17)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny:



$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.5-18)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2393}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{468,4 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 27,57 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,0743}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,2393 \text{ m} \quad (6.5-19)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{př2}}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.5-20)$$

$$T_z = \left(334,3 + \left(0,007 + \frac{1}{1415,4} \right) \cdot \frac{1992,3 \cdot 10^3}{362,8} \right) + 273,15 = 670,5 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Teploměnná plocha přehříváku 1B:

$$F_{st} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n \cdot z_2 = \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,91 \cdot 52 \cdot 24 = 362,8 \text{ m}^2 \quad (6.5-21)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 58,9 + 12,85 = 71,73 \frac{W}{m^2K} \quad (6.5-22)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 71,73 = 40,96 \frac{W}{m^2K} \quad (6.5-23)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teploto skutečně odebrané přehřívákem 1B:

$$Q_{př1B,skut} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 40,96 \cdot 362,8 \cdot 134,1 = 1992,3 \text{ kW} \quad (6.5-24)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{140,1 - 128,2}{\ln \frac{140,1}{128,2}} = 134,1 \text{ K} \quad (6.5-25)$$



$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{p2} = 499,9 - 359,9 = 140,1 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{p1} = 436,9 - 308,7 = 128,2 \text{ K}$$

6.5.2 Membránová stěna

Světlý průřez spalin $F_{sp} = 10,63 \text{ m}^2$

Obvod kanálu:

$$O = 2 \cdot (l_{3t} + \check{s}_{3t}) + 2 \cdot n \cdot (l_e + D) + n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \pi \cdot D_{zt} \quad (6.5-26)$$

$$O = 2 \cdot (2,97 + 5,22) + 2 \cdot 52 \cdot (2,91 + 0,0318) + 26 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 = 328,53 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr spalin:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 10,63}{328,53} = 0,1295 \text{ m} \quad (6.5-27)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo spalin je stejné jako v případě tepelného výpočtu přehříváku.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.5-28)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0645}{0,1295} \cdot \left(\frac{5,97 \cdot 0,1295}{7,1879 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6476^{0,4} = 16,17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.5-29)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1776 \cdot (468,2 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{886,7}{(468,2 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{886,7}{(468,2 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 19,81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,1700 \cdot 0,1 \cdot 0,2393} = 0,1776 \quad (6.5-30)$$



Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 27,57 \cdot 0,2963 = 8,1700 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (6.5-31)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.5-32)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2393}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{468,2 + 273,15}{1000} \right) = 27,57 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \varepsilon \cdot \frac{Q}{S} \right) + 273,15 = \left(259,7 + 0,006 \cdot \frac{2424,5 \cdot 10^3}{41,11} \right) + 273,15 \quad (6.5-33)$$

$$= 886,7 \text{ K}$$

kde S je povrch stěn kanálu:

$$S = 2 \cdot (l_{3t} + \check{s}_{3t}) \cdot h = 2 \cdot (2,9 + 5,22) \cdot 2,51 = 41,11 \text{ m}^2 \quad (6.5-34)$$

Množství tepla odevzdané do počítané plochy:

$$Q = M_{pv} \cdot (I_{sp1} - I_{sp2}) = 3,5649 \cdot (4809,8 - 4129,7) = 2424,5 \text{ kW} \quad (6.5-35)$$

kde I_{sp1} a I_{sp2} jsou entalpie spalín na začátku a konci střední části 3. tahu, které jsou odečteny pro teploty t_{sp1} a t_{sp2} z tabulky 1-5.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 16,17 + 19,81 = 35,98 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.5-36)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{35,98}{1 + 0,006 \cdot 35,98} = 29,59 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.5-37)$$

Teplu skutečně odebrané membránovými stěnami:

$$Q_{mes} = k \cdot S \cdot \Delta t = 29,59 \cdot 41,11 \cdot 206,9 = 366,3 \text{ kW} \quad (6.5-38)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{234 - 176,9}{\ln \frac{234}{176,9}} = 206,9 \text{ K} \quad (6.5-39)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{syt} = 499,7 - 259,7 = 234 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{syt} = 436,6 - 259,7 = 176,9 \text{ K}$$

6.5.3 Závěsné trubky

Parametry ZT:

- Střední tlak páry: $p_{stř} = 4,66 \text{ MPa}$ - voleno
- Vstupní teplota páry: $t_{p1} = 261,4 \text{ °C}$ - voleno
- Výstupní teplota páry: $t_{p2} = 263,4 \text{ °C}$
- Množství páry: $M_{ppzt} = 14,23 \text{ kg/s}$

Střední teplota páry:

$$t_{pstř} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{261,4 + 263,4}{2} = 262,4 \text{ °C} \quad (6.5-40)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu ze ZT:

$$v_1 = f(p_{stř}; t_{p1}) = f(4,65; 261,4) = 0,0430 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.5-41)$$

$$v_2 = f(p_{stř}; t_{p2}) = f(4,65; 263,4) = 0,0434 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.5-42)$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{stř} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,0430 + 0,0434}{2} = 0,0432 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.5-43)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{stř} = \frac{M_{ppzt} \cdot v_{stř}}{F_{zt}} = \frac{14,23 \cdot 0,0432}{0,0320} = 19,18 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.5-44)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,8005 \cdot 10^{-5}}{23,17} = 7,7712 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.5-45)$$



Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{stř} \cdot d_{zt}}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.5-46)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0537}{0,028} \cdot \left(\frac{19,42 \cdot 0,028}{7,7712 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3723^{0,4} = 2349,2 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot D_{zt}}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.5-47)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0645}{0,038} \cdot \left(\frac{5,97 \cdot 0,038}{7,1879 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6476^{0,4} = 20,66 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.5-48)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3413 \cdot (468,2 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{583,6}{(468,2 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{583,6}{(468,2 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 20,65 \frac{W}{m^2K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zprašovaného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-17,44 \cdot 0,1 \cdot 0,2393} = 0,3413 \quad (6.5-49)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 27,57 \cdot 0,2963 = 17,44 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.5-50)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny:



$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.5-51)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2393}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{468,2 + 273,15}{1000} \right) = 27,57 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{zt}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 1,485}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2225 \text{ m} \quad (6.5-52)$$

kde příčná a podélná rozteč trubek s_1 a s_2 byly určeny dle předběžného výkresu kotle.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.5-53)$$

$$T_z = \left(262,4 + \left(0,006 + \frac{1}{2296,7} \right) \cdot \frac{56,6 \cdot 10^3}{15,58} \right) + 273,15 = 583,6 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Množství tepla předané v rámci počítané plochy:

$$Q = \frac{M_{ppzt}}{M_{pv}} \cdot (I_{p2} - I_{p1}) = \frac{14,23}{3,5649} \cdot (2827,7 - 2813,5) = 32,7 \text{ kW} \quad (6.5-54)$$

kde I_{p1} a I_{p2} jsou entalpie páry na začátku a konci svislých ZT, které jsou funkcemi t_{p1} a t_{p2} .

Teploměnná plocha závěsných trubek:

$$F_{st} = \pi \cdot D_{zt} \cdot h \cdot n_{zt} \cdot z_{zt} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,51 \cdot 26 \cdot 2 = 15,58 \text{ m}^2 \quad (6.5-55)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 20,66 + 20,65 = 41,30 \frac{W}{m^2K} \quad (6.5-56)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 41,30 = 24,78 \frac{W}{m^2K} \quad (6.5-57)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teplo skutečně odebrané ZT:

$$Q_{zt,skut} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 24,78 \cdot 15,58 \cdot 204,2 = 78,9 \text{ kW} \quad (6.5-58)$$



Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{236,3 - 175,2}{\ln \frac{236,3}{175,2}} = 204,2 \text{ K} \quad (6.5-59)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{p2} = 572,5 - 267 = 236,3 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{p1} = 500,1 - 263,4 = 175,2 \text{ K}$$

6.5.4 Teplota na konci horní části 3. tahu s přehřívákem 1B

Teplota spalin na začátku $Q_{sp1} = 17278,4 \text{ kW}$.

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{př1B} - Q_{mes} - Q_{zt} = 17278,4 - 1988,3 - 251,6 - 78,9 \quad (6.5-60)$$

$$Q_{sp2} = 14959,9 \text{ kW}$$

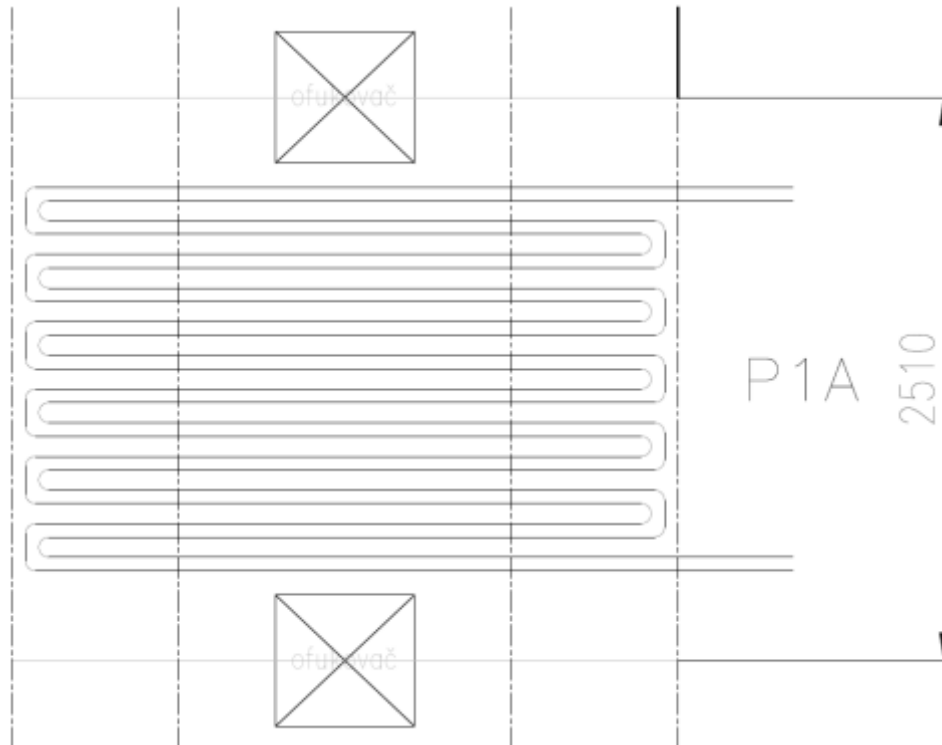
Nová entalpie spalin na konci střední části 3. tahu:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{14959,9}{3,5649} = 4196,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.5-61)$$

Nová teplota spalin podle tabulky 1-5 odpovídá hodnotě $436,4 \text{ }^\circ\text{C}$. Rozdíl mezi volenou a přepočítanou teplotou spalin na konci horní části 3. tahu s přehřívákem 1B je $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

6.6 Horní část 3. tahu s přehřívákem 1A

V horní části 3. tahu je přehřívák 1 rozdělen kvůli rozměrům na dvě části – A a B.



Obrázek 6-8 Schéma horní části 3. tahu s přehřívákem 1A

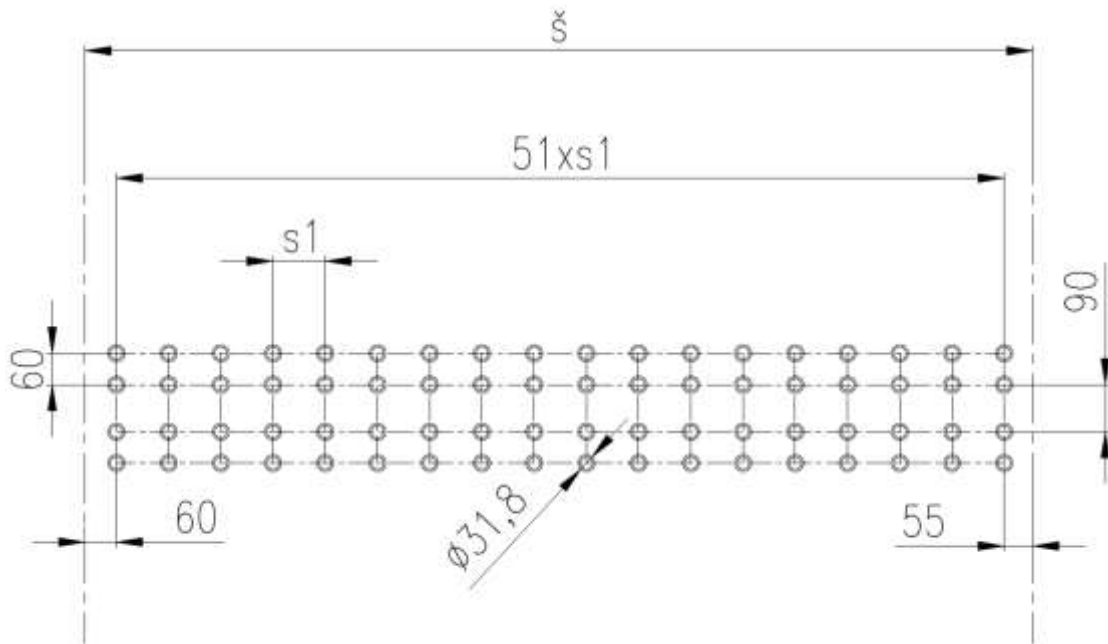
Parametry horní části 3. tahu s přehřívákem 1A:

- délka 3. tahu $l_{3t} = 2,97$ m
- šířka 3. tahu $\check{s}_{3t} = \check{s}_{sk} = 5,22$ m
- výška střední části $h = 2,51$ m
- teplota spalin na vstupu $t_{sp1} = 436,4$ °C
- teplota spalin na výstupu $t_{sp2} = 384,3$ °C - volím

Parametry přehříváku 1A:

- Vnější průměr trubek: $D = 31,8$ mm
- Tloušťka trubek: $s = 4$ mm
- Vnitřní průměr trubek: $d = 23,8$ mm
- Počet řad trubek: $n = 52$
- Počet trubek v jedné řadě: $z = 2$ (dvojhad)
- Počet podélných řad: $z_2 = 24$
- Délka jedné trubky: $l_e = 2910$ mm

6.6.1 Přehřívák 1A



Obrázek 6-9 Uspořádání trubek P1A

Střední teplota páry:

$$t_{\text{pstr}} = \frac{t_{\text{př1in}} + t_{\text{př1Bin}}}{2} = \frac{272,3 + 308,7}{2} = 290,5 \text{ °C} \quad (6.5-1)$$

Střední tlak páry:

$$p_{\text{str}} = \frac{p_{\text{př1in}} + p_{\text{př1Bin}}}{2} = \frac{4,62 + 4,545}{2} = 4,5825 \text{ MPa} \quad (6.6-2)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,9384 \cdot 10^{-5}}{20,28038} = 9,5580 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.6-3)$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{\text{str}} = f(p_{\text{str}}; t_{\text{pstr}}) = f(4,5825; 290,5) = 0,0492 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.6-4)$$

Světlý průřez pro páru:



$$F_p = n \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 52 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,0463 \text{ m}^2 \quad (6.6-5)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{\text{pstř}} = \frac{M_{\text{pp}} \cdot v_{\text{stř}}}{F_p} = \frac{14,23 \cdot 0,0492}{0,0463} = 15,14 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.6-6)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{\text{pstř}} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.6-7)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0515}{0,0238} \cdot \left(\frac{15,14 \cdot 0,0238}{9,5580 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,1825^{0,4} = 1539,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{\text{sp}} = l_{3t} \cdot \check{s}_{3t} - \left(l_e \cdot D \cdot n + n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} \right) \quad (6.6-8)$$

$$F_{\text{sp}} = 2,97 \cdot 5,22 - \left(2,91 \cdot 0,0318 \cdot 52 + 26 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \right) = 10,63 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin:

$$t_{\text{spstř}} = \frac{t_{\text{sp1}} + t_{\text{sp2}}}{2} = \frac{436,9 + 384,3}{2} = 410,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.6-9)$$

Střední objemový tok spalin:

$$M_{\text{spstř}} = M_{\text{sp}} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{\text{spstř}}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 410,4}{273,15} \right) = 58,48 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.5-10)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{\text{spstř}} = \frac{M_{\text{spstř}}}{F_{\text{sp}}} = \frac{58,48}{10,63} = 5,50 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.5-11)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu spalin $t_{\text{spstř}}$ a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Oprava na počet podélných řad c_z byla zvolena pro počet podélných řad $z_2 > 10$ na hodnotu $c_z = 1$.

Poměrná podélná a příčná rozteč:



$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,0318} = 3,14 \quad (6.5-12)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0743}{0,0318} = 2,34 \quad (6.5-13)$$

kde příčná rozteč trubek s_1 byla odečtena z předběžného výkresu a podélná rozteč s_2 byla vypočtena jako střední hodnota na základě volených podélných roztečí trubek 60 a 90 mm.

Opravný součinitel $c_s = 1$ pro $\sigma_2 > 2$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot D}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (6.5-14)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0594}{0,0318} \cdot \left(\frac{5,50 \cdot 0,0318}{6,2403 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6533^{0,4} = 56,49 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.5-15)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1823 \cdot (410,4 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{626,2}{(410,4 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{626,2}{(410,4 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 10,53 \frac{W}{m^2K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,4107 \cdot 0,1 \cdot 0,2393} = 0,1823 \quad (6.5-16)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 28,38 \cdot 0,2963 = 8,4107 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.5-17)$$

Součinitel zeslabení sálání nesevítivými tříatomovými plyny:



$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.5-18)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2393}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{410,4 + 273,15}{1000} \right)$$

$$k_{sp} = 28,38 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,0743}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,2393 \text{ m} \quad (6.5-19)$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q_{př1A}}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.6-20)$$

$$T_z = \left(290,5 + \left(0,007 + \frac{1}{1539,6} \right) \cdot \frac{1673,9 \cdot 10^3}{362,8} \right) + 273,15 = 626,2 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Teploměnná plocha přehříváku 1A:

$$F_{st} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n \cdot z_2 = \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,91 \cdot 52 \cdot 24 = 362,8 \text{ m}^2 \quad (6.6-21)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 56,49 + 10,53 = 67,02 \frac{W}{m^2K} \quad (6.6-22)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 67,02 = 38,54 \frac{W}{m^2K} \quad (6.6-23)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teploto skutečně odebrané přehřívákem 1A:

$$Q_{př1A,skut} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 38,54 \cdot 362,8 \cdot 119,7 = 1673,9 \text{ kW} \quad (6.6-24)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{127,8 - 112,0}{\ln \frac{127,8}{112,0}} = 119,7 \text{ K} \quad (6.6-25)$$



$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{p2} = 499,9 - 359,9 = 127,8 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{p1} = 436,9 - 308,7 = 112,0 \text{ K}$$

6.6.2 Membránová stěna

Světlý průřez spalin $F_{sp} = 10,63 \text{ m}^2$

Obvod kanálu:

$$O = 2 \cdot (l_{3t} + \check{s}_{3t}) + 2 \cdot n \cdot (l_e + D) + n_{zt} \cdot z_{zt} \cdot \pi \cdot D_{zt} \quad (6.6-26)$$

$$O = 2 \cdot (2,97 + 5,22) + 2 \cdot 52 \cdot (2,91 + 0,0318) + 26 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 = 328,53 \text{ m}$$

Ekvivalentní průměr spalin:

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 10,63}{328,53} = 0,1295 \text{ m} \quad (6.6-27)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo spalin je stejné jako v případě tepelného výpočtu přehříváku.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.6-28)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0594}{0,1295} \cdot \left(\frac{5,50 \cdot 0,1295}{6,2403 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6533^{0,4} = 15,67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.6-29)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1823 \cdot (410,4 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{886,7}{(410,4 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{886,7}{(410,4 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 16,20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-8,4107 \cdot 0,1 \cdot 0,2393} = 0,1823 \quad (6.6-30)$$



Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 28,38 \cdot 0,2963 = 8,4107 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}} \quad (6.6-31)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.6-32)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2393}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{410,4 + 273,15}{1000} \right) = 28,38 \frac{1}{\text{m} \cdot \text{MPa}}$$

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \varepsilon \cdot \frac{Q}{S} \right) + 273,15 = \left(259,7 + 0,006 \cdot \frac{2002,3 \cdot 10^3}{41,11} \right) + 273,15 \quad (6.6-33)$$
$$= 825,1 \text{ K}$$

kde S je povrch stěn kanálu:

$$S = 2 \cdot (l_{3t} + \check{s}_{3t}) \cdot h = 2 \cdot (2,9 + 5,22) \cdot 2,51 = 41,11 \text{ m}^2 \quad (6.6-34)$$

Množství tepla odevzdané do počítané plochy:

$$Q = M_{pv} \cdot (I_{sp1} - I_{sp2}) = 3,5649 \cdot (4127,7 - 3566,0) = 2002,3 \text{ kW} \quad (6.6-35)$$

kde I_{sp1} a I_{sp2} jsou entalpie spalín na začátku a konci střední části 3. tahu, které jsou odečteny pro teploty t_{sp1} a t_{sp2} z tabulky 1-5.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 15,67 + 16,20 = 31,86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.6-36)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_1} = \frac{31,86}{1 + 0,006 \cdot 31,86} = 26,75 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.6-37)$$

Teplu skutečně odebrané membránovými stěnami:

$$Q_{mes} = k \cdot S \cdot \Delta t = 26,75 \cdot 41,11 \cdot 149,2 = 164 \text{ kW} \quad (6.6-38)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{176,7 - 124,6}{\ln \frac{176,7}{124,6}} = 149,2 \text{ K} \quad (6.6-39)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{syt} = 436,4 - 259,7 = 176,7 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{syt} = 384,3 - 259,7 = 124,6 \text{ K}$$

6.6.3 Závěsné trubky

Parametry ZT:

- Střední tlak páry: $p_{stř} = 4,67 \text{ MPa}$ - voleno
- Vstupní teplota páry: $t_{p1} = 259,7 \text{ °C}$
- Výstupní teplota páry: $t_{p2} = 261,4 \text{ °C}$
- Množství páry: $M_{ppzt} = 14,23 \text{ kg/s}$

Střední teplota páry:

$$t_{pstř} = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2} = \frac{259,7 + 261,4}{2} = 260,6 \text{ °C} \quad (6.6-40)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu ze ZT:

$$v_1 = f(p_{stř}; t_{p1}) = f(4,67; 259,7) = 0,0426 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.6-41)$$

$$v_2 = f(p_{stř}; t_{p2}) = f(4,67; 261,4) = 0,0430 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.6-42)$$

Střední měrný objem páry:

$$v_{stř} = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{0,0426 + 0,0430}{2} = 0,0428 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (6.6-43)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{stř} = \frac{M_{ppzt} \cdot v_{stř}}{F_{zt}} = \frac{14,23 \cdot 0,0428}{0,0320} = 19,02 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.6-44)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro páru bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak páry.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,1712 \cdot 10^{-5}}{23,36} = 7,6666 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (6.6-45)$$



Součinitel přestupu ze strany páry:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{stř} \cdot d_{zt}}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.6-46)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,0539}{0,028} \cdot \left(\frac{19,02 \cdot 0,028}{7,6666 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,3978^{0,4} = 2388,5 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot D_{zt}}{v} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (6.6-47)$$

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,0594}{0,038} \cdot \left(\frac{5,50 \cdot 0,038}{6,2403 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6533^{0,4} = 20,02 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T}} \quad (6.6-48)$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3301 \cdot (410,4 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{575,7}{(410,4 + 273,15)} \right)^4}{1 - \frac{575,7}{(410,4 + 273,15)}}$$

$$\alpha_s = 17,03 \frac{W}{m^2K}$$

kde stupeň černosti povrchu stěn $a_{st} = 0,8$ podle [2], T_z je absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn a T odpovídá střední teplotě spalin.

Stupeň černosti ohniště:

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-16,74 \cdot 0,1 \cdot 0,2393} = 0,3301 \quad (6.6-49)$$

Součinitel zeslabení sálání:

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} = 28,38 \cdot 0,2963 = 16,74 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (6.6-50)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny:

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \quad (6.6-51)$$

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1610}{3,16 \cdot \sqrt{0,02963 \cdot 0,2393}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{468,2 + 273,15}{1000} \right) = 28,38 \frac{1}{m \cdot MPa}$$



Účinná tloušťka sálové vrstvy se stanoví z rovnice

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_{zt}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 1,485}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2393 \text{ m} \quad (6.6-52)$$

kde příčná a podélná rozteč trubek s_1 a s_2 byly určeny dle předběžného výkresu kotle.

Teplota zaprášeného povrchu stěn:

$$T_z = \left(t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{Q}{F_{st}} \right) + 273,15 \quad (6.6-53)$$

$$T_z = \left(260,6 + \left(0,006 + \frac{1}{2388,5} \right) \cdot \frac{28,6 \cdot 10^3}{15,58} \right) + 273,15 = 575,7 \text{ K}$$

kde t je střední teplota média v trubkách a součinitel zanesení se určí z tabulky 5-1.

Množství tepla předané v rámci počítané plochy:

$$Q = \frac{M_{ppzt}}{M_{pv}} \cdot (I_{p2} - I_{p1}) = \frac{14,23}{3,5649} \cdot (2805,3 - 2798,2) = 28,6 \text{ kW} \quad (6.6-54)$$

kde I_{p1} a I_{p2} jsou entalpie páry na začátku a konci svislých ZT, které jsou funkcemi t_{p1} a t_{p2} .

Teplosměnná plocha závěsných trubek:

$$F_{st} = \pi \cdot D_{zt} \cdot h \cdot n_{zt} \cdot z_{zt} = \pi \cdot 0,038 \cdot 2,51 \cdot 26 \cdot 2 = 15,58 \text{ m}^2 \quad (6.6-55)$$

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 20,02 + 17,03 = 37,05 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.6-56)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 37,05 = 22,23 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (6.6-57)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teplo skutečně odebrané ZT:

$$Q_{zt_skut} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 22,23 \cdot 15,58 \cdot 148,4 = 51,4 \text{ kW} \quad (6.6-58)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{175 - 124,6}{\ln \frac{175}{124,6}} = 148,4 \text{ K} \quad (6.6-59)$$



$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{p2} = 436,4 - 261,4 = 175 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{p1} = 384,3 - 259,7 = 124,6 \text{ K}$$

6.6.4 Teplota na konci horní části 3. tahu s přehřívákem 1A

Teplo spalin na začátku $Q_{sp1} = 14959,9 \text{ kW}$.

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{př1A} - Q_{mes} - Q_{zt} = 14595,9 - 1673,9 - 164 - 51,4 \quad (6.6-60)$$

$$Q_{sp2} = 13070,5 \text{ kW}$$

Nová entalpie spalin na konci střední části 3. tahu:

$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{13070,5}{3,5649} = 3666,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.6-61)$$

Nová teplota spalin podle tabulky 1-5 odpovídá hodnotě $384,4 \text{ °C}$. Rozdíl mezi volenou a přepočítanou teplotou spalin na konci horní části 3. tahu s přehřívákem 1A je $0,1 \text{ °C}$.



7 Výpočet 4. a 5. tahu

Ve čtvrtém a pátém tahu se nachází jednotlivé bloky ekonomizéru, které jsou zavěšeny na rozdíl od tahu třetího na nechlazených ZT. Také stěny těchto tahu jsou již nechlazené a tvoří je obyčejné plechy.

7.1 Rozměry 4. a 5. tahu

Délka a šířka těchto tahu se může lišit od těch předchozích. Opět se navrhuje podle rozměrů ekonomizéru s ohledem na rychlosti proudění spalin (cca 6,5 m/s) a vody (cca 1 m/s). Výstupní teplota spalin na konci kotle je omezena nízkoteplotní korozí od síry obsažené v palivu. Tuto teplotu odhaduji na základě konzultace.

Znamé vstupní parametry:

- vstupní teplota spalin $t_{sp1} = 384,4 \text{ °C}$

Volené parametry:

- výstupní teplota spalin na konci kotle $t_{sp2} = 140 \text{ °C}$
- délka 4. a 5. tahu $l_{EKO} = 3,9 \text{ m}$
- šířka 4. a 5. tahu $š_{EKO} = 2,92 \text{ m}$
- vnější průměr trubek EKA: $D = 31,8 \text{ mm}$
- tloušťka trubek EKA: $s = 4 \text{ mm}$
- počet řad trubek: $n = 36$
- počet trubek v jedné řadě: $z = 1$
- počet podélných řad $z_2 = 232$
- délka jedné trubky: $l_e = 3,78 \text{ mm}$

Vnitřní průměr trubek:

$$d = D - 2 \cdot s = 31,8 - 2 \cdot 4 = 23,8 \text{ mm} \quad (7-1)$$

Světlý průřez pro vodu:

$$F_p = n \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 36 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} = 0,0160 \text{ m}^2 \quad (7-2)$$

Střední teplota voda:

$$t_{vstř} = \frac{t_{EKOin} + t_{EKOout}}{2} = \frac{110 + 247,2}{2} = 178,6 \text{ °C} \quad (7-3)$$

Střední tlak vody:

$$p_{stř} = \frac{p_{EKOin} + p_{EKOout}}{2} = \frac{5,17 + 4,67}{2} = 4,92 \text{ MPa} \quad (7-4)$$

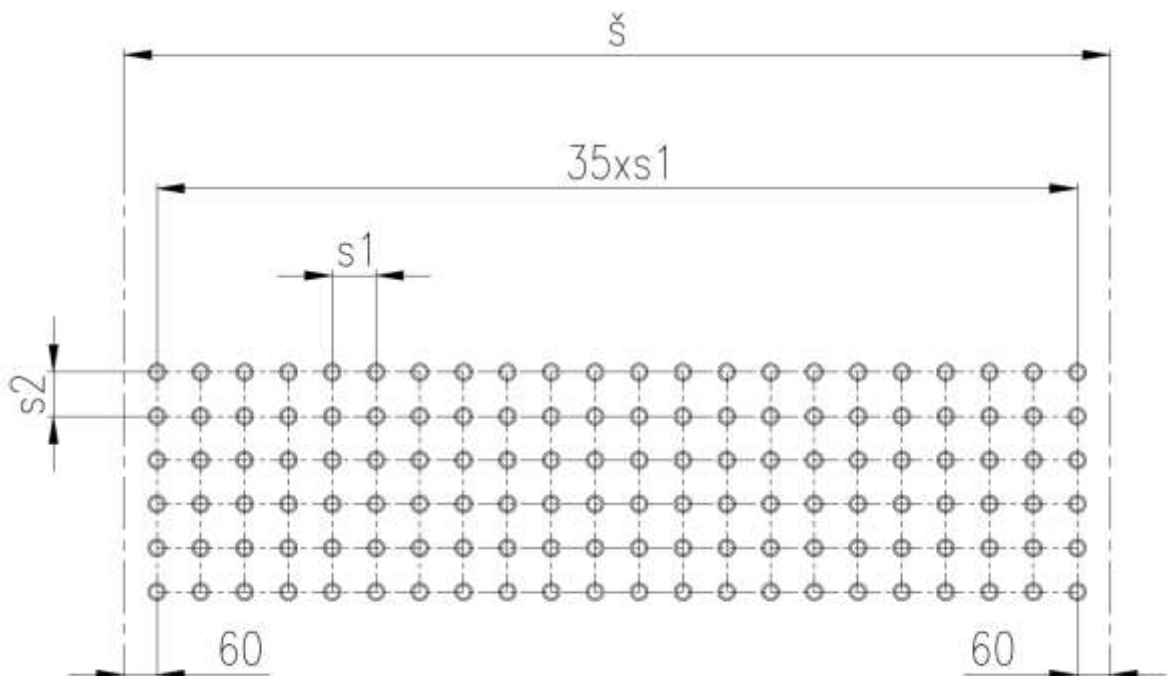
Střední měrný objem vody:

$$v_{stř} = f(p_{stř}; t_{vstř}) = f(4,92; 178,6) = 0,001146 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (7-5)$$

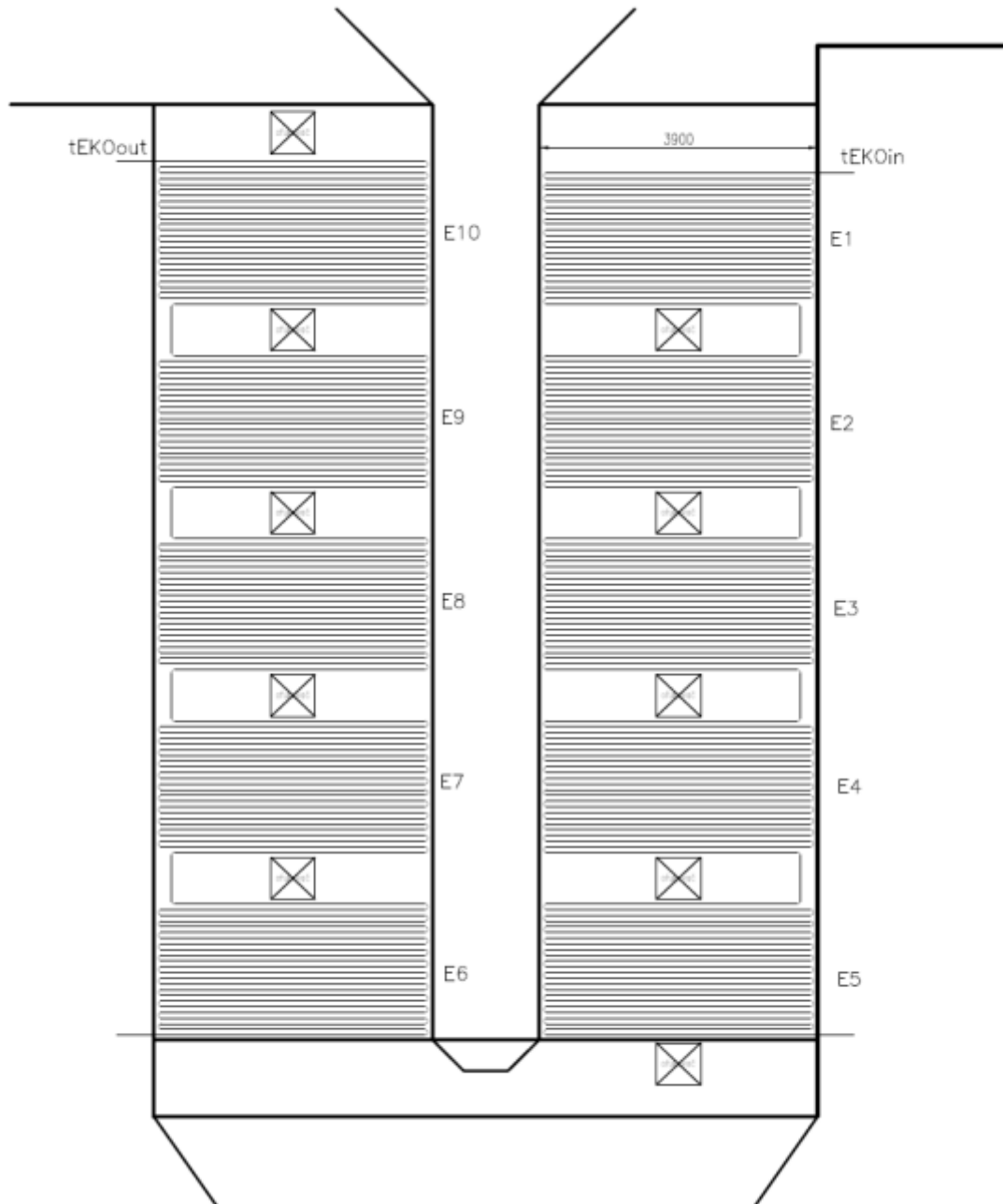
Střední rychlost vody:

$$w_{vstř} = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{14,23 \cdot 0,0492}{0,0160} = 1,02 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7-6)$$

7.2 Ekonomizér



Obrázek 7-1 Uspořádání trubek EKA



Obrázek 7-2 Schéma 4. a 5. tahu s ekonomizérem

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel dynamické viskozity μ , hustota ρ a Prandtlovo číslo pro vodu bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu a tlak vody.

Součinitel kinematické viskozity ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,5236 \cdot 10^{-4}}{891,1} = 1,7099 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (5-1)$$

Součinitel přestupu ze strany páry:



$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left(\frac{w_{\text{vstř}} \cdot d}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (7-7)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,6783}{0,0238} \cdot \left(\frac{1,02 \cdot 0,0238}{1,7099 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 0,9876^{0,4} = 8613,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Světlý průřez spalin:

$$F_{\text{sp}} = l_{\text{EKO}} \cdot \check{s}_{\text{EKO}} - \left(l_e \cdot D \cdot n + n_{\text{zt}} \cdot z_{\text{zt}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{zt}}^2}{4} \right) \quad (7-8)$$

$$F_{\text{sp}} = 2,97 \cdot 5,22 - \left(3,78 \cdot 0,0318 \cdot 36 + 18 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \right) = 7,04 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin:

$$t_{\text{spstř}} = \frac{t_{\text{sp1}} + t_{\text{sp2}}}{2} = \frac{384,4 + 140}{2} = 262,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7-9)$$

Střední objemový tok spalin:

$$M_{\text{spstř}} = M_{\text{sp}} \cdot \left(\frac{273,15 + t_{\text{spstř}}}{273,15} \right) = 23,3715 \cdot \left(\frac{273,15 + 262,2}{273,15} \right) = 45,8 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (7-10)$$

Střední rychlost spalin:

$$w_{\text{spstř}} = \frac{M_{\text{spstř}}}{F_{\text{sp}}} = \frac{45,8}{7,04} = 6,51 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7-11)$$

Součinitel tepelné vodivosti λ , součinitel kinematické viskozity ν a Prandtlovo číslo bylo odečteno z literatury [2] pro střední teplotu spalin $t_{\text{spstř}}$ a pro podíl vody ve spalinách dle vzorce 1-39.

Oprava na počet podélných řad c_z byla zvolena pro počet podélných řad $z_2 > 10$ na hodnotu $c_z = 1$.

Poměrná podélná a příčná rozteč:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (7-12)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (7-13)$$

kde příčná rozteč trubek s_1 a podélná rozteč s_2 byla volena na hodnotu 80 mm.

Opravný součinitel $c_s = 1$ pro $\sigma_2 > 2$.

Součinitel přestupu tepla konvekcí:



$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w_{spstř} \cdot D}{v} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \quad (7-14)$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0461}{0,0318} \cdot \left(\frac{6,51 \cdot 0,0318}{4,0869 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,6741^{0,4} = 65,10 \frac{W}{m^2K}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním zanedbávám pro teplotu spalin nižší než 400 °C.

Celkový součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_1 = \alpha_k = 65,10 \frac{W}{m^2K} \quad (7-15)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 65,10 = 38,77 \frac{W}{m^2K} \quad (7-16)$$

kde součinitel tepelné efektivity ψ je odečten z [2].

Teplosměnná plocha ekonomizéru:

$$F_{st} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n \cdot z_2 = \pi \cdot 0,0318 \cdot 3,78 \cdot 36 \cdot 232 = 3154 \text{ m}^2 \quad (7-17)$$

Teplu skutečně odebrané ekonomizérem:

$$Q_{EKO} = k \cdot F_{st} \cdot \Delta t = 38,54 \cdot 3154 \cdot 70,5 = 8621,1 \text{ kW} \quad (7-18)$$

Střední teplotní logaritmický spát:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{137,2 - 30}{\ln \frac{137,2}{30}} = 70,5 \text{ K} \quad (7-19)$$

$$\Delta t_1 = t_{sp1} - t_{EKOout} = 384,4 - 247,2 = 137,2 \text{ K}$$

$$\Delta t_2 = t_{sp2} - t_{EKOin} = 140 - 110 = 30 \text{ K}$$

7.3 Teplota spalin na výstupu z kotle

Teplu spalin na začátku $Q_{sp1} = 13070,5 \text{ kW}$.

$$Q_{sp2} = Q_{sp1} - Q_{EKO} = 13070,5 - 8621,1 \quad (7-20)$$

$$Q_{sp2} = 4449,4 \text{ kW}$$

Entalpie spalin na konci kotle:



$$I_{sp2} = \frac{Q_{sp2}}{M_{pv}} = \frac{4449,4}{3,5649} = 1248,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7-21)$$

Nová teplota spalin podle tabulky 1-5 odpovídá hodnotě 141,5 °C. Rozdíl mezi volenou a přepočítanou teplotou spalin na konci kotle je 1,5 °C.

7.4 Kontrola tepelné bilance

Celkové teplo odebírané výparníkem:

$$Q_{mes} = Q_{messk} + Q_{mes2t} + Q_{mesok} + Q_{mespř2} + Q_{mespř3} + Q_{mespř1B} + Q_{mespř1A} \quad (7-22)$$

$$Q_{mes} = 15779,8 + 7051,3 + 776,6 + 604,7 + 365,9 + 251,6 + 164,0$$

$$Q_{mes} = 24994 \text{ kW}$$

Tabulka 7-1 Skutečná tepla předaná médiu teplosměnnými plochami

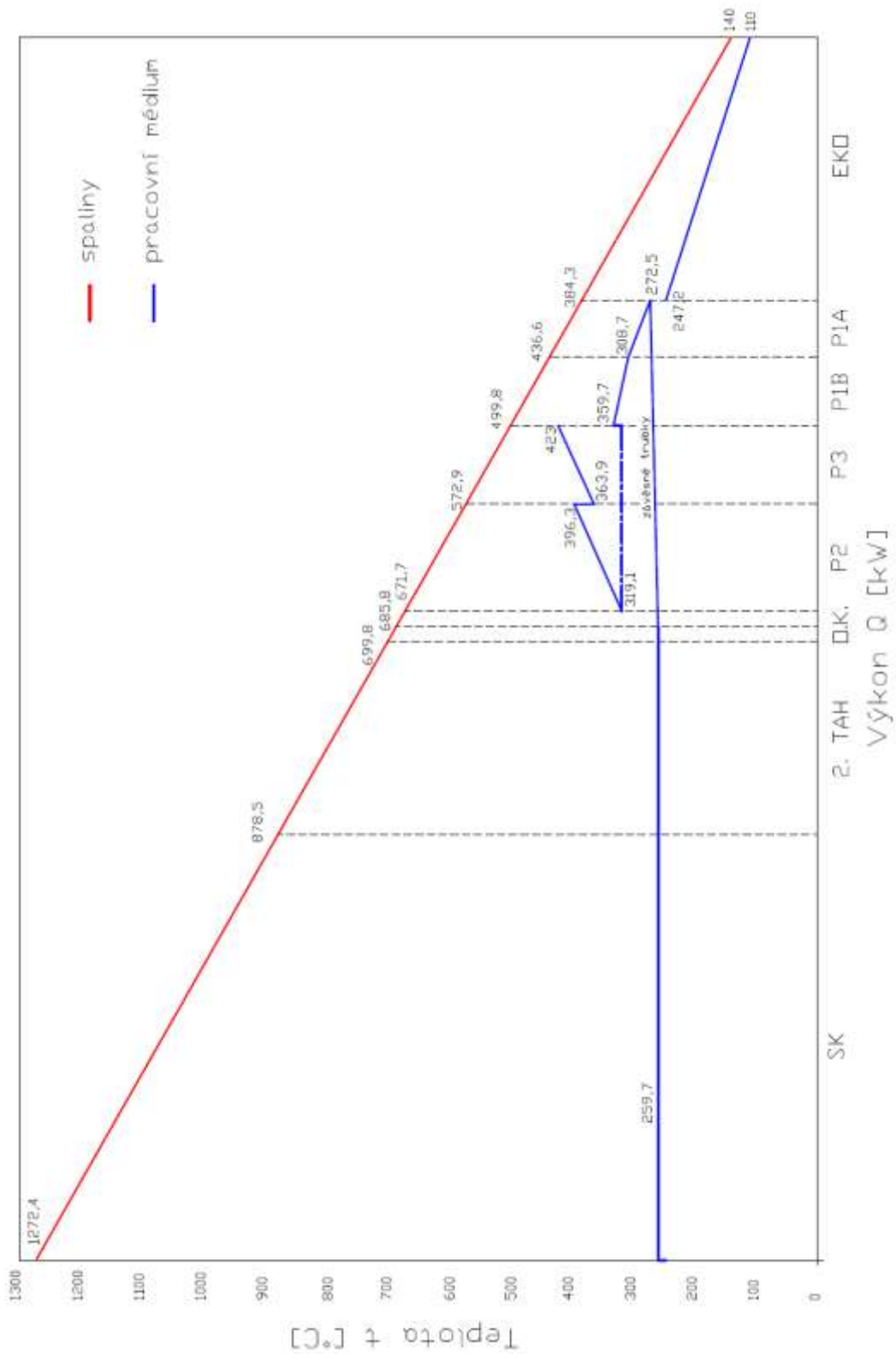
Teplosměnná plocha	Potřebné teplo
	Q [kW]
ekonomizér	8640,3
výparník	24994,0
závěsné trubky	742,1
přehřívák IA	1673,9
přehřívák IB	1988,3
přehřívák II	2969,6
přehřívák III	2208,4
Q_{cskut}	43174,4

Odchylka skutečného tepelného výkonu od návrhového:

$$\frac{Q_{cskut} - Q_c}{Q_{cskut}} \cdot 100 = \frac{43174,4 - 42780,9}{43174,4} \cdot 100 = 0,91 \% \quad (7-23)$$

Dle [2] by odchylka neměla být vyšší než 2 % a tato podmínka je splněna.

7.5 Pilový diagram



Obrázek 7-3 Pilový diagram

8 Ohřívák vzduchu

Ohřívák vzduchu slouží k předehřevu nasávaného spalovacího vzduchu, který je přiváděn do spalovací komory. Obvykle se vzduch ohřívá primárně kvůli vyšší vlhkosti paliva, která zhoršuje spalovací podmínky a vede k vysokým emisím CO_2 .

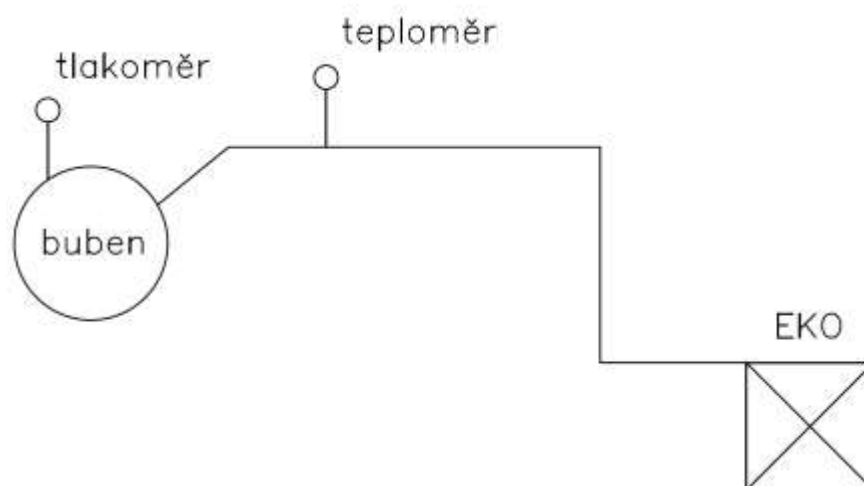
- od vlhkosti 30% předehřev na 100 – 150 °C
- od vlhkosti 40% předehřev na cca 200 °C
- od vlhkosti 50% předehřev na cca 260 °C

V tomto případě je ale vlhkost paliva 25 %, a tak by OVZ součástí kotle být nemusel. Nicméně je dobré, aby jím byl kotel vybaven a v případě potřeby se dal použít, než aby ho kotel neměl a musel se později dodělat, což by vedlo k odstávce a finančním ztrátám. Takový případ nastat může, neboť přiváděné palivo nemusí mít vždy takové parametry, na které byl kotel počítán. Výkon kotle se pak mění v určitém rozsahu.

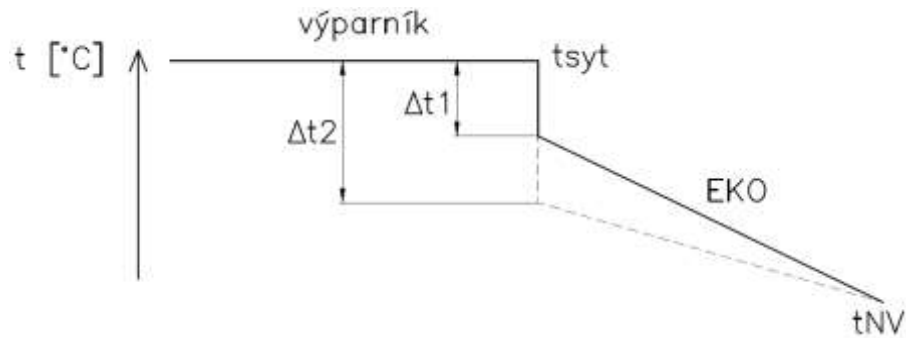
Ohřívák vzduchu je jednou z možností regulace a jeho využití se předpokládá hlavně kvůli nízkému nedohřevu mezi ekonomizérem a výparníkem. Nedohřev je důležitý proto, aby ohřívána voda nezačala vařit už v ekonomizéru a nepoškodila jej.

Jako další možnost pro zvětšení tohoto nedohřevu při udržení zadané teploty spalin na konci kotle by se nabízelo zmenšit velikosti EKA a zvětšit plochu výparníku. To by vyžadovalo zvednutí SK i druhého tahu, což je ale ekonomicky nevýhodné, protože každý metr SK do výšky může znamenat například 1 mil. korun navíc. Oproti tomu cena OVZ se pohybuje v řádech deseti tisíců korun.

Zadané palivo spadá do kategorie biomasy a doporučená velikost nedohřevu je u takových druhů paliv alespoň 25 °C kvůli jeho nestálému složení. Protože je nedohřev navržen na pouhých 12,5 °C podle kapitoly 4.5, bude velikost nedohřevu kontrolována pomocí měřící techniky. Na převáděcím potrubí z EKA bude nainstalován teploměr hlídající výstupní teplotu vody a zároveň se využijí data z tlakoměru v bubnu kotle. Tlak v bubnu má přímý vliv na teplotu sytosti vody a jakmile nedohřev klesne pod 8 – 10 °C, začne fungovat OVZ.

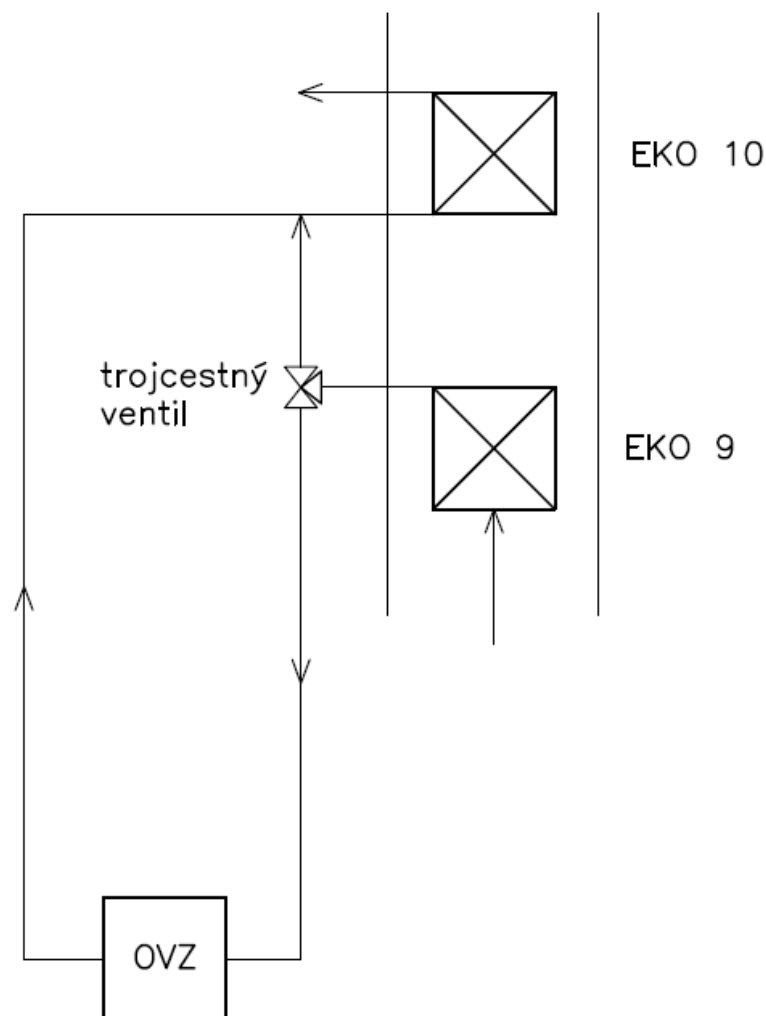


Obrázek 8-1 Měřící zařízení pro kontrolu nedohřevu



Obrázek 8-2 Změna nedohřevu po zapojení OVZ

Vše je umožněno díky provedení OVZ, který je zařazený mezi poslední a předposlední blok ekonomizéru. Vzduch není v tomto případě ohříván spaliny, kvůli riziku koroze, nýbrž vodou z EKA.



Obrázek 8-3 Provedení zapojení OVZ

Účelem OVZ není primárně ohřev vzduchu, a tak je pro regulaci teploty vody použit trojcestný ventil. Přivedení teplého vzduchu do SK (okolo 100 až 120 °C) bude mít za následek zvýšení adiabatické teploty a teploty na konci SK, 2. tahu i na přehřívacích. Většinu převedeného tepla tak odebere výparník, část se předá také do přehříváků.



9 Buben

Rozměry bubnu závisí na typu jeho vestavby, která může být plechová nebo cyklonová. Volím buben s cyklonovou vestavbou, který dle konzultace dosahuje lepších výsledků při separaci vody a páry.

Zatížení bubnu je dáno vztahem

$$z = \frac{M_{pp}}{V} \quad (9-1)$$

kde V je objem poloviny bubnu. Pro tlak v bubnu $p_{výp} = 4,67$ MPa je dle interních materiálů PBS Brno maximální dovolené zatížení parního prostoru bubnu $z = 5,66$.

$$z = \frac{M_{pp}}{V} \Rightarrow V = \frac{M_{pp}}{z} = \frac{15,2778}{5,66} = 2,699 \text{ m}^3 \quad (9-2)$$

Pro objem poloviny bubnu také platí vztah

$$V = \frac{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l\right)}{2} \quad (9-3)$$

kde l je délka bubnu a d je vnitřní průměr bubnu.

Vnější průměr bubnu volím $D = 1400$ mm a tloušťku stěny bubnu volím $s = 40$ mm.

Vnitřní průměr bubnu:

$$d = D - 2 \cdot s = 1400 - 2 \cdot 40 = 1320 \text{ mm} \quad (9-4)$$

Ze vztahu 8-3 pak lze určit minimální délka bubnu:

$$l = \frac{8 \cdot V}{\pi \cdot d^2} = \frac{8 \cdot 2,699}{\pi \cdot 1,32^2} = 3,9449 \text{ m} \quad (9-5)$$

Pro buben této délky volím vestavbu složenou z 10 cyklonů o průměru $d_{cyk} = 326$ mm s ohledem na maximální průtok páry jedním cyklonem.



10 Chlorová koroze

Z důvodu přítomnosti chloru v palivu s obsahem větším než 0,05 % je nutné kontrolovat teplosměnné plochy z hlediska nebezpečí vzniku vysokoteplotní koroze. K této kontrole slouží Flingernův diagram, pro jehož sestavení jsou důležitými faktory teplota spalin t_{sp} a teplota povrchu trubek na straně spalin t_w .

Teplota povrchu trubek se stanoví dle vztahu

$$t_w = t + \Delta t \quad (10-1)$$

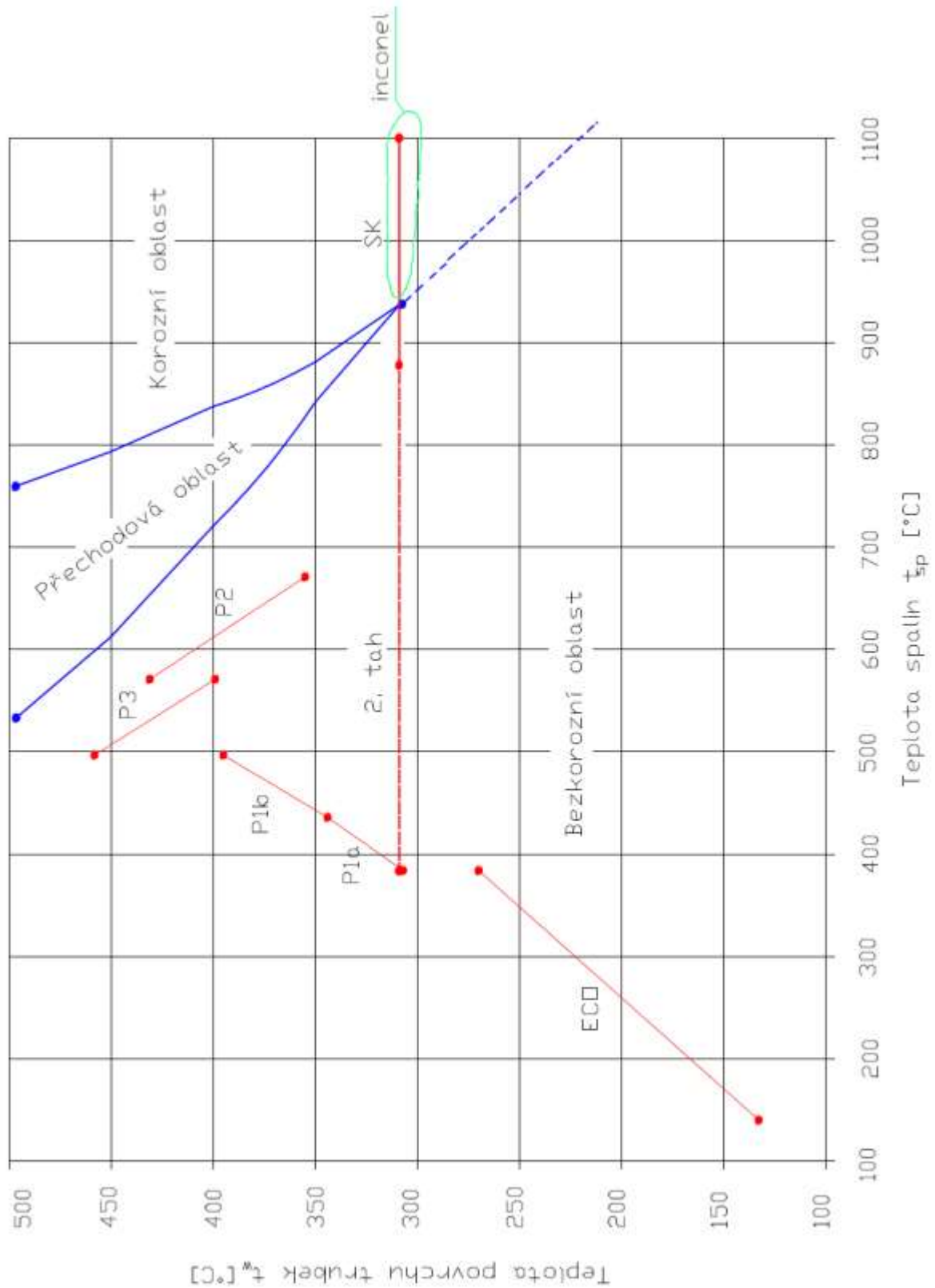
kde t je teplota média v trubkách a Δt je teplotní přírůstek odečtený z normy ČSN EN 12952-3.

Tabulka 10-1 Teplotní přírůstky

Fyzikální stav	Teplotní přírůstky	
	Otápěné části	
	Ohřev převážně sáláním	Ohřev převážně konvekcí
Voda nebo směs voda/pára	50 °C	(15 + s) °C
Přehřátá pára	50 °C	35 °C

Z tabulky 10-1 je vidět, že na výparník připadá teplotní schodek 50 °C, stěna trubek přehříváků se uvažuje o 35 °C stupňů vyšší než teplota média a u ekonomizéru s tloušťkou trubek 4 mm se uvažuje teplota povrchu trubek 23 °C.

Obecně je protiproudé uspořádání přehříváků ekonomičtější, protože je v takovém případě intenzivnější přestup tepla díky vyšším tepelným spádům. Flingernův diagram vysvětluje souproudé uspořádání přehříváků P2 a P3, u kterých by v případě protiproudého provedení již mohlo docházet ke korozi chloru na vnějších stěnách trubek, a tím k jejich degradaci. Ukazuje také, že je potřeba opatřit část vnitřních stěn spalovací komory (ta část, která není kryta šamotovou vyzdívkou) protikorozním návarem, pro který volím slitinu Inconel.



Obrázek 10-1 Flingernův diagram



11 Hydraulický výpočet

Hydraulický výpočet neboli výpočet tlakových ztrát je zapotřebí pro ověření správnosti odhadů tlakových ztrát v jednotlivých teplosměnných plochách, a také pro nadimenzování čerpadel. Je proveden pro přehříváky 3, 2, 1B a 1A, závěsné trubky a ekonomizér. Předpokládá se ustálený proud kapaliny a jsou použity následující vztahy [6]:

- ztráta třením

$$\Delta p_t = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho \quad (11-1)$$

- ztráta místními odpory

$$\Delta p_m = \sum \xi_m \frac{w^2}{2} \rho \quad (11-2)$$

- změna tlaku způsobená hydrostatickým tlakem

$$\Delta p_h = \Delta h \cdot g \cdot \rho \quad (11-3)$$

- dynamický tlakový spád

$$\Delta p_d = \frac{w_2^2}{2} \rho_2 - \frac{w_1^2}{2} \rho_1 \quad (11-4)$$

- součinitel tření pro turbulentní proudění

$$\lambda = \left[2 \cdot \log \left(3,715 \cdot \frac{d}{\varepsilon} \right) \right]^{-2} \quad (11-5)$$

kde l [m] je délka protékaného úseku, d [m] vnitřní průměr protékaného úseku, w [m/s] rychlost proudění, ρ [kg/m³] měrná hmotnost kapaliny, ξ_m [-] součinitel místních odporů, Δh [m] rozdíl výšek, g [m/s²] tíhové zrychlení a ε [m] drsnost povrchu potrubí.

Celková tlaková ztráta je dána součtem ztrát dílčích

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_m + \Delta p_h + \Delta p_d \quad (11-6)$$

Změna tlaku způsobená hydrostatickým tlakem a dynamický tlakový spád mají zanedbatelné hodnoty vůči ostatním dílčím ztrátám, proto je ve výpočtu neuvažují.

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_m \quad (11-7)$$

Jedinou výjimkou je případ, kdy pro nadimenzování čerpadla je potřeba počítat s výtlačnou výškou bubnu, do které musí čerpadlo vodu vytlačit.



Vztah 11-7 je možné dále upravit do transparentnější podoby

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho + \sum \xi_m \frac{w^2}{2} \rho$$

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{w_{stř}^2}{2} \rho_{stř} + \sum \xi_{kol} \frac{w_{stř}^2}{2} \rho_{stř} + \xi_{vt} \frac{w_1^2}{2} \rho_1 + \xi_{vyt} \frac{w_2^2}{2} \rho_2$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \left(\xi_{vt} w_1^2 \rho_1 + \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_{kol} \right) w_{stř}^2 \rho_{stř} + \xi_{vyt} w_2^2 \rho_2 \right) \quad (11-8)$$

Vtokový a výtokový součinitel volím dle [3].

Ztrátový součinitel kolen se určí pomocí lineární interpolace z tabulky 11-1.

Tabulka 11-1 Tabulka ztrát pro kolena s ohybem 90°

d/r	ξ
0,1	0,13
0,4	0,14
0,8	0,21
1,0	0,29
2,0	1,98

11.1 Přehřívák 3

Tabulka 11-2 Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku 3

Veličina	Velikost	Jednotka
Střední délka trubky l	34,49	m
Vnitřní průměr trubky d	0,0257	m
Střední rychlost páry $w_{stř}$	19,21	m/s
Drsnost povrchu potrubí ε	0,00008	m
Výstupní tlak $p_{př3out}$	4,2	MPa

Měrný objem páry na vstupu a výstupu:

$$v_1 = f(p_{př3out}; t_{př3in}) = f(4,2; 364) = 0,0649 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-9)$$



$$v_2 = f(p_{př3out}; t_{př3out}) = f(4,2; 423) = 0,0727 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-10)$$

Rychlost páry na vstupu a výstupu:

$$w_1 = \frac{M_{pp} \cdot v_1}{F_p} = \frac{15,28 \cdot 0,0649}{0,0539} = 18,40 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-11)$$

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot v_2}{F_p} = \frac{15,28 \cdot 0,0727}{0,0539} = 20,59 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-12)$$

Měrná hmotnost páry na vstupu a výstupu:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,0649} = 15,40 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-13)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0,0727} = 13,76 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-14)$$

Střední měrná hmotnost páry:

$$\rho_{stř} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{15,40 + 13,76}{2} = 14,512 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-15)$$

Součinitel tření:

$$\lambda = \left[2 \cdot \log \left(3,715 \cdot \frac{0,0257}{0,00008} \right) \right]^{-2} = 0,026$$

Poměr mezi vnitřním průměrem a úhlem ohybu trubky, místní odpor jednoho kolena:

$$\frac{d}{r} = \frac{25,7}{45} = 0,572 \Rightarrow \xi_{kol} = 0,170 \quad (11-16)$$

Přehřívák 3 má 24 kolen, pak celková ztráta koleny je

$$\sum \xi_{kol} = 24 \cdot 0,170 = 4,08$$

Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_{př3} = \frac{1}{2} \left(0,7 \cdot 18,4^2 \cdot 15,4 + \left(0,026 \cdot \frac{34,49}{0,0257} + 4,08 \right) \cdot 19,21^2 \cdot 14,52 + 0,4 \cdot 20,59^2 \cdot 13,76 \right)$$

$$\Delta p_{př3} = 0,113 \text{ MPa}$$

11.2 Přehřívák 2

Tabulka 11-3 Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku 2

Veličina	Velikost	Jednotka
Střední délka trubky l	29,63	m
Vnitřní průměr trubky d	0,03	m
Střední rychlost páry $w_{stř}$	16,39	m/s
Drsnost povrchu potrubí ϵ	0,00008	m

Výstupní tlak:

$$p_{př2out} = p_{př3out} + \Delta p_{př3} = 4,2 + 0,113 = 4,313 \text{ MPa} \quad (11-17)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu:

$$v_1 = f(p_{př2out}; t_{př2in}) = f(4,313; 319) = 0,0568 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-18)$$

$$v_2 = f(p_{př2out}; t_{př2out}) = f(4,313; 396) = 0,0673 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-19)$$

Rychlost páry na vstupu a výstupu:

$$w_1 = \frac{M_{pp} \cdot v_1}{F_p} = \frac{14,83 \cdot 0,0545}{0,0551} = 15,30 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-20)$$

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot v_2}{F_p} = \frac{14,83 \cdot 0,0671}{0,0551} = 18,11 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-21)$$

Měrná hmotnost páry na vstupu a výstupu:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,0545} = 18,35 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-22)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0,0671} = 14,90 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-23)$$

Střední měrná hmotnost páry:

$$\rho_{stř} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{18,35 + 14,90}{2} = 16,62 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-24)$$



Součinitel tření:

$$\lambda = \left[2 \cdot \log \left(3,715 \cdot \frac{0,03}{0,00008} \right) \right]^{-2} = 0,025$$

Poměr mezi vnitřním průměrem a úhlem ohybu trubky, místní odpor jednoho kolena:

$$\frac{d}{r} = \frac{30}{45} = 0,667 \Rightarrow \xi_{kol} = 0,187 \quad (11-25)$$

Přehřívák 2 má 18 kolen, pak celková ztráta koleny je

$$\sum \xi_{kol} = 18 \cdot 0,187 = 3,37$$

Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_{př2} = \frac{1}{2} \left(0,7 \cdot 15,3^2 \cdot 18,35 + \left(0,025 \cdot \frac{29,63}{0,03} + 3,37 \right) \cdot 16,39^2 \cdot 16,62 + 0,4 \cdot 18,11^2 \cdot 14,90 \right)$$

$$\Delta p_{př2} = 0,066 \text{ MPa}$$

11.3 Přehřívák 1B

Tabulka 11-4 Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku 1B

Veličina	Velikost	Jednotka
Střední délka trubky l	34,49	m
Vnitřní průměr trubky d	0,0238	m
Střední rychlost páry $w_{stř}$	17,11	m/s
Drsnost povrchu potrubí ϵ	0,00008	m

Výstupní tlak:

$$p_{př1Bout} = p_{př2out} + \Delta p_{př2} = 4,313 + 0,066 = 4,379 \text{ MPa} \quad (11-26)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu:

$$v_1 = f(p_{př1Bout}; t_{př1Bin}) = f(4,379; 309) = 0,0511 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-27)$$

$$v_2 = f(p_{př1Bout}; t_{př1Bout}) = f(4,379; 360) = 0,0602 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-28)$$

Rychlost páry na vstupu a výstupu:



$$w_1 = \frac{M_{pp} \cdot v_1}{F_p} = \frac{14,23125 \cdot 0,0511}{0,0463} = 15,71 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-29)$$

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot v_2}{F_p} = \frac{14,23125 \cdot 0,0602}{0,0463} = 18,50 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-30)$$

Měrná hmotnost páry na vstupu a výstupu:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,0511} = 19,57 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-31)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0,0602} = 16,61 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-32)$$

Střední měrná hmotnost páry:

$$\rho_{\text{stř}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{19,57 + 16,61}{2} = 18,09 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-33)$$

Součinitel tření:

$$\lambda = \left[2 \cdot \log \left(3,715 \cdot \frac{0,0238}{0,00008} \right) \right]^{-2} = 0,027 \quad (11-34)$$

Poměr mezi vnitřním průměrem a úhlem ohybu trubky, místní odpor jednoho kolena:

$$\frac{d}{r} = \frac{23,8}{45} = 0,529 \Rightarrow \xi_{\text{kol}} = 0,162 \quad (11-35)$$

Přehřívák 1B má 24 kolen, pak celková ztráta koleny je

$$\sum \xi_{\text{kol}} = 24 \cdot 0,162 = 3,888$$

Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_{\text{př1B}} = \frac{1}{2} \left(0,7 \cdot 15,71^2 \cdot 19,57 + \left(0,027 \cdot \frac{34,49}{0,0238} + 3,9 \right) \cdot 17,11^2 \cdot 18,09 + 0,4 \cdot 18,50^2 \cdot 16,61 \right)$$

$$\Delta p_{\text{př1B}} = 0,121 \text{ MPa}$$

11.4 Přehřívák 1A

Tabulka 11-5 Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku 1A

Veličina	Velikost	Jednotka
Střední délka trubky l	34,49	m
Vnitřní průměr trubky d	0,0238	m
Střední rychlost páry $w_{stř}$	15,14	m/s
Drsnost povrchu potrubí ϵ	0,00008	m

Výstupní tlak:

$$p_{př1Aout} = p_{př1Bout} + \Delta p_{př1B} = 4,379 + 0,121 = 4,5 \text{ MPa} \quad (11-36)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu:

$$v_1 = f(p_{př1Aout}; t_{př1Ain}) = f(4,5; 272) = 0,0453 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-37)$$

$$v_2 = f(p_{př1Aout}; t_{př1Aout}) = f(4,5; 309) = 0,0531 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-38)$$

Rychlost páry na vstupu a výstupu:

$$w_1 = \frac{M_{pp} \cdot v_1}{F_p} = \frac{14,23125 \cdot 0,0453}{0,0463} = 13,92 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-39)$$

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot v_2}{F_p} = \frac{14,23125 \cdot 0,0531}{0,0463} = 16,32 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-40)$$

Měrná hmotnost páry na vstupu a výstupu:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,0453} = 22,08 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-41)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0,0531} = 18,83 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-42)$$

Střední měrná hmotnost páry:

$$\rho_{stř} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{22,08 + 18,83}{2} = 20,46 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-43)$$



Součinitel tření:

$$\lambda = \left[2 \cdot \log \left(3,715 \cdot \frac{0,0238}{0,00008} \right) \right]^{-2} = 0,027 \quad (11-44)$$

Poměr mezi vnitřním průměrem a úhlem ohybu trubky, místní odpor jednoho kolena:

$$\frac{d}{r} = \frac{23,8}{45} = 0,529 \Rightarrow \xi_{\text{kol}} = 0,162 \quad (11-45)$$

Přehřívák 1A má 24 kolen, pak celková ztráta koleny je

$$\sum \xi_{\text{kol}} = 24 \cdot 0,162 = 3,888$$

Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_{\text{př1A}} = \frac{1}{2} \left(0,7 \cdot 13,92^2 \cdot 22,08 + \left(0,027 \cdot \frac{34,49}{0,0238} + 3,9 \right) \cdot 15,14^2 \cdot 20,46 + 0,4 \cdot 16,32^2 \cdot 18,83 \right)$$

$$\Delta p_{\text{př1A}} = 0,104 \text{ MPa}$$

11.5 Závěsné trubky

Tabulka 11-6 Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v ZT

Veličina	Velikost	Jednotka
Střední délka trubky l	14	m
Vnitřní průměr trubky d	0,028	m
Drsnost povrchu potrubí ε	0,00008	m

Výstupní tlak:

$$p_{\text{ztout}} = p_{\text{př1Aout}} + \Delta p_{\text{př1A}} = 4,5 + 0,104 = 4,604 \text{ MPa} \quad (11-46)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu:

$$v_1 = f(p_{\text{ztout}}; t_{\text{př1Ain}}) = f(4,604; 260) = 0,0429 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-47)$$

$$v_2 = f(p_{\text{ztout}}; t_{\text{př1Aout}}) = f(4,604; 272) = 0,0452 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-48)$$

Rychlost páry na vstupu a výstupu:



$$w_1 = \frac{M_{pp} \cdot v_1}{F_p} = \frac{14,23125 \cdot 0,0429}{0,032} = 19,10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-49)$$

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot v_2}{F_p} = \frac{14,23125 \cdot 0,0452}{0,032} = 20,12 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-50)$$

Střední rychlost páry:

$$w_{stř} = \frac{w_1 + w_2}{2} = \frac{19,10 + 20,12}{2} = 19,61 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-51)$$

Měrná hmotnost páry na vstupu a výstupu:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,0429} = 23,284 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-52)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0,0452} = 22,107 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-53)$$

Střední měrná hmotnost páry:

$$\rho_{stř} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{23,284 + 22,107}{2} = 22,696 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-54)$$

Součinitel tření:

$$\lambda = \left[2 \cdot \log \left(3,715 \cdot \frac{0,028}{0,00008} \right) \right]^{-2} = 0,026 \quad (11-55)$$

Ztrátu kolen jsem u ZT zanedbal.

Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_{zt} = \frac{1}{2} \left(0,7 \cdot 19,1^2 \cdot 23,284 + \left(0,026 \cdot \frac{14}{0,028} \right) \cdot 19,61^2 \cdot 22,696 + 0,4 \cdot 20,12^2 \cdot 22,107 \right)$$

$$\Delta p_{zt} = 0,062 \text{ MPa}$$

11.6 Ekonomizér

Tabulka 11-7 Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v EKV

Veličina	Velikost	Jednotka
Střední délka trubky l	856	m
Vnitřní průměr trubky d	0,0238	m
Střední rychlost vody $w_{stř}$	1,019	m/s
Drsnost povrchu potrubí ϵ	0,00008	m

Výstupní tlak:

$$p_{EKOut} = p_{ztout} + \Delta p_{zt} = 4,604 + 0,062 = 4,666 \text{ MPa} \quad (11-56)$$

Měrný objem páry na vstupu a výstupu:

$$v_1 = f(p_{EKOut}; t_{EKIn}) = f(4,666; 110) = 0,00105 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-57)$$

$$v_2 = f(p_{EKOut}; t_{EKOut}) = f(4,666; 247) = 0,00124 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (11-58)$$

Rychlost páry na vstupu a výstupu:

$$w_1 = \frac{M_{pp} \cdot v_1}{F_p} = \frac{14,23125 \cdot 0,00105}{0,0160} = 0,93 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-59)$$

$$w_2 = \frac{M_{pp} \cdot v_2}{F_p} = \frac{14,23125 \cdot 0,00124}{0,0160} = 1,11 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (11-60)$$

Měrná hmotnost páry na vstupu a výstupu:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,00105} = 952,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-61)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0,00124} = 806,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-62)$$

Střední měrná hmotnost páry:

$$\rho_{stř} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{952,4 + 806,4}{2} = 879,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11-63)$$



Součinitel tření:

$$\lambda = \left[2 \cdot \log \left(3,715 \cdot \frac{0,0238}{0,00008} \right) \right]^{-2} = 0,027 \quad (11-64)$$

Poměr mezi vnitřním průměrem a úhlem ohybu trubky, místní odpor jednoho kolena:

$$\frac{d}{r} = \frac{23,8}{40} = 0,595 \Rightarrow \xi_{kol} = 0,174 \quad (11-65)$$

EKO má 460 kolen, pak celková ztráta koleny je

$$\sum \xi_{kol} = 460 \cdot 0,174 = 80,04$$

Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_{EKO} = \frac{1}{2} \left(0,7 \cdot 0,93^2 \cdot 952,4 + \left(0,027 \cdot \frac{856}{0,0238} + 80,04 \right) \cdot 1,019^2 \cdot 879,4 + 0,4 \cdot 1,11^2 \cdot 806,4 \right)$$
$$\Delta p_{EKO} = 0,489 \text{ MPa}$$

11.7 Tlak na výstupu z čerpadla

Tlak na vstupu do ekonomizéru:

$$p_{EKOin} = p_{EKOout} + \Delta p_{EKO} = 4,666 + 0,489 = 5,155 \text{ MPa} \quad (11-66)$$

Tato hodnota se od voleného tlaku na vstupu do EKA příliš neliší (5,17 MPa). Je pravděpodobné, že odchylka bude způsobena tlakovými ztrátami v převáděcích a propojovacích potrubích, které nebyly do hydraulického výpočtu zahrnuty.

Výpočtem hydraulických ztrát se zjistilo, že tlakové ztráty jednotlivých úseků byly odhadnuty přibližně správně, až na přehřívák 2 a přehřívák 1, což bylo způsobeno dvěma faktory. Prvním bylo rozdělení přehříváku 1 na dva bloky A a B, druhým pak poměrně nižší rychlost páry v přehříváku 2 v porovnání s přehřívákem 3, která má na ztráty zásadní vliv. Tyto odchylky na vstupech a výstupech jednotlivých teplosměnných ploch nemají ovšem zásadní vliv na tepelný výpočet, a proto je možné je považovat za správné.



Tabulka 11-8 Reálné tlakové ztráty

Název úseku	Střední rychlost [m/s]	Tlak na vstupu [MPa]	Tlak na výstupu [MPa]	Ztráta úseku [MPa]	Ztráta celkem [MPa]
P3	19,21	4,313	4,2	0,113	0,113
P2	16,39	4,379	4,313	0,066	0,179
P1B	17,11	4,5	4,379	0,121	0,3
P1A	15,14	4,604	4,5	0,104	0,404
ZT	19,61	4,666	4,604	0,062	0,466
EKO	1,019	5,155	4,666	0,489	0,955

Pro čerpadlo je důležité ještě připočíst hydrostatický tlak způsobený výtlačnou výškou mezi čerpadlem a bubnem kotle.

$$\Delta p_h = \Delta h \cdot g \cdot \rho = 25,7 \cdot 9,81 \cdot 879,4 = 0,222 \text{ MPa} \quad (11-67)$$

Potřebný tlak na výstupu z čerpadla pak je

$$p_{\check{c}} = p_{\text{EKOin}} + \Delta p_h = 5,155 + 0,222 = 5,377 \text{ MPa} \quad (11-68)$$

12 Aerodynamický výpočet

Výpočet tahových ztrát se provádí pro dimenzování ventilátorů, které zajišťují správné proudění spalin. Do ztrát kotle se řadí ztráta třením, ztráta trubkovými svazky a také vztlak spalin.

12.1 Ztráta třením

Aerodynamická ztráta třením by měla dosahovat relativně malých velikostí. Pro ověření volím jako první výpočet 2. tahu. Ztráta třením je dána vztahem

$$\Delta p_t = \lambda \frac{L}{d_e} \frac{w^2}{2} \rho \left(\frac{T}{T_{st}} \right)^{0,583} = 0,016 \cdot \frac{13}{3,559} \cdot \frac{6,45^2}{2} \cdot 0,333 \cdot \left(\frac{1062}{583} \right)^{0,583} = 0,57 \text{ Pa} \quad (12-1)$$

kde L je délka kanálu, T teplota proudu a T_{st} teplota stěny trubek na straně spalin.

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu} = \frac{6,45 \cdot 3,559}{0,000132} = 173999 \quad (12-2)$$

Součinitel tření λ lze pro turbulentní proudění určit vzorcem

$$\lambda = \frac{0,857}{(\log Re)^{2,4}} = \frac{0,857}{(\log 173999)^{2,4}} = 0,016 \quad (12-3)$$

Průměrná hustota spalin v 2. tahu:

$$\rho_{spstř} = \rho_{s0} \left(\frac{273}{273 + t} \right) = 1,296 \cdot \left(\frac{273}{273 + 789} \right) = 0,333 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (12-4)$$

kde ρ_{s0} je hustota spalin při normálních podmínkách, která byla spočtena z hustot jednotlivých složek spalin.

Na základě nízké hodnoty třecí ztráty v 2. tahu zanedbávám také třecí ztráty spalin ve všech dalších částech kotle i se ztrátami způsobené změnou směru proudu spalin.

12.2 Tlaková ztráta trubkových svazků

Pro uspořádání trubek za sebou v n -řadách a kolmém proudění plynu na svazek se určí tlaková ztráta ze vztahu

$$\Delta p_z = \Delta p_1 \cdot x \cdot n \quad (12-5)$$

kde hodnoty Δp_1 a x jsou odečteny z [3] na základě průměrné rychlosti a teploty proudu spalin.



Tabulka 12-1 Průměrné rychlost a teploty spalin u trubkových svazků

Trubkový svazek	Rychost spalin [m/s]	Teplota spalin [°C]
P3	6,7	536
P2	6,1	622
P1B	6,0	468
P1A	5,5	410
EKO	6,5	262

Přehřívák 3:

$$\Delta p_{zpř3} = 1,75 \cdot 0,7 \cdot 24 = 29,4 \text{ Pa}$$

Přehřívák 2:

$$\Delta p_{zpř2} = 1,3 \cdot 0,35 \cdot 30 = 13,7 \text{ Pa}$$

Přehřívák 1B:

$$\Delta p_{zpř1B} = 1,6 \cdot 0,68 \cdot 24 = 26,1 \text{ Pa}$$

Přehřívák 1A:

$$\Delta p_{zpř1A} = 1,4 \cdot 0,68 \cdot 24 = 22,8 \text{ Pa}$$

Ekonomizér:

$$\Delta p_{zEKO} = 2,4 \cdot 0,35 \cdot 224 = 194,9 \text{ Pa}$$

Celková ztráta trubkovými svazky:

$$\sum \Delta p_{zi} = 286,9 \text{ Pa}$$

Vliv na tlakovou ztrátu má také množství popílku, který je obsažen ve spalinách. Ten vede k nárůstu ztráty, která se určí ze vztahu

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_z(1 + C) = 286,9 \cdot (1 + 0,015) = 291,2 \text{ Pa}$$

Přepočítání koncentrace popílku ve spalinách:

$$C = \frac{\mu \cdot O_{sp}}{1000} = \frac{2,2880 \cdot 6,556}{1000} = 0,015 \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{spalin}}}$$

12.3 Vztlak tahů kotle

Vztlak v jakékoli části kotle je dán vztahem

$$\Delta p_v = h \cdot \left(\rho_v - \rho_{s0} \left(\frac{273}{273 + t_s} \right) \right) \cdot g \quad (12-6)$$

U kanálů s prouděním spalin proti působení gravitace je nutno uvažovat vztlak se záporným znaménkem, protože působí proti smyslu proudění. Hodnoty vztlaků jednotlivých kanálů ukazuje tabulka 12-2.

Tabulka 12-2 Přehled vztlaků v jednotlivých tazích

	SK	2tah	3tah	4tah	5tah	
h	16,794	13,086	10,917	14,012	14,012	m
ρ_v	1,293					kg/m ³
ρ_{s0}	1,296					kg/m ³
t_s	1000	788,8	528	323,2	201,1	°C
g	9,81					m/s ⁻²
Δp_v	-167,2	123,2	-91,2	96,2	-75,2	Pa

Celkový vztlak kotle:

$$\sum \Delta p_v = -114,2 \text{ Pa} \quad (12-7)$$

12.4 Celková tahová ztráta kotle

Celková tahová ztráta kotle:

$$\Delta p = \Delta p_{zc} + \Delta p_v = 291,2 + (-114,2) = 177 \text{ Pa} \quad (12-6)$$



13 Volba materiálu

Materiály jednotlivých teplosměnných ploch jsou voleny podle normy ČSN EN 10220, která udává rozměry a hmotnosti bezešvých a svařovaných ocelových trubek. Pro volbu je důležitá teplota povrchu trubek na straně spalin, kde dosahuje nejvyšších hodnot. Byl proto použit Flingerův diagram z kapitoly 10.

Jak uvádí norma, do teploty stěny trubky 430 °C se používá materiál P235GH, který také volím pro konstrukci membránových stěn výparníku, přehříváků 1A a 1B a trubkový svazek ekonomizéru. Membránové stěny výparníku v horní polovině spalovací komory, jak již bylo zmíněno, jsou pokryté návarem inconel, který trubky chrání proti vysokoteplotní korozi. Spodní polovina spalovací komory je pokryta šamotovou vyzdívkou.

Jelikož teplota stěn přehříváků 2 a 3 překročila 430 °C, jsou jejich trubky zhotovené z materiálu 16Mo3, který se používá až do teploty 530 °C.

Závěr

V kapitole stochiometrie je stanoven přebytek vzduchu na $\alpha = 1,3$ a koeficient recirkulace na $r = 0,25$ s ohledem na výstupní teplotu spalin z kotle $141,5\text{ °C}$, která by neměla být podkročena kvůli nízkoteplotní korozi. Objem spalin po smíšení s recirkulovanými je $6,5560\text{ m}^3$ na jeden kilogram přivedeného paliva. Důležité bylo sestavení tabulky 1-6, pomocí které lze určit teplotu spalin, pokud je známa jejich entalpie.

V další části byla nepřímou metodou vypočtena účinnost kotle na $91,48\%$ a zjištěno množství přiváděného paliva $M_p = 3,61\text{ kg/s}$ neboli 13 t paliva za jednu hodinu.

Následně byla spočtena spalovací komora. Její rozměry jsou:

- šířka: $5,22\text{ m}$
- délka: $4,95\text{ m}$
- výška: $19,6\text{ m}$

Kvůli přítomnosti chloru v palivu je spočtena dostatečná výška spalovací komory tak, aby se stačily spálit nebezpečné látky. Z téhož důvodu je spodní polovina spalovací komory pokryta šamotovou vyzdívkou. Nejvyšší teplota ve spalovací komoře dosahuje 1272 °C , na konci prvního tahu 879 °C . Je tak dodrženo setrvání spalin nad teplotou 850 °C , a to i v případě nejrychlejšího proudu zhruba uprostřed tahu.

Kapitoly 4 až 7 se věnují tepelným výpočtům a jsou vzájemně propojené. Mnoho zpočátku neznámých veličin bylo odhadnuto a následně zpřesněno pomocí iterací. V sekci konvekční plochy se určilo celkové teplo, které jednotlivé teplosměnné plochy přenesou, a to na základě odhadnutých tlakových ztrát. Důležité je správné nastavení obou vstříků, kdy první vstřík za přehřívákem 2 má hodnotu $2,9\%$ a druhý vstřík za přehřívákem 1 zase $3,95\%$ z celkového hmotnostního toku páry.

Druhý tah je prázdný, protože palivo, jakým je kontaminované dřevo, má stejně jako biomasa oproti například uhlí relativně vysokou teplotu měknutí popele. Tento tah má délku $2,7\text{ m}$, průměrnou rychlost spalin $6,45\text{ m/s}$ a teplota spalin na jeho konci je $699,8\text{ °C}$. To znamená, že pomocí 2. prázdného tahu došlo k vychlazení spalin o 179 °C .

Ve třetím tahu se nachází obrátová komora a všechny přehříváky zavěšené na chlazených závěsných trubkách. Délka 3. tahu je $2,97\text{ m}$ a teplota spalin na jeho konci $384,3\text{ °C}$.

Z důvodu vysokoteplotní koroze je prvním přehřívákem ve směru spalin přehřívák 2, ze stejného důvodu jsou přehříváky 2 a 3 naprojektovány jako souprouté výměníky tepla. Všechny ostatní trubkovité svazky mají protiproudé uspořádání, které mají díky intenzivnějšímu přestupu tepla menší rozměry a jsou tak méně nákladné, než kdyby byly souprouté.

Před každý trubkovitý svazek je umístěn ofukovač, který zabraňuje usazování popílku na předních trubkách jednotlivých bloků maximální délky okolo 2 metrů . Přehřívák 1 byl z tohoto důvodu rozdělen na bloky A a B, aby rádius ofukování pokryl všechny řady trubek.

Poslední teplosměnnou plochou ve směru proudu spalin je ekonomizér, který ohřívá vodu ze 110 na $246,9\text{ °C}$, čímž se spaliny chladí na jejich výstupní teplotu z kotle $141,5\text{ °C}$. Ekonomizér je rozdělen do 10 bloků a kompletně vyplňuje 4. a 5. tah. Mezi poslední dva



bloky EKA je zařazen ohřívák vzduchu umístěný na zemi, do něhož je v případě kriticky nízkého nedohřevu svedena voda, aby ohřála primární a sekundární vzduch.

Buben kotle má vnější průměr 1400 mm, tloušťku 40 mm, délku 4 m a jeho provedení je s cyklonovou vestavbou o 10 cyklonech. Protože délka bubnu je menší než šířka spalovací komory, je proto zavodňovací potrubí vedeno z bubnu před přední stěnu spalovací komory.

Součástí práce jsou výpočty tlakové a tahové ztráty. Hydrodynamický výpočet potvrdil použitelnost odhadovaných tlaků v tepelném výpočtu a ukazuje, že tlaková ztráta v ekonomizéru tvoří více než 50 % ztrát všech výhřevných ploch. Čerpadla je nutné dimenzovat po započtení hydrostatického tlaku minimálně na 5,377 MPa.

U tahové ztráty bylo díky nízkým hodnotám možné zanedbat ztrátu třením. Hlavní vliv na ztrátu mají trubkové svazky a vztlak spalin v jednotlivých tazích, celková tahová ztráta kotle činí 177 Pa.

V poslední kapitole je provedena volba materiálu teplosměnných ploch. Přehříváky 2 a 3 jsou vyrobeny z materiálu 16Mo3, ostatní plochy z materiálu P235GH.

Kotel je proveden jako 5-tahový o celkové výšce 26,83 m, délce 22,1 m a šířce spalovací komory 5,22 m. Je navržen tak, aby dodržel požadované parametry. Má výkon 55 t/h s výstupním tlakem páry 4,2 MPa a teplotou 423 °C. Teplota napájecí vody je 110 °C. Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel, což významně usnadnilo iterační postup.



Seznam použité literatury

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.
- [3] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle: technický průvodce*. Svazek 32. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce (SNTL – Nakladatelství technické literatury).
- [4] ČSN EN 12952-3, *Vodotrubnaté kotle a pomocná zařízení – Část 3: Konstrukce a výpočet částí namáhaných tlakem*. Praha: Český normalizační institut, 2003
- [5] ČSN EN 10220, *Bezešvé a svařované ocelové trubky – Rozměry a hmotnosti na jednotku délky*. Praha: Český normalizační institut, 2005
- [6] IBLER, Zdeněk a kol. *Technický průvodce energetika*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství BEN, 2009.
- [7] ŠKVAŘIL, Jan, Jiří Moskalík, Otakar Štelcl. *Spalování kontaminované biomasy a legislativa České republiky*. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 2010.



Seznam použitých zkratek a symbolů

Zkratka	Význam	
SK	Spalovací komora	
P	Přehřívák	
EKO	Ekonomizér	
OVZ	Ohřívák vzduchu	
ZT	Závěsné trubky	
NV	Napájecí voda	
MES	Membránová stěna	

Symbol	Význam	Jednotka
α	Součinitel přebytku vzduchu	[-]
α_2	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry	[W/m ² K]
α_k	součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin	[W/m ² K]
α_s	Součinitel přestupu sáláním	[W/m ² K]
β	Součinitel přebytku vzduchu	[-]
Δt	Teplotní spád	[°C]
Δt_{ln}	Logaritmický teplotní spád	[°C]
η_k	Tepelná účinnost kotle	[-]
θ_0	Poměrná teplota spalin	[-]
σ_1	Poměrná příčná rozteč	[-]
σ_2	Poměrná podélná rozteč	[-]
χ_1	Parametr druhu paliva	[-]
χ_2	Parametr způsobu spalování	[-]
ϑ_0	Předpokládaná teplota	[°C]
ϑ_a	Adiabatická teplota	[°C]
ε	Součinitel zanešení výhřevné plochy	[-]
λ	Součinitel tepelné vodivosti	[W/mK]
μ	Střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách	[-]
μ	Součinitel dynamické viskozity	[Pa·s]
ν	Součinitel kinematické viskozity	[m ² /s]
ξ	Součinitel využití tepla	[-]
φ	Součinitel uchování tepla	[-]



φ	Relativní vlhkost vzduchu	[-]
ψ	Součinitel tepelné efektivity	[-]
a	Stupeň černosti ohniště	[-]
a_{pl}	Stupeň černosti plamene v ohništi	[-]
a_{st}	Stupeň černosti povrchu stěn	[-]
A^r	Obsah popela v palivu	[-]
B_o	Boltzmannovo číslo	[-]
c_i	Měrné teplo paliva	[kJ/kg]
c_s	Opravný koeficient na uspořádání svazku	[-]
c_z	Opravný koeficient na počet podélných řad	[-]
C^r	Hmotnostní obsah uhlíku v palivu	[%]
$C_{\acute{u}}$	Procento hořlaviny v úletu	[%]
C_p	Procento hořlaviny v popílku	[%]
C_r	Procento hořlaviny v propadu	[%]
C_s	Procento hořlaviny ve škváře	[%]
d	Střední efektivní průměr částic popílku	[m]
d	Vnitřní průměr trubky	[m]
d_e	Ekvivalentní průměr	[m]
D	Vnější průměr trubky	[m]
F	Světlý průřez	[m ²]
f	Součinitel f	[-]
F_{st}	Povrch stěn ohniště	[m ²]
h	Výška	[m]
H^r	Hmotnostní obsah vodíku v palivu	[-]
i	Entalpie	[kJ/kg]
i_p	Fyzické teplo paliva	[kJ/kg]
$I_{sp\ min}$	Entalpie spalin při stechiometrickém množství vzduchu	[kJ/kg]
I_{sp}	Entalpie spalin	[kJ/kg]
I_u	Teplo uvolněné v ohništi	[kJ/kg]
k	Součinitel zeslabení sálání	[1/mMPa]
k_k	Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi	[1/mMPa]
$k_p \cdot \mu$	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	[1/mMPa]



k	Součinitel přestupu tepla	[W/mK]
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	Součinitel zeslabení sálání nesvítivými plyny	[1/mMPa]
l	délka	[m]
m_{CO}	Emisní limit CO	[mg/Nm ³]
M	Součinitel M	[-]
M_p	Množství paliva převedeného do kotle	[kg/s]
M_{pp}	Parní výkon kotle	[kg/s]
M_{pv}	Skutečné množství spáleného paliva	[kg/s]
M_v	Hmotnostní množství vstřiku	[kg/s]
n	Počet trubek	[-]
N^r	Hmotnostní obsah dusíku v palivu	[-]
O_{CO_2}	Objem CO ₂ ve spalinách	[m ³ /kg]
$O_{H_2O \min}$	Minimální objem vodní páry	[m ³ /kg]
O_{H_2O}	Objem vodní páry v minimálním množství vlhkého vzduchu	[m ³ /kg]
O_{N_2}	Objem N ₂ ve spalinách	[m ³ /kg]
$O_{O_2 \min}$	Minimální množství kyslíku	[m ³ /kg]
O_{SO_2}	Objem SO ₂ ve spalinách	[m ³ /kg]
$O_2 \text{ vzt}$	Obsah kyslíku pro referenční stav spalin	[-]
O^r	Hmotnostní obsah kyslíku v palivu	[-]
O_{Ar}	Objem Ar ve spalinách	[m ³ /kg]
$O_{sp \min}$	Minimální množství vlhkých spalin	[m ³ /kg]
$O_{sp \min}^S$	Minimální množství suchých spalin	[m ³ /kg]
O_{sp}	Skutečné množství spalin	[m ³ /kg]
$\overline{O_{sp}} \cdot \overline{C}$	Střední měrné teplo spalin	[kJ/mMPa]
$O_{vz \min}$	Minimální množství vlhkého vzduchu	[m ³ /kg]
$O_{vz \min}^S$	Teoretický objem suchého vzduchu	[m ³ /kg]
O_{vz}	Skutečné množství vzduchu	[m ³ /kg]
p	Tlak	[MPa]
p_c	Celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu	[MPa]
p_{sp}	Parciální tlak tříatomových plynů	[MPa]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
Q	Předané teplo	[kW]



Q_V	Výrobní teplo páry	[kW]
Q_i^r	Výhřevnost paliva	[kJ/kg]
Q_p^p	Teplo přivedené do kotle	[kJ/kg]
Q_{vz}	Teplo předané se vzduchem	[kJ/kg]
r_{sp}	Objemové části tříatomových plynů	[m ³ /kg]
s	Účinná tloušťka sálové vrstvy	[m]
s_1	Příčná rozteč	[m]
s_2	Podélná rozteč	[m]
S^r	Hmotnostní obsah síry v palivu	[-]
s	Tloušťka stěny trubky	[m]
\check{s}	šířka	[m]
T_z	Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn	[K]
h	Výška	[m]
v	Měrný objem páry	[m ³ /kg]
V_{H_2O}	Objem vodní páry	[-]
V_0	Aktivní objem ohniště	[m ³]
w	Rychlost	[m/s]
x	Úhlový součinitel osálení	[-]
X_u	Procento popela v úletu	[%]
X_p	Procento popela v popílku	[%]
X_s	Procento popela ve škváře	[%]
z	Průřezové zatížení roštu	[MW/m ²]
z_{SO}	Ztráta sdílením tepla do okolí	[%]
z_C	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků	[%]
$z_{Cú}$	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků v úletu	[%]
z_{CO}	Ztráta chemickým neodpalem	[%]
z_{cp}	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků v popílku	[%]
z_{cs}	Ztráta hořlavinou tuhých zbytků ve škváře	[%]
z_f	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	[%]
z_k	Ztráta citelným teplem spalin	[%]



Seznam obrázků a tabulek

Obrázky:

Obrázek 1-1	I-t diagram spalin bez vlivu recirkulace	- 26 -
Obrázek 3-1	Schéma půdorysu spalovací komory	- 37 -
Obrázek 4-1	Schéma trasy voda-páry	- 42 -
Obrázek 5-1	Schéma konce 2. tahu	- 49 -
Obrázek 6-1	Schéma obratové komory	- 55 -
Obrázek 6-2	Schéma spodní části 3. tahu	- 66 -
Obrázek 6-3	Uspořádání trubek P2	- 67 -
Obrázek 6-4	Schéma střední části 3. tahu	- 76 -
Obrázek 6-5	Uspořádání trubek P3	- 77 -
Obrázek 6-6	Schéma horní části 3. tahu s přehřívákem 1B	- 87 -
Obrázek 6-7	Uspořádání trubek P1B	- 88 -
Obrázek 6-8	Schéma horní části 3. tahu s přehřívákem 1A	- 98 -
Obrázek 6-9	Uspořádání trubek P1A	- 99 -
Obrázek 7-1	Uspořádání trubek EKA	- 110 -
Obrázek 7-2	Schéma 4. a 5. tahu s ekonomizérem	- 111 -
Obrázek 7-3	Pilový diagram	- 115 -
Obrázek 8-1	Měřicí zařízení pro kontrolu nedohřevu	- 116 -
Obrázek 8-2	Změna nedohřevu po zapojení OVZ	- 117 -
Obrázek 8-3	Provedení zapojení OVZ	- 117 -
Obrázek 10-1	Flingernův diagram	- 120 -

Tabulky:

Tabulka 1-1	Prvkové složení hořlaviny a bezvodého paliva.....	- 19 -
Tabulka 1-2	Hodnoty produktů spalování.....	- 23 -
Tabulka 1-3	Entalpie složek spalin	- 24 -
Tabulka 1-4	Měrné teplo složek spalin	- 25 -
Tabulka 1-5	Entalpie vzduchu a spalin bez vlivu recirkulace.....	- 26 -
Tabulka 1-6	Entalpie spalin se zahrnutím recirkulace pro různé teploty	- 30 -
Tabulka 2-1	Hodnoty ztrát kotle	- 34 -



Tabulka 4-1	Parametry výhřevných ploch ze strany pracovního média	- 47 -
Tabulka 5-1	Součinitel zanesení pro různé teplosměnné plochy	- 51 -
Tabulka 7-1	Skutečná tepla předaná médiu teplosměnnými plochami	- 114 -
Tabulka 10-1	Teplotní přídavky	- 119 -
Tabulka 11-1	Tabulka ztrát pro kolena s ohybem 90°	- 122 -
Tabulka 11-2	Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku 3 ..	- 122 -
Tabulka 11-3	Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku 2 ..	- 124 -
Tabulka 11-4	Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku 1B	- 125 -
Tabulka 11-5	Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku 1A	- 127 -
Tabulka 11-6	Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v ZT	- 128 -
Tabulka 11-7	Tabulka vstupních hodnot pro výpočet tlakových ztrát v EKU	- 130 -
Tabulka 11-8	Reálné tlakové ztráty	- 132 -
Tabulka 12-1	Průměrné rychlost a teploty spalin u trubkových svazků	- 134 -
Tabulka 12-2	Přehled vztlaků v jednotlivých tazích	- 135 -



Seznam příloh

Příloha č. 1: Výkresová dokumentace kotle