



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## PARNÍ KOTEL NA BIOMASU MENŠÍCH VÝKONŮ

STEAM GRATE BIOMASS BOILER

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lenka Suchánková

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2021





# Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	<b>Bc. Lenka Suchánková</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Martin Lisý, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2020/21

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

## **Parní kotel na biomasu menších výkonů**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Práce je zaměřena na návrh kotle na spalování biomasy o výkonu cca 6 MW.

Bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle dle detailního zadání a rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle. Parametry kotle a paliva budou upřesněny v rámci realizace práce.

### **Cíle diplomové práce:**

Zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet kotle.

Zpracovat rozměrový návrh kotle, včetně základní výkresové dokumentace kotle a dispozičního řešení.

Určit tlakové ztráty na straně spalín i média.

### **Seznam doporučené literatury:**

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se věnuje návrhu parního kotle na biomasu o výkonu 6 MW. Požadovanými parametry pracovního média jsou teplota 300 °C a tlak 2,5 MPa. V práci je zpracován stechiometrický výpočet a tepelný výpočet kotle, na který navazuje návrh spalovací komory a jednotlivých výhřevných ploch kotle. Práce také obsahuje výpočet tlakových ztrát na straně obou médií. Součástí práce je výkresová dokumentace kotle.

## **KLIČOVÁ SLOVA**

parní kotel, roštový kotel, biomasa, tepelné ztráty, spalovací komora, výměník, přehřívák, výparník, ekonomizér, tlakové ztráty

## **ABSTRACT**

The master's thesis describes the design of the steam boiler, which burns biomass with heat output of 6 MW. The required parameters of the steam are a temperature of 300 °C and a pressure of 2,5 MPa. The thesis is gradually devoted to stoichiometric calculations through heat losses and boiler efficiency, to the design of the combustion chamber, heat exchangers and pressure losses. Part of the thesis is drawing documentation of the boiler.

## **KEY WORDS**

steam boiler, grate boiler, biomasa, thermal losses, combustion chamber, heat exchanger, superheater, evaporator, economizer, pressure losses

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SUCHÁNKOVÁ, Lenka. *Parní kotel na biomasu menších výkonů* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-19]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132096>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

## **PROHLÁŠENÍ**

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

---

Datum

---

Bc. Lenka Suchánková

## **PODĚKOVÁNÍ**

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

## Obsah

1	Úvod.....	11
1.1	Biomasa jako zdroj energie .....	11
1.2	Topol japonský jako palivo v kotli .....	12
1.3	Technický popis kotle.....	13
2	Stechiometrické výpočty .....	14
2.1	Výpočet minimálního objemu vzduchu.....	14
2.2	Výpočet minimálního objemu spalin.....	14
2.3	Výpočet skutečného objemu vzduchu a spalin.....	15
2.4	Entalpie spalin a vzduchu .....	17
3	Tepelná bilance kotle .....	21
3.1	Teplo přivedené do kotle .....	21
3.2	Tepelné ztráty a účinnost kotle .....	22
3.2.1	Ztráta mechanickým nedopalem .....	23
3.2.2	Ztráta chemickým nedopalem.....	23
3.2.3	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků .....	23
3.2.4	Ztráta sdílením tepla do okolí .....	24
3.2.5	Ztráta citelným teplem spalin.....	24
3.2.6	Tepelná účinnost kotle .....	24
3.3	Množství vyrobené páry a paliva přivedeného do kotle.....	24
3.4	Porovnání účinnosti kotle s recirkulací spalin a bez recirkulace.....	25
4	Předběžný návrh konvekčních ploch.....	26
4.1	Přehřívák 2.....	26
4.2	Přehřívák 1.....	26
4.3	Výparník .....	27
4.4	Ekonomizér.....	27
5	Návrh I. tahu kotle.....	30
5.1	Návrh rozměrů spalovací komory .....	30
5.2	Tepelný výpočet spalovací komory .....	32
5.3	Návrh mříže .....	35
6	Návrh II. tahu kotle .....	40
6.1	1. Část II. tahu (Obratová komora).....	40
6.2	2. ČÁST II. tahu (Přehřívák 2) .....	44
6.3	3. ČÁST II. tahu (Přehřívák 1) .....	51
6.4	4. ČÁST II. tahu (Ekonomizér 2) .....	58
7	Návrh III. a IV. tahu kotle .....	66
7.1	Ekonomizér 1.....	66
8	Návrh ohříváku vzduchu .....	71
9	Kontrola tepelné bilance.....	77
10	Návrh rozměrů bubny.....	78
11	Hydraulický výpočet kotle .....	79
11.1	Tlakové ztráty přehříváku 2.....	79

11.2	Tlakové ztráty přehříváku 1.....	80
11.3	Tlakové ztráty ekonomizéru 2 .....	81
11.4	Tlakové ztráty ekonomizéru 1 .....	81
12	Aerodynamický výpočet kotle .....	82
12.1	Tlakové ztráty ve II. tahu kotle.....	82
12.2	Tlakové ztráty ve III. tahu kotle .....	84
12.1	Tlakové ztráty ve IV. tahu kotle .....	86
	Závěr.....	88
	Seznam použitých zdrojů .....	90
	Seznam zkratk .....	92
	Seznam příloh.....	99



## 1 Úvod

Parní kotle slouží pro výrobu tepelné energie, která vzniká spalováním tuhých, kapalných či plyných paliv. Tepelná energie vzniká přeměnou z chemické energie uložené v palivu. Energie ve formě horkých spalin je předávána výhřevnými plochami do pracovního média. Cílem diplomové práce je návrh parního kotle o výkonu 6 MW spalující biomasu, který bude obsahovat stechiometrický a tepelný výpočet s rozměrovým návrhem, včetně výkresové dokumentace, pro kterou bude využit software Autodesk AutoCAD. Obsahem bude také výpočet hydraulických a aerodynamických ztrát. Zvolenými požadovanými parametry pracovního média (páry) jsou teplota a tlak ( $t_{pp} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{pp} = 2,5 \text{ MPa}$ ).

### 1.1 Biomasa jako zdroj energie

V České republice výroba elektrické energie z tepelných elektráren spalující uhlí tvoří na české energetické sféře zastoupení přibližně 49 % [1]. Cílem Evropské unie je snížit emise skleníkových plynů o 40 % (s porovnáním s hodnotami v roce 1990). S postupným odkláněním energetiky od spalování uhlí je nutno hledat za tento zdroj náhradu. Nejvhodnějšími možnostmi náhrady uhlí pro získávání tepelné energie z kotlů jsou plyn, biomasa, odpady, kapalná paliva příp. elektrická energie.

Spalování biomasy se nabízí jako vhodná alternativa uhlí. Dle studie z [2] by se biomasa svým potenciálem mohla podílet v energetické bilanci ČR až ve 12 %.

Složením se biomasa liší od uhlí nižším podílem uhlíku a vyšším podílem kyslíku v hořlavině a tím i nižší výhřevností. Velký rozdíl je také v podílu síry, které je 10x nižší než u uhlí [3]. Při návrhu kotle na biomasu se postupuje obdobně jako při návrhu kotle spalující uhlí, ale z důvodu odlišného složení je nutno kotle na biomasu konstruovat tak, aby bylo dosaženo co nejefektivnějšího využití energie. Rozdíl v konstrukci kotle může být v tvarovém rozdílu spalovací komory, konstrukci roštu, poměru přívodů primárního a sekundárního vzduchu atd.

Biomasa je hmota organického původu (prakticky veškeré organismy na světě). Biomasa pro energetické účely je ta, která vzniká fotosyntézou ze slunce, tzn. rostliny a dřeviny. Proto se jedná o obnovitelný zdroj energie. Při udržitelném stejném poměru produkce biomasy a jejího spalování, kdy se vyprodukuje stejné množství emisí oxidu uhličitého jako spotřebovává proces fotosyntézy, se biomasa označuje jako  $\text{CO}_2$  neutrální. Biomasu vhodnou pro spalování je možno rozdělit do několika skupin [4].

#### **Zbytková a recyklovaná biomasa:**

Zde se jedná především o zbytky zemědělské (sláma obilná, řepková), lesnické a dřevozpracující výroby (odpad z pilařského a papírenského průmyslu), odpady z údržby krajinné zeleně a vyřazené dřevěné výrobky [2].

#### **Záměrně pěstování biomasa pro energetické účely:**

Do této skupiny patří rychle rostoucí dřeviny (topoly, vrby, ...), nedřevnaté rostliny (šťovík krmný, ozdobnice, energetické obilí, ...) a palivové dříví [2].

V energetice se pro spalování v kotlech využívá většinou dřevní štěpky, ta bývá z pravidla nejlevnější variantou. Dřevní štěpka se vyrábí z dřevní hmoty štěpkovacím zařízením, krájením nebo drcením. Velký vliv na její výhřevnost má vlhkost. V závislosti na množství vody obsažené v palivu se výhřevnost u dřevní štěpky může pohybovat v intervalu 8 – 16 MJ/kg. Ve dřevě čerstvě vytěženém se pohybuje obsah vody více než 55 %.

Pro zachování vyšší výhřevnosti je nutno vysušit dřevní hmotu na méně než 30 % vlhkosti. Vzhledem k nízké objemové hmotnosti, náchylnosti k plesnivění a zapaření vzhledem k vysoké vlhkosti je nutno štěpku nechat sušit ve větších prostorech s odvětráváním, jinak se zvyšuje riziko samovznícení [5].

## 1.2 Topol japonský jako palivo v kotli

Zvoleným palivem pro návrh kotle byl topol japonský pěstovaný pro energetické účely. Vyznačuje se velmi vysokou výhřevností, srovnatelnou s hnědým uhlím a rychlostí růstu. Topol během pěti let dorůstá do výšky 12 – 17 m [6]. Vysoká je i jeho výtěžnost, která dosahuje 10 – 20 tun sušiny na 1 hektar za rok. Topol se využívá nejčastěji jako dřevní štěpka, palivové dříví, dřevěné pelety nebo pro nábytkářský průmysl [7]. S ohledem na jeho výtěžnost, rychlost růstu a dobré výhřevnosti je to velmi levnou a ekologicky udržitelnou alternativou fosilních paliv. V návrhu kotle se počítá se složením dřevní štěpky z tab. 1.

*Tab. 1: Prvkové složení dřevní štěpky [8]*

Uhlík	$C^r$ [%]	39,09
Vodík	$H_2^r$ [%]	4,84
Kyslík	$O_2^r$ [%]	34,11
Dusík	$N_2^r$ [%]	0,25
Síra	$S^r$ [%]	0,04
Popelovina	$A^r$ [%]	1,67
Vlhkost	$W^r$ [%]	20
Výhřevnost	$Q_i^r$ [MJ/kg]	14,42



*Obr. 1: Plantáž japonského topolu [9]*

### 1.3 Technický popis kotle

Parní kotel byl navrhnout jako čtyřtahový bubnový kotel s přirozenou cirkulací vody. V prvním tahu se nachází spalovací komora s posuvným roštem a výstupním oknem spalin. Stěny ohniště jsou osázeny trubkami výparníku, tzv. membránové stěny. Pod roštem se nachází výsypka pro odvod tuhých zbytků po spálení a přívod primárního vzduchu o teplotě 140 °C. Přívod sekundárního vzduchu o teplotě 140 °C je přiváděn nad roštem, kde slouží pro spálení prchavé hořlaviny v palivu, která se po zahřátí uvolňuje v plynné formě. Palivo je na rošt dopravováno pohazováním. Výstupní okno z prvního tahu je tvořeno vyhnutými trubkami výparníku tzv. mříží.

V druhém tahu kotle se nachází výhřevné plochy, kde se předává teplo ze spalin pracovnímu médiu. Druhý tah je rozdělen na čtyři části, první část je tvořena obratovou komorou, druhá část přehřívákem 2, třetí část přehřívákem 1 a poslední ohřívákem vody (ekonomizér 2). Po stěnách celého tahu jsou umístěny membránové stěny výparníku. Na konci druhého tahu je výsypka pro popílek ze spalin. Recirkulace spalin za druhým tahem kotle nebyla zavedena.

Třetí a čtvrtý tah kotle se skládá z nechlazených stěn a ohříváku napájecí vody (ekonomizér 1) a výsypkou. Kotel je opatřen externím ohřívákem vzduchu, který ohřívá primární a sekundární vzduch vodou napájecí vodou z ekonomizéru 1.

Tab. 2: Technické parametry kotle

Zadané		
Požadovaný tepelný výkon kotle	$Q_v$ [MW]	6
Teplota napájecí vody	$t_{NV}$ [°C]	105
Teplota spalin na výstupu z kotle	$t_k$ [°C]	135
Zvolené		
Teplota přehřáté páry	$t_{pp}$ [°C]	300
Tlak přehřáté páry	$p_{pp}$ [°C]	2,5

## 2 Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty slouží k určení minimální a skutečné spotřeby vzduchu pro spalování a pro určení produktů spalování. Veškeré výpočty využité v této kapitole dle [10].

### 2.1 Výpočet minimálního objemu vzduchu

Minimální objem kyslíku

$$\begin{aligned}
 O_{O_2_{min}} &= \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) = \\
 &= \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{39,09}{12,01} + \frac{4,84}{4,032} + \frac{0,04}{32,06} - \frac{34,11}{32} \right) = 0,7591 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

Minimální objem suchého vzduchu

$$O_{vz_{min}}^S = \frac{O_{O_2_{min}}}{0,21} = \frac{0,7591}{0,21} = 3,6149 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \tag{2.2}$$

Minimální objem vlhkého vzduchu

$$O_{vz_{min}}^V = \chi_V \cdot O_{vz_{min}}^S = 1,016 \cdot 3,6149 = 3,6728 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \tag{2.3}$$

kde  $\chi_V$  ... součinitel podílu vodní páry v 1 Nm<sup>3</sup> suchého vzduchu. Pro výpočty při normálních podmínkách lze využít  $\chi_V = 1,016$  odpovídající teplotě okolí 20 °C při relativní vlhkosti 70 % [10].

Objem vodní páry v minimálním množství vlhkého vzduchu

$$O_{H_2O_{vz}}^V = (\chi_V - 1) \cdot O_{vz_{min}}^S = (1,016 - 1) \cdot 3,6149 = 0,0578 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \tag{2.4}$$

### 2.2 Výpočet minimálního objemu spalin

Minimální množství spalin vznikne dokonalým spálením 1 kg paliva, tzn. při spalování bez přebytku vzduchu ( $\alpha = 1$ ).

Objem oxidu uhličitého ve spalinách (z uhlíku hořlaviny a spalovacího vzduchu)

$$\begin{aligned}
 O_{CO_2} &= \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{C^r}{100} + \frac{1}{100} \cdot 0,03 \cdot O_{vz_{min}}^S = \\
 &= \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{39,09}{100} + \frac{1}{100} \cdot 0,03 \cdot 3,6149 = 0,7256 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

Objem oxidu siřičitého ve spalinách (z hořlaviny paliva)

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{S^r}{100} = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{0,04}{100} = 0,0003 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \tag{2.6}$$



Objem dusíku ve spalinách (z hořlaviny paliva a spalovacího vzduchu)

$$\begin{aligned}
 O_{N_2} &= \frac{22,40}{28,013} \cdot \frac{N_2^r}{100} + \frac{1}{100} \cdot 78,05 \cdot O_{vz_{min}}^S = \\
 &= \frac{22,40}{28,013} \cdot \frac{0,25}{100} + \frac{1}{100} \cdot 78,05 \cdot 3,6149 = 2,8234 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}
 \end{aligned} \quad (2.7)$$

Objem argonu ve spalinách (ze spalovacího vzduchu)

$$O_{Ar} = \frac{1}{100} \cdot 0,92 \cdot O_{vz_{min}}^S = \frac{1}{100} \cdot 0,92 \cdot 3,6149 = 0,0333 \frac{Nm^3}{kg} \quad (2.8)$$

Objem vodní páry ve spalinách (z vodíku obsažený v palivu, z vlhkosti paliva a vlhkosti spalovacího vzduchu)

$$\begin{aligned}
 O_{H_2O_{sp}} &= \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{W^r}{100} + (\chi_V - 1) \cdot O_{vz_{min}}^S = \\
 &= \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{4,84}{100} + \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{20}{100} + (1,016 - 1) \cdot 3,6149 = 0,8443 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}
 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Minimální objem suchých spalin

$$\begin{aligned}
 O_{sp_{min}}^S &= O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{SO_2} + O_{Ar} = \\
 &= 0,7256 + 2,8234 + 0,0003 + 0,0333 = 3,5826 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}
 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{sp_{min}}^V = O_{sp_{min}}^S + O_{H_2O_{sp}} = 3,5826 + 0,8443 = 4,4269 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.11)$$

### 2.3 Výpočet skutečného objemu vzduchu a spalin

Dle odborné konzultace byl zvolen přebytek vzduchu  $\alpha = 1,3$  pro roštová ohniště s posuvným roštem s pohazováním.

Skutečný objem suchého vzduchu

$$O_{vz}^S = O_{vz_{min}}^S \cdot \alpha = 3,6149 \cdot 1,3 = 4,6994 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.12)$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu

$$O_{vz}^V = O_{vz_{min}}^V \cdot \alpha = 3,6728 \cdot 1,3 = 4,7746 \frac{Nm^3}{kg_{pal}} \quad (2.13)$$

Skutečný objem suchých spalin

$$\begin{aligned}
 O_{sp}^S &= O_{sp_{min}}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{vz_{min}}^S = \\
 &= 3,5826 + (1,3 - 1) \cdot 3,6149 = 4,6670 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}
 \end{aligned} \quad (2.14)$$

Skutečný objem vlhkých spalin

$$\begin{aligned}
 O_{sp}^V &= O_{sp_{min}}^V + (\alpha - 1) \cdot O_{vz_{min}}^V = \\
 &= 4,4269 + (1,3 - 1) \cdot 3,6728 = 5,5287 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}
 \end{aligned}
 \tag{2.15}$$

Tab. 3: Vypočtené hodnoty stechiometrie

Výpočet minimálního objemu vzduchu		
Min. objem kyslíku	$O_{O_2_{min}} [Nm^3/kg_{pal}]$	0,7591
Min. objem suchého	$O_{vz_{min}}^S [Nm^3/kg_{pal}]$	3,6149
Min. objem vlhkého	$O_{vz_{min}}^V [Nm^3/kg_{pal}]$	3,6728
Objem H <sub>2</sub> O v min. vlhkém	$O_{H_2O_{vz}}^V [Nm^3/kg_{pal}]$	0,0578
Výpočet minimálního objemu spalin		
Objem CO <sub>2</sub>	$O_{CO_2} [Nm^3/kg_{pal}]$	0,7256
Objem SO <sub>2</sub>	$O_{SO_2} [Nm^3/kg_{pal}]$	0,0003
Objem N <sub>2</sub>	$O_{N_2} [Nm^3/kg_{pal}]$	2,8234
Objem Ar	$O_{Ar} [Nm^3/kg_{pal}]$	0,0333
Objem H <sub>2</sub> O	$O_{H_2O_{sp}} [Nm^3/kg_{pal}]$	0,8443
Min. objem suchých	$O_{sp_{min}}^S [Nm^3/kg_{pal}]$	3,5826
Min. objem vlhkých	$O_{sp_{min}}^V [Nm^3/kg_{pal}]$	4,4269
Skutečné množství vzduchu a spalin		
Skut. objem suchého vzd.	$O_{vz}^S [Nm^3/kg_{pal}]$	4,6994
Skut. objem vlhkého vzd.	$O_{vz}^V [Nm^3/kg_{pal}]$	4,7746
Skut. objem suchých spalin	$O_{sp}^S [Nm^3/kg_{pal}]$	4,6670
Skut. objem vlhkých spalin	$O_{sp}^V [Nm^3/kg_{pal}]$	5,5287

## 2.4 Entalpie spalin a vzduchu

Pro výpočet kotle je nutno vyjadřovat teplo spalin formou jejich entalpií. Spaliny jsou směs plynů, kde entalpii lze vyjádřit jako součet dílčích složek plynů včetně částic popílku [10].

Tab. 4: Měrná entalpie některých složek spalin  $i_i^t$  [kJ/Nm<sup>3</sup>] v závislosti na teplotě  $t$  [°C] [10]

$t$ [°C]	$CO_2$	$SO_2$	$N_2$	$Ar$	$H_2O$	Suchý vzduch	$CO$	$O_2$	Popílek [kJ/kg]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381

### Entalpie minimálního objemu spalin

Výpočet je proveden pro každou teplotu z tab. 4. Níže je uveden výpočet pro teplotu 400 °C.

$$\begin{aligned}
 I_{sp_{min}}^t &= O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O_{sp}} \cdot i_{H_2O}^t + \\
 &\quad + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t = \\
 &= 0,7256 \cdot 771,9 + 0,0003 \cdot 836,5 + 2,8234 \cdot 526,7 + 0,0333 \cdot 371,7 \\
 &\quad + 0,8443 \cdot 625,9 + 0 = 2685,69 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned} \tag{2.16}$$

kde  $a_{\dot{u}}$  ... je poměrný úlet popílku z ohniště vztažen k celkovému obsahu popele v palivu  $A_r$ . Entalpie popílku se ve spalínách uvažuje, pokud procentuální podíl popeloviny v palivu splňuje nerovnost:

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot X_{\dot{u}}}$$

$$1,67 > \frac{6 \cdot 14420}{41,8 \cdot 15} \quad (2.17)$$

$$1,67 \ngtr 137,99$$

kde  $X_{\dot{u}}$  ... je procento popílku v úletu, po odborné konzultaci bylo zvoleno  $X_{\dot{u}} = 15 \%$

Nerovnost není splněna, proto pro výpočet entalpie spalín se neuvažuje entalpie popílku.

### Entalpie minimálního objemu vlhkého vzduchu

Výpočet je proveden pro každou teplotu z tab. 4. Níže je uveden výpočet pro teplotu 400 °C.

$$I_{vz_{min}}^t = O_{vz_{min}}^S \cdot i_{svz}^t + O_{H_2O_{vz}}^V \cdot i_{H_2O}^t =$$

$$= 3,6149 \cdot 541,7 + 0,0578 \cdot 685,9 = 1994,4 \frac{kJ}{kg} \quad (2.18)$$

### Entalpie spalín s přebytkem vzduchu

Výpočet je proveden pro každou teplotu z tab. 4. Níže je uveden výpočet pro teplotu 400 °C a zvolený přebytek vzduchu  $\alpha = 1,3$ .

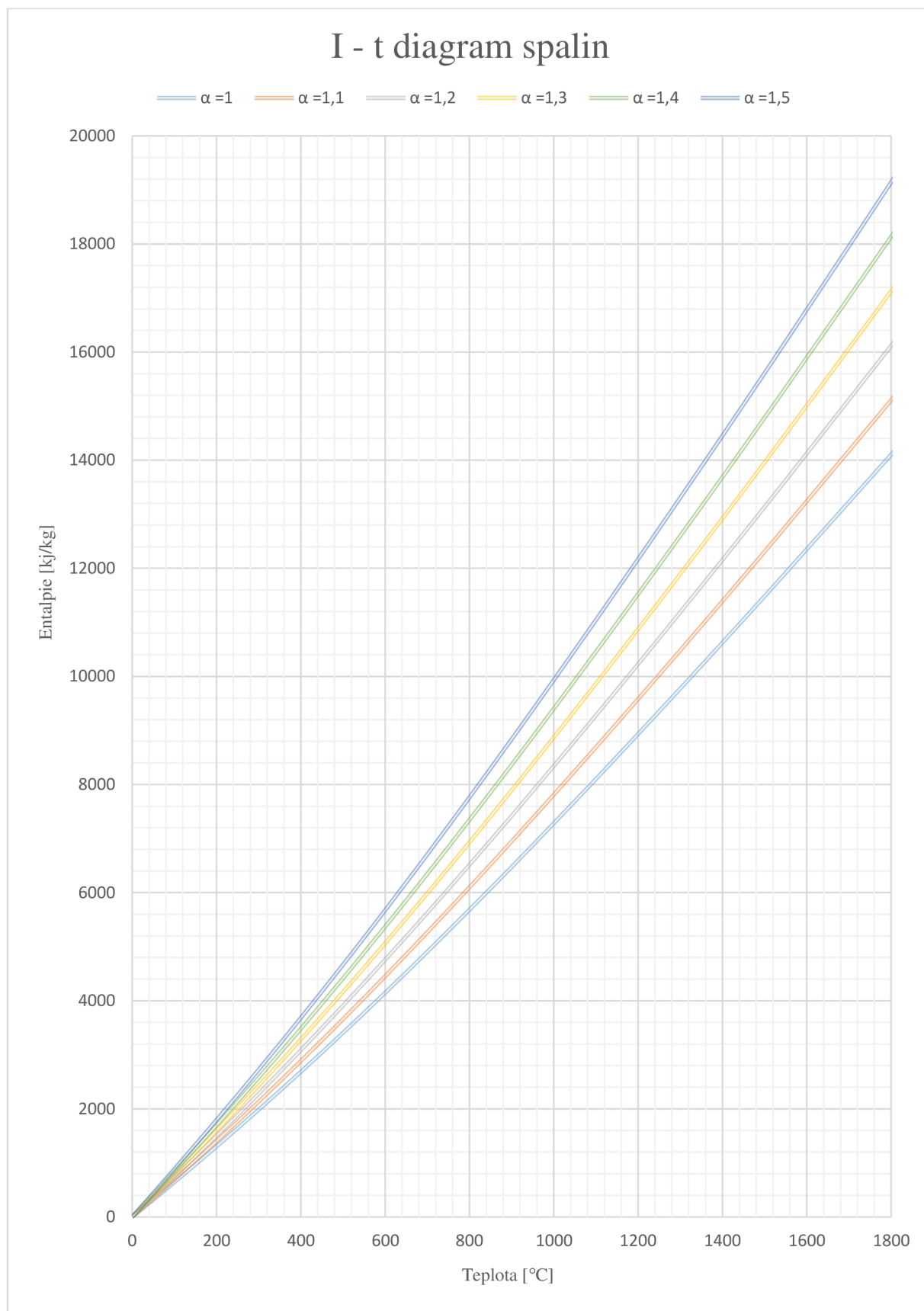
$$I_{sp}^{t,\alpha} = I_{sp_{min}}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{vz_{min}}^t = 2685,7 + (1,3 - 1) \cdot 1994,4 = 3284,0 \frac{kJ}{kg} \quad (2.19)$$



Tab. 5: Hodnoty pro I-t diagram spalín

$t [^{\circ}\text{C}]$	$I_{sp_{min}}^t$ [kJ/kg]	$I_{vz_{min}}^t$ [kJ/kg]	$I_{sp}^{t,\alpha} = I_{sp_{min}}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{vz_{min}}^t$					
			$\alpha = 1$	$\alpha = 1,1$	$\alpha = 1,2$	$\alpha = 1,3$	$\alpha = 1,4$	$\alpha = 1,5$
0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	642,7	487,0	642,7	691,4	740,1	788,8	837,5	886,2
200	1304,0	979,9	1304,0	1402,0	1500,0	1598,0	1696,0	1794,0
300	1984,8	1481,8	1984,8	2133,0	2281,1	2429,3	2577,5	2725,7
400	2685,7	1994,4	2685,7	2885,1	3084,6	3284,0	3483,4	3682,9
500	3406,5	2518,9	3406,5	3658,4	3910,3	4162,2	4414,1	4666,0
600	4147,4	3055,0	4147,4	4452,9	4758,4	5063,9	5369,4	5674,9
700	4906,5	3602,2	4906,5	5266,7	5627,0	5987,2	6347,4	6707,6
800	5683,4	4158,5	5683,4	6099,2	6515,1	6930,9	7346,8	7762,6
900	6474,6	4726,2	6474,6	6947,2	7419,9	7892,5	8365,1	8837,7
1000	7283,2	5301,5	7283,2	7813,4	8343,5	8873,7	9403,8	9934,0
1100	8102,5	5884,4	8102,5	8691,0	9279,4	9867,8	10456,3	11044,7
1200	8934,7	6471,1	8934,7	9581,9	10229,0	10876,1	11523,2	12170,3
1300	9776,2	7061,7	9776,2	10482,4	11188,5	11894,7	12600,9	13307,1
1400	10625,6	7656,2	10625,6	11391,3	12156,9	12922,5	13688,1	14453,7
1500	11483,7	8258,1	11483,7	12309,5	13135,3	13961,1	14786,9	15612,7
1600	12354,8	8860,3	12354,8	13240,8	14126,8	15012,9	15898,9	16784,9
1800	14103,2	10075,9	14103,2	15110,8	16118,4	17126,0	18133,6	19141,2

Graf 1: I - t diagram spalín



### 3 Tepelná bilance kotle

Tepelná bilance kotle slouží ke stanovení tepelných ztrát kotle, jeho účinnosti a spotřeby paliv. Veškeré výpočty jsou čerpány z [11].

#### 3.1 Teplo přivedené do kotle

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p + Q_{vzv} + Q_{pr} = 14420 + 34,8 + 0 + 0 = 14454,8 \frac{kJ}{kg} \quad (3.1)$$

kde  $Q_i^r$  ... výhřevnost paliva  
 $i_p$  ... fyzické teplo paliva  
 $Q_{vzv}$  ... teplo přivedené cizím zdrojem  
 $Q_{pr}$  ... teplo přivedené parou při ofukování

Fyzické teplo paliva se uvažuje v tom případě, pokud bude splněna podmínka:

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150}$$

$$20 \geq \frac{14420}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (3.2)$$

$$20 \not\geq 22,9$$

#### Fyzické teplo paliva

$$i_p = c_p \cdot t_p = 1,74 + 20 = 34,8 \frac{kJ}{kg} \quad (3.3)$$

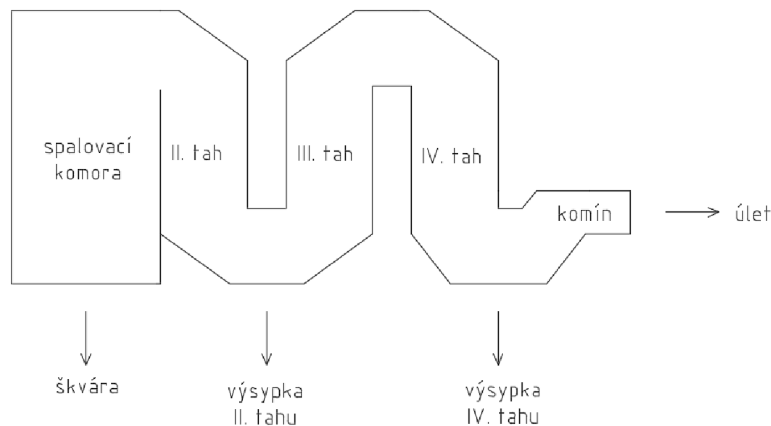
kde  $c_p$  ... měrné teplo paliva  
 $t_p$  ... teplota paliva (zvoleno 20 °C)

#### Měrné teplo paliva

$$c_p = c_w \cdot \frac{W^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{100 - W^r}{100} = 4,18 \cdot \frac{20}{100} + 1,13 \cdot \frac{100 - 20}{100} = 1,74 \frac{kJ}{kg \cdot K} \quad (3.4)$$

kde  $c_w$  ... měrné teplo vody  $c_w = 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K}$   
 $c_{su}$  ... měrné teplo sušiny paliva zvoleno  $c_{su} = 1,13 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  pro hnědé uhlí [11]

### 3.2 Tepelné ztráty a účinnost kotle



Obr. 2: Schématické rozdělení míst s nespáleným uhlíkem

Tab. 6: Bilance nespáleného uhlíku bez recirkulace spalin

	$C_i$ [%]	$X_i$ [%]	$t_i$ [°C]	$c_i \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$
Škvára	3	60	500	0,917
Tah 2/3	40	15	400	0,9
Tah 4/5	30	10	135	0,8213
Úlet	25	15	135	0,8213

Tab. 7: Bilance nespáleného uhlíku s recirkulací spalin

	$C_i$ [%]	$X_i$ [%]	$t_i$ [°C]	$c_i \left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$
Škvára	3	65	500	0,917
Tah 2/3	0	0	0	0
Tah 4/5	30	15	135	0,8213
Úlet	25	20	135	0,3219

kde  $C_i$ ...podíl hořlaviny v tuhých zbytcích  
 $X_i$ ...podíl popílku z celkového množství v palivu  $A^r$  připadající na uvažovaný druh tuhého zbytku  
 $t_i$ ... teplota uvažovaného druhu tuhého zbytku  
 $c_i$ ...měrná tepelná kapacita uvažovaných tuhých zbytků [11]

Poměrné množství podílu hořlaviny v tuhých zbytcích, popílku a teploty tuhých zbytků z tab. 6 a tab. 7 byly voleny na základě odborné konzultace.

### 3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta mechanickým nedopalem se vypočítá jako součet dílčích ztrát, kde jednotlivé indexy označují ztrátu v daném místě kotle.

$$Z_C = Z_{cš} + Z_{c23} + Z_{c45} + Z_{cú} = 0,070 + 0,377 + 0,161 + 0,188 = 0,796 \% \quad (3.5)$$

Ztráta ve škváře

$$Z_{cš} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \frac{3}{100 - 3} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{1,67}{14454,8} \cdot 32600 = 0,070 \% \quad (3.6)$$

kde  $Q_{ci}$  ... výhřevnost hořlaviny v tuhých zbytcích  $Q_{ci} = 32600 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  [11]

Ztráta ve výsypce 2. tahu

$$Z_{c23} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \frac{40}{100 - 40} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{1,67}{14454,8} \cdot 32600 = 0,377 \% \quad (3.7)$$

Ztráta ve výsypce 4. tahu

$$Z_{c45} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \frac{30}{100 - 30} \cdot \frac{60}{100} \cdot \frac{1,67}{14454,8} \cdot 32600 = 0,161 \% \quad (3.8)$$

Ztráta v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{1,67}{14454,8} \cdot 32600 = 0,188 \% \quad (3.9)$$

### 3.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem pro návrh kotle byla zvolena limitní hodnota  $Z_{co} = 0,05 \%$  pro biomasu dle emisních limitů ve vyhlášce č. 415/2012 Sb. o přípustné úrovni znečištění [12].

### 3.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztrátou fyzickým teplem tuhých zbytků se rozumí teplo odcházející z kotle ve formě nedochlazených tuhých zbytků.

$$Z_f = Z_{fš} + Z_{f23} + Z_{f45} + Z_{fu} = 0,033 + 0,010 + 0,002 + 0,003 = 0,048 \% \quad (3.10)$$

Ztráta ve škváře

$$Z_{fš} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot t_i \cdot c_i = \frac{60}{100 - 3} \cdot \frac{1,67}{14454,8} \cdot 500 \cdot 0,914 = 0,033 \% \quad (3.11)$$

Ztráta ve výsypce 2. tahu

$$Z_{f23} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot t_i \cdot c_i = \frac{15}{100 - 40} \cdot \frac{1,67}{14454,8} \cdot 400 \cdot 0,900 = 0,010 \% \quad (3.12)$$

Ztráta ve výsypce 4. tahu

$$Z_{f45} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot t_i \cdot c_i = \frac{10}{100 - 30} \cdot \frac{1,67}{14454,8} \cdot 135 \cdot 0,8213 = 0,002 \% \quad (3.13)$$

Ztráta v úletu

$$Z_{fú} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot t_i \cdot c_i = \frac{15}{100 - 25} \cdot \frac{1,67}{14454,8} \cdot 135 \cdot 0,8213 = 0,003 \% \quad (3.14)$$

### 3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta sdílením tepla do okolí byla počítána dle [13].

$$Z_s = \frac{Q_{RC}}{Q_N} \cdot 100 = \frac{0,118}{6,590} \cdot 100 = 1,789 \% \quad (3.15)$$

Maximální využitelný tepelný výkon

$$Q_N = M_p \cdot Q_i^r = 0,458 \cdot 14,42 = 6,590 \text{ MW} \quad (3.16)$$

kde  $M_p$ ... množství paliva přivedeného do kotle z rovnice (3.21)

Ztráty sáláním a konvekcí

$$Q_{RC} = C \cdot Q_N^{0,7} = 0,0315 \cdot 6,607^{0,7} = 0,118 \text{ MW} \quad (3.17)$$

kde  $C$ ... koeficient pro spalování hnědého uhlí [13]

### 3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin

$$Z_k = (100 - Z_c) \cdot \frac{I_{sp} - I_{vz}}{Q_p^p} = (100 - 0,796) \cdot \frac{1072,0 - 97,4}{14454,8} = 6,689 \% \quad (3.18)$$

kde  $I_{sp}$  ... entalpie spalin na výstupu z kotle, získaná interpolací z I-t diagramu spalin pro 135 °C a přebytek vzduchu  $\alpha = 1,3$ .

$I_{vz}$ ... entalpie okolního vzduchu, zvoleno 20 °C

### 3.2.6 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_k = 100 - \sum Z_i = 100 - (0,796 + 0,050 + 1,789 + 0,048 + 6,689) = 90,628 \% \quad (3.19)$$

### 3.3 Množství vyrobené páry a paliva přivedeného do kotle

$$M_{pp} = \frac{Q_V}{i_{pp} - i_{nv}} = \frac{6000}{3009,63 - 442,34} = 2,34 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.20)$$

kde  $Q_v$  ... výrobní teplo páry (ze zadání  $Q_v = 6 \text{ MW}$ )  
 $i_{pp}$  ... entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle ( $t = 300 \text{ °C}$ ,  $p = 2,5 \text{ MPa}$ )  
 $i_{nv}$  ... entalpie napájecí vody ( $t = 105 \text{ °C}$ ,  $p = 3 \text{ MPa}$ )

Množství paliva přivedeného do kotle

$$M_p = \frac{Q_v}{Q_p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{6000}{14454,8 \cdot \frac{90,628}{100}} = 0,4580 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.21)$$

Množství skutečně spáleného paliva

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{Z_c}{100}\right) = 0,458 \cdot \left(1 - \frac{0,796}{100}\right) = 0,4543 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (3.22)$$

### 3.4 Porovnání účinnosti kotle s recirkulací spalin a bez recirkulace

Se zavedením recirkulace spalin za druhým tahem kotle, se zvýšila účinnost kotle na úkor snížení ztráty mechanickým nedopalem, kdy by se nespálený uhlík v popílku přivedl zpět do spalovací komory. V případě výpočtu účinnosti kotle s uvažováním recirkulace spalin za druhým tahem se účinnost kotle zvýšila jen o velmi malé procento (rozdíl ve zvýšení účinnosti se projevuje až v setinách hodnot, dosahovala by  $\eta_{K_{rec}} = 90,635 \%$ ). Takové malé zvýšení účinnosti by se investičně nevyplatilo a z tohoto důvodu nebyla recirkulace spalin v návrhu uvažována.

## 4 Předběžný návrh konvekčních ploch

Predběžný návrh ploch slouží k určení tepelných výkonů výhřevných ploch kotle, aby byly dodrženy vstupní a výstupní parametry vody resp. páry. Konvekčními plochami v kotli jsou: přehřívák 2, přehřívák 1, výparník, ekonomizér 2, ekonomizér 1. V předběžném návrhu byly počítány oba ekonomizéry jako jeden celek. Pro získání vlastností vody a vodní páry byl využit doplněk k softwaru Microsoft Excel [14]. Pro určení tlaku pracovního média v jednotlivých výhřevných plochách bylo nutno zvolit tlakové ztráty, které byly voleny tab. 8.

Tab. 8: Zvolené tlakové ztráty ve výhřevných plochách.

Přehřívák 2	$\Delta p_{P2}$ [MPa]	0,1
Přehřívák 1	$\Delta p_{P1}$ [MPa]	0,1
Výparník	$\Delta p_V$ [MPa]	0
Ekonomizér	$\Delta p_{EKO}$ [MPa]	0,3

### 4.1 Přehřívák 2

Výstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P2out} = 2,5 \text{ MPa}$

Teplota:  $t_{P2out} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie:  $i_{P2out} = f(p_{P2out}; t_{P2out}) = 3009,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Zvolený entalpický spád přehříváku 2  $\Delta i_{P2} = 170 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Vstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P2in} = p_{P2out} + \Delta p_{P2} = 2,5 + 0,1 = 2,6 \text{ MPa}$

Teplota:  $t_{P2in} = f(p_{P2in}; i_{P2in}) = 237,6 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie:  $i_{P2in} = i_{P2out} + \Delta i_{P2} = 3009,63 - 170 = 2839,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Tepelný výkon přehříváku 2:

$$Q_{P2} = M_{pp} \cdot (i_{P2out} - i_{P2in}) = 2,34 \cdot (3009,6 - 2839,6) = 397,3 \text{ kW} \quad (4.1)$$

### 4.2 Přehřívák 1

Do přehříváku 1 vstupuje sytá pára z bubny. Mezi přehřívákem 2 a 1 je umístěn vstřík napájecí vody do přehřáté páry, který je dle odborné konzultace zvolen 5 %.

Výstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P1out} = p_{P2in} = 2,6 \text{ MPa}$

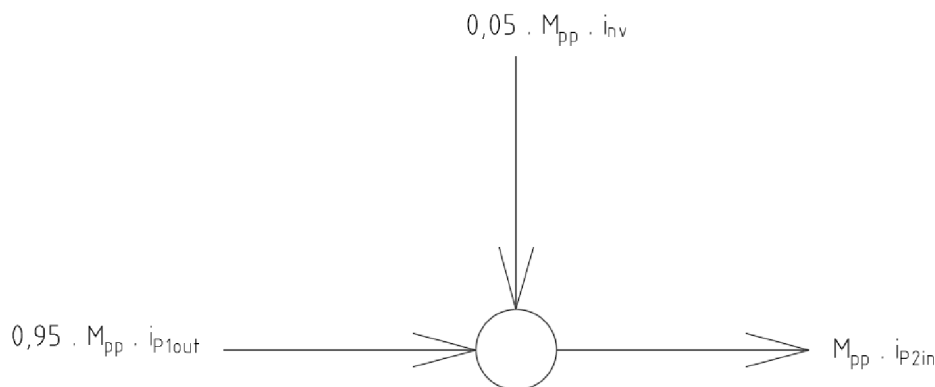
Teplota:  $t_{P1out} = f(p_{P1out}; i_{P1out}) = 283,6 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie:

$$M_{pp} \cdot i_{P2in} = 0,95 \cdot M_{pp} \cdot i_{P1out} + 0,05 \cdot M_{pp} \cdot i_{nv} \rightarrow$$

$$i_{P1out} = \frac{i_{P2in} - 0,05 \cdot i_{nv}}{0,95} = \frac{2802,78 - 0,05 \cdot 442,3}{0,95} = 2965,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.2)$$





Obr. 3: Bilanční schéma přehříváku 1

Vstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{P1in} = p_{P1out} + \Delta p_{P1} = 2,6 + 0,1 = 2,7 \text{ MPa}$

Teplota:  $t_{P1in} = f(p_{P1in}; x = 1) = 228,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie:  $i_{P1in} = f(p_{P1in}; t_{P1in}) = 2802,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Tepelný výkon přehříváku 1:

$$Q_{P1} = 0,95 \cdot M_{pp} \cdot (i_{P1out} - i_{P1in}) = 0,95 \cdot 2,34 \cdot (2965,8 - 2802,8) = 361,9 \text{ kW} \quad (4.3)$$

### 4.3 Výparník

Výparný systém kotle slouží pro přeměnu vody z bubnu v sytou páru.

Výstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{Vout} = p_{P2in} = 2,7 \text{ MPa}$

Teplota:  $t_{Vout} = f(p_{Vout}; x = 1) = 228,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie:  $i_{Vout} = f(p_{Vout}; x = 1) = 2802,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Vstupní parametry páry:

Tlak:  $p_{Vin} = p_{Vout} + \Delta p_V = 2,7 + 0 = 2,7 \text{ MPa}$

Teplota:  $t_{Vin} = t_{Vout} - t_N = 228,1 - 20 = 208,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie:  $i_{Vin} = f(p_{Vin}; t_{Vin}) = 889,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Tepelný výkon výparníku:

$$Q_V = 0,95 \cdot M_{pp} \cdot (i_{Vout} - i_{Vin}) = 0,95 \cdot 2,34 \cdot (2802,8 - 889,4) = 4248,2 \text{ kW} \quad (4.4)$$

### 4.4 Ekonomizér

Zvolený nedohřev vody v ekonomizéru  $t_N = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Teplota napájecí vody  $t_{NV} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Výstupní parametry vody:

Tlak:  $p_{Eout} = p_{Vin} = 2,7 \text{ MPa}$

Teplota:  $t_{Eout} = t_{Vout} - t_N = 228,1 - 20 = 208,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie:  $i_{Eout} = f(p_{Eout}; t_{Eout}) = 889,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Vstupní parametry vody:

$$\text{Tlak: } p_{E_{in}} = p_{E_{out}} + \Delta p_E = 2,7 + 0,3 = 3 \text{ MPa}$$

$$\text{Teplota: } t_{E_{in}} = t_{NV} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Entalpie: } i_{E_{in}} = f(p_{E_{in}}; t_{E_{in}}) = 442,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tepelný výkon ekonomizéru:

$$Q_E = M_v \cdot (i_{E_{out}} - i_{E_{in}}) = 2,22 \cdot (889,4 - 442,3) = 992,6 \text{ kW} \quad (4.5)$$

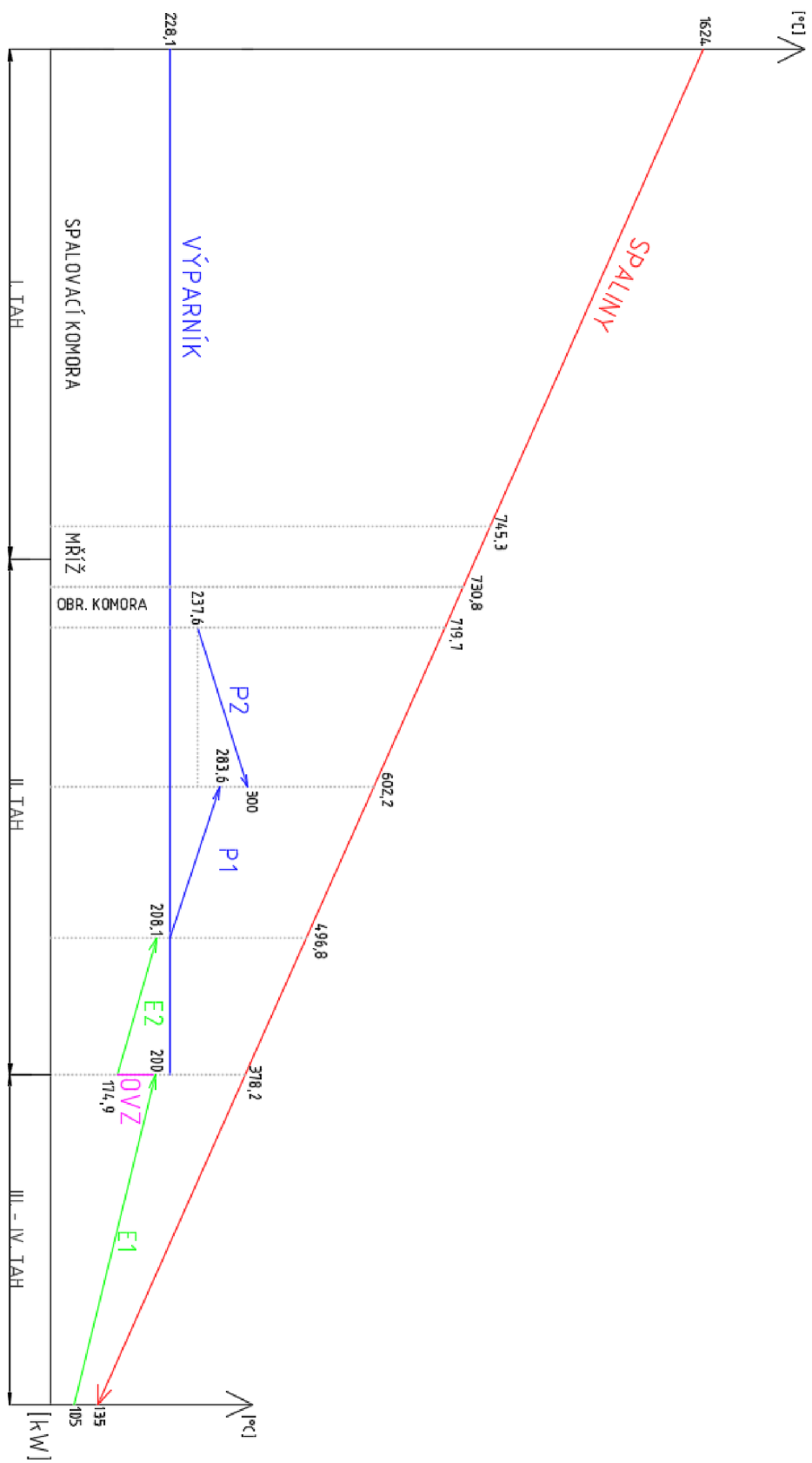
Množství napájecí vody<sup>1</sup>

$$M_v = 0,95 \cdot M_{pp} = 0,95 \cdot 2,34 = 2,22 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.6)$$

Tab. 9: Parametry předběžného návrhu výhřevných ploch

		$t$ [°C]	$p$ [MPa]	$i$ [kJ/kg]	$Q$ [kW]
Přehřívák 2	Vstup	237,6	2,6	2839,6	397,3
	Výstup	300	2,5	3009,6	
Přehřívák 1	Vstup	228,1	2,7	2802,8	361,9
	Výstup	283,6	2,6	2965,8	
Výparník	Vstup	208,1	2,7	889,4	4248,2
	Výstup	228,1	2,7	2802,8	
Ekonomizér	Vstup	105	3	442,3	992,6
	Výstup	208,1	2,7	889,4	
Celkem					6000

<sup>1</sup> Množství odluhu odcházející z bubnu kotle bývá 0,5 %, ve výpočtu kotle byl zanedbán.



Obr. 4: Pilový diagram kotle

## 5 Návrh I. tahu kotle

### 5.1 Návrh rozměrů spalovací komory

První tah kotle je tvořen spalovací komorou a výstupním oknem (mříží) do druhého tahu. Ve spalovací komoře probíhá spalování přiváděného paliva. Stěny ohniště jsou osázeny trubkami výparníku viz obr. 6. Rozměry spalovací komory, závisí na plošném zatížení roštu a objemovém zatížení ohniště. Tyto dvě veličiny je nutno volit tak, aby bylo dosaženo maximální efektivity spalování. Dle odborné konzultace by se mělo plošné zatížení roštu pohybovat v rozmezí 1,8 – 2,5 MW/m<sup>2</sup>. V případě objemového zatížení ohniště by se měly hodnoty pohybovat 160 – 200 kW/m<sup>3</sup>. Veškeré výpočty v této kapitole jsou dle [11].

Předběžná plocha roštu

$$S_r = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_r} = \frac{0,4580 \cdot 14,42}{1,8} = 3,67 \text{ m}^2 \quad (5.1)$$

kde  $M_p$  ... množství přiváděného paliva z rov. (3.21)  
 $q_r$  ... plošné zatížení roštu (zvoleno  $q_r = 1,8 \text{ MW/m}^2$ )

Poměr délky k šířce roštu by se měl pohybovat okolo hodnoty 1,5. Zvolena šířka roštu (I. tahu)  $a_I = 1,7 \text{ m}$ .

Délka roštu (délka I. tahu)

$$b_I = \frac{S_r}{a_I} = \frac{3,67}{1,7} = 2,154 \text{ m} \rightarrow \text{volím } b_I = 2,2 \text{ m} \quad (5.2)$$

Skutečná plocha roštu

$$S_{r_{skut}} = a_I \cdot b_I = 1,7 \cdot 2,2 = 3,74 \text{ m}^2 \quad (5.3)$$

Skutečné plošné zatížení roštu

$$q_{r_{skut}} = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_{r_{skut}}} = \frac{0,4580 \cdot 14,42}{3,740} = 1,77 \text{ MW/m}^2 \quad (5.4)$$

Předběžný objem spalovací komory

$$V_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_v} = \frac{0,4580 \cdot 14420}{185,9} = 35,53 \text{ m}^3 \quad (5.5)$$

kde  $q_v$  ... objemové zatížení ohniště (zvoleno  $q_v = 185,9 \text{ kW/m}^3$ )

Výška spalovací komory

$$h = \frac{V_o}{S_{r_{skut}}} = \frac{35,53}{3,740} = 9,499 \text{ m} \rightarrow \text{volím } h = 9,5 \text{ m} \quad (5.6)$$

Skutečný objem spalovací komory

$$V_{o_{skut}} = S_{r_{skut}} \cdot h = 3,740 \cdot 9,5 = 35,53 \text{ m}^3 \quad (5.7)$$

Skutečné objemové zatížení ohniště

$$q_{v_{skut}} = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{V_{o_{skut}}} = \frac{0,4580 \cdot 14420}{35,350} = 185,88 \text{ kW/m}^3 \quad (5.8)$$

Pro úplnost rozměrů spalovací komory bylo nutno navrhnout i rozměry mříže, která byla řešena v kapitole 5.3. Rychlost spalin ve výstupním okně spalin by se po odborné konzultaci měla pohybovat v rozmezí 7 – 9 m/s.

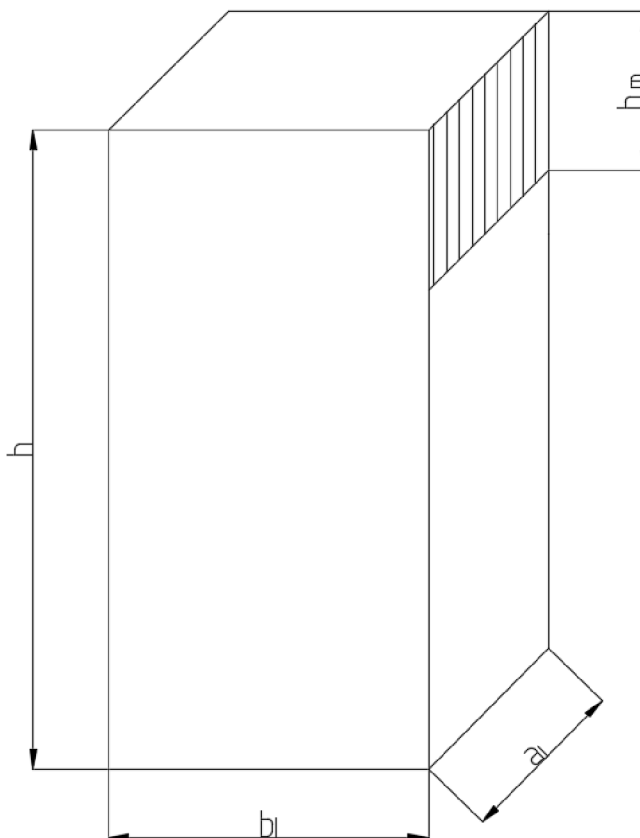
Výška mříže

$$h_m = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (a_l - n_{tr} \cdot D_m)} \cdot \frac{275,15 + t_{stř}^{sp}}{275,15} =$$

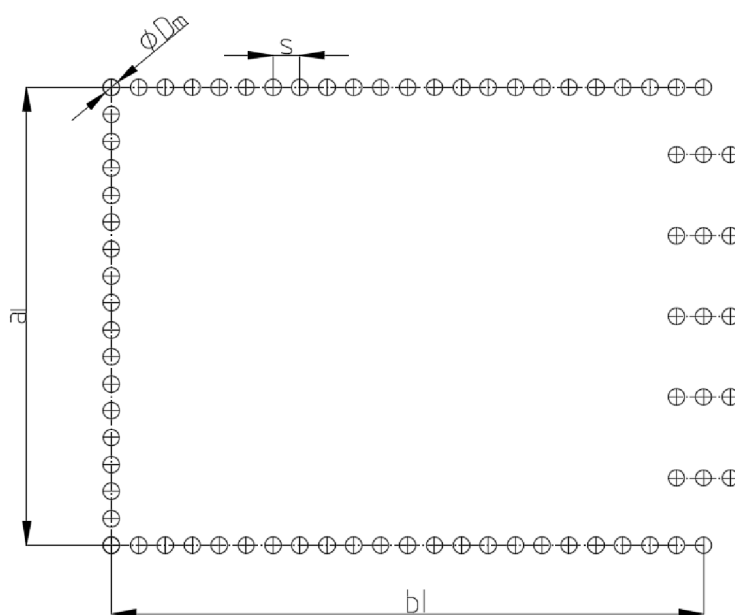
$$= \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{7,39 \cdot (1,7 - 5 \cdot 0,0603)} \cdot \frac{275,15 + 737,2}{275,15} = 0,899 \text{ m} \rightarrow \quad (5.9)$$

$\rightarrow$  volím  $h_m = 0,9, \text{ m}$

kde  $w_{sp}$  ... rychlost spalin v mříži, zvoleno  $w_{sp} = 7,39 \text{ m/s}$   
 $n_{tr}$  ... počet trubek v jedné řadě mříže z tab. 11  
 $D_m$  ... vnější průměr membránové trubky z tab. 10  
 $t_{stř}^{sp}$  ... střední teplota spalin v mříži z rov. (5.32)



Obr. 5: Rozměry spalovací komory



Obr. 6: Půdorysný řez spalovací komorou

Tab. 10: Rozměry spalovací komory

Šířka	$a_l$ [m]	1,7
Délka	$b_l$ [m]	2,2
Výška	$h$ [m]	9,5
Výška mříže	$h_m$ [m]	0,9
Průměr trubek	$D_m$ [m]	0,0603
Rozteč trubek	$s$ [m]	0,1

## 5.2 Tepelný výpočet spalovací komory

### Adiabatická teplota spalování

Adiabatická teplota spalování byla získána z I-t diagramu z tab. 5 spalin pro přebytek vzduchu  $\alpha = 1,3$  a entalpii užitečného tepla uvolněného v ohništi  $I_u$  z rovnice (5.18). Výsledná adiabatická teplota  $t_{ad} = 1624 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### Teplota na konci ohniště

Pro výpočet teploty na konci ohniště je nutno ji na začátku výpočtu zvolit, která se poté zpřesňuje iteračním výpočtem. Zvolená teplota na konci ohniště  $t_{ko} = 745,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$\begin{aligned}
 t_{ko_{skut}} &= \frac{t_{ad} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{\alpha_o}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15 = \\
 &= \frac{1624 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,5924}{0,3141}\right)^{0,6}} - 273,15 = 745,3 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}
 \tag{5.10}$$

Součinitel M pro spalování všech tuhých paliv ve vrstvě

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (5.11)$$

kde  $x_0$  ... poloha maximální teploty plamene (pro spalování v tenké vrstvě na roštu  $x_0 = 0$ ) [11]

Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot F_{st} \cdot (t_{ad} + 273,15)^3} =$$

$$= \frac{0,981 \cdot 0,4543 \cdot 10,080}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4209 \cdot 81,58 \cdot (1624 + 273,15)^3} = 0,3144 \quad (5.12)$$

Účinná sálavá plocha spalovací komory

$$F_{\text{ús}} = a_l \cdot b + a_l \cdot h + 2 \cdot (b \cdot h) + a_l \cdot (h - h_m) =$$

$$= 1,7 \cdot 2,2 + 1,7 \cdot 9,5 + 2 \cdot (2,2 \cdot 9,5) + 1,7 \cdot (9,5 - 0,9) = 76,31 \text{ m}^2 \quad (5.13)$$

Celková sálavá plocha spalovací komory

$$F_{st} = 2 \cdot (a_l \cdot b) + 2 \cdot (a_l \cdot h) + 2 \cdot (b \cdot h) =$$

$$= 2 \cdot (1,7 \cdot 2,2) + 2 \cdot (1,7 \cdot 9,5) + 2 \cdot (2,2 \cdot 9,5) = 81,58 \text{ m}^2 \quad (5.14)$$

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{Z_s}{\eta_k + Z_s} = 1 - \frac{1,789}{90,629 + 1,789} = 0,981 \quad (5.15)$$

Střední součinitel tepelné efektivity stěn

$$\bar{\psi} = \frac{\sum x_i \cdot \zeta_i \cdot F_i}{F_{st}} = \frac{1 \cdot 0,45 \cdot 76,31}{81,58} = 0,421 \quad (5.16)$$

kde  $x_i$  ... úhlový součinitel osálení, pro membránové stěny  $x = 1$  [11]  
 $\zeta_i$  ... součinitel zanesení stěn ohniště  $\zeta = 0,45$  [11]  
 $F_i$  ... plochy s různým povrchem,  $F_i = F_{\text{ús}}$

Střední celkové měrné teplo spalin

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{I_u - I_o}{t_{ad} + t_{ko}} = \frac{15271,0 - 6411,9}{1624 + 745,2} = 10,08 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (5.17)$$

kde  $I_o$  ... entalpie spalin na výstupu z ohniště odečtená z I-t diagramu pro přebytek vzduchu  $\alpha = 1,3$  a teplotu na konci ohniště  $t_{ko} = 745,3 \text{ }^\circ\text{C}$

Užitečné teplo uvolněné v ohništi

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - Z_{co} - Z_c - Z_f}{100 - Z_c} + Q_{vz} =$$

$$= 14454,8 \cdot \frac{100 - 0,050 - 0,796 - 0,048}{100 - 0,796} + 830,4 = 15271,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.18)$$

Teplo přivedené vzduchem

$$\begin{aligned}
 Q_{vz} &= 0,9 \cdot \alpha \cdot I_{vz,min}^{140} + 0,1 \cdot \alpha \cdot I_{vz,min}^{20} = \\
 &= 0,9 \cdot 1,3 \cdot 698,9 + 0,1 \cdot 1,3 \cdot 97,4 = 830,4 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned} \quad (5.19)$$

kde  $I_{vz,min}^{20}$  ... entalpie pohazovacího vzduchu do kotle (tvoří 10 % celkového přivedeného vzduchu) při teplotě 20 °C z I-t diagramu  
 $I_{vz,min}^{140}$  ... entalpie primárního a sekundárního vzduchu přivedeného do kotle (tvoří 90 % celkového vzduchu) ohřátého v ohříváku vzduchu na 140 °C

Stupeň černosti ohniště

$$\begin{aligned}
 a_0 &= \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} = \\
 &= \frac{0,3498 + (1 - 0,3498) \cdot \frac{3,74}{81,58}}{1 - (1 - 0,3498) \cdot (1 - 0,421) \cdot \left(1 - \frac{3,74}{81,58}\right)} = 0,5924
 \end{aligned} \quad (5.20)$$

kde  $R$  ... plocha hořící vrstvy paliva na roštu (shodná s plochou roštu)

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{2,746 \cdot 0,1 \cdot 1,568} = 0,3498 \quad (5.21)$$

Účinná tloušťka sálavé plochy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{35,53}{81,58} = 1,568 \text{ m} \quad (5.22)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$\begin{aligned}
 k &= k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 = \\
 &= 2,569 + 0,026 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03 = 2,746 \frac{1}{m \cdot MPa}
 \end{aligned} \quad (5.23)$$

kde  $k_k$  ... součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi  $k_k = 1$  [11]

$\chi_{1,2}$  ... bezrozměrné charakteristiky [11]

$\chi_1 = 0,5$  pro dřevo

$\chi_2 = 0,03$  pro roštová ohniště

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned}
 k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ko} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \\
 &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1558}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 1,568}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{744,5 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2871 = \\
 &= 2,5694 \frac{1}{m \cdot MPa}
 \end{aligned} \quad (5.24)$$



Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O_{sp}} + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{vz_{min}}^S}{O_{sp}^V} =$$

$$= \frac{0,8443 + (1,016 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 3,6149}{5,5287} = 0,1558 \quad (5.25)$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{SO_2} + O_{CO_2}}{O_{sp}^V} = \frac{0,00027 + 0,7256}{5,5287} = 0,1313 \quad (5.26)$$

$$r_{sp} = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,1558 + 0,1313 = 0,2871 \quad (5.27)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,1 \cdot 0,2871 = 0,0287 \quad (5.28)$$

kde  $p$  ... tlak v ohništi, u kotle bez přetlaku  $p = 0,1 \text{ MPa}$  [11]

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{ko} + 273,15)^2 \cdot d^2}} \cdot \mu =$$

$$= \frac{43}{\sqrt[3]{(744,5 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 0,4531 = 0,0261 \frac{1}{m \cdot MPa} \quad (5.29)$$

kde  $d$  ... střední efektivní průměr částic popílku, pro spalování ve vrstvě  
 $d = 20 \mu m$  [11]

Koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sp}^V} \cdot \frac{X_{\dot{u}}}{100} = \frac{10 \cdot 1,67}{5,5287} \cdot \frac{15}{100} = 0,4531 \frac{g}{m^3} \quad (5.30)$$

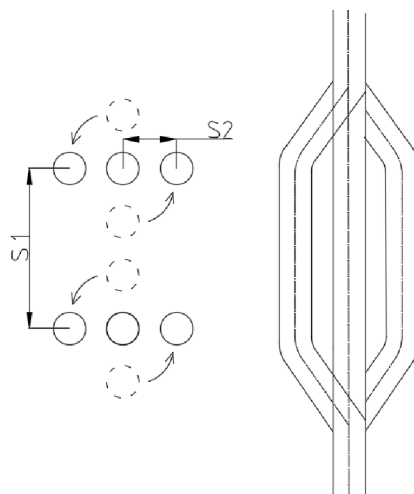
**Výkon odevzdaný z ohniště do stěn**

$$Q_{st} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_o) =$$

$$= 0,4543 \cdot 0,981 \cdot (15271,0 - 6411,9) = 3947,3 \text{ kW} \quad (5.31)$$

### 5.3 Návrh mříže

Výstupní okno spalin z prvního tahu kotle je tvořeno vyhnutím trubek výparníku, které tvoří tzv. mříž. Její uspořádání bylo navrženo na obr. 7 z důvodu vysoké teploty spalin a možného nalepování popílku na teplosměnnou plochu. Výpočet v kapitole dle [11]. Výstupní teplotu spalin z mříže, je nutno na začátku volit a poté se zpřesňuje iteračním výpočtem. Teplota na konci mříže volena  $t_{km} = 731 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Obr. 7: Znárodnění uspořádnání trubek v mříži

Tab. 11: Rozměry mříže

Počet trubek v jedné řadě	$n_{tr}$ [ks]	5
Počet řad v mříži	$n_{řad}$ [-]	3
Příčná rozteč trubek	$s_1$ [m]	0,3
Podélná rozteč trubek	$s_2$ [m]	0,1

### Tepelný výpočet mříže

Střední teplota mříže

$$t_{spstř} = \frac{t_{ko} + t_{km}}{2} = \frac{745,3 + 731}{2} = 738,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.32)$$

Skutečná rychlost spalin v mříži

$$w_{spskut} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{h_m \cdot (a_l - n_{tr} \cdot D_m)} \cdot \frac{273 + t_{spstř}}{273} = \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{0,9 \cdot (1,7 - 5 \cdot 0,0603)} \cdot \frac{273 + 738,1}{273} = 7,39 \text{ m/s} \quad (5.33)$$

kde  $h_m$  ... výška mříže z tab. 10  
 $D_m$  ... průměr trubek výparníku  
 $a_l$  ... šířka tahu

Tab. 12: Vlastnosti spalin v závislosti na střední teplotě mříže z [11]

Tepelná vodivost	$\lambda_{sp}$ [W/m.K]	0,0883
Kinematická viskozita	$\nu_{sp}$ [m <sup>2</sup> /s]	$1,2 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo	$Pr$ [-]	0,6163

### Součinitel přestupu tepla na straně spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{spskut} \cdot D_m}{v_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 0,92 \cdot 0,93 \cdot \frac{0,0883}{0,0603} \cdot \left( \frac{7,37 \cdot 0,0603}{1,21 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,616^{0,33} = 44,76 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (5.34)$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro  $n_{řad} < 10$

$$c_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_{řad} - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,92 \quad (5.35)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku v závislosti na poměrné rozteči trubek

$$\begin{aligned} c_s &= \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \\ &= \left[ 1 + (2 \cdot 4,98 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{1,66}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,93 \end{aligned} \quad (5.36)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D_m} = \frac{300}{60,3} = 4,98 \quad (5.37)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D_m} = \frac{100}{60,3} = 1,66 \quad (5.38)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\zeta} \cdot T_{stř}^{sp3} \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{spstř}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{T_{spstř}} \right)} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,213 \cdot 1010,7^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{581,24}{1010,7} \right)^4}{1 - \left( \frac{581,24}{1010,7} \right)} = 23,60 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (5.39)$$

kde  $a_{st}$  ... stupeň černosti povrchu stěn,  $a_{st} = 0,8$  [11]

$T_{spstř}$  ... střední teplota spalin v [K]

$T_z$  ... teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách trubek v [K]

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách trubek, zvoleno  $\Delta t = 80$  °C dle [11].

$$t_z = t_v + \Delta t = 228,1 + 80 = 308,09 \text{ °C} \quad (5.40)$$

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\zeta} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-4,628 \cdot 0,1 \cdot 0,516} = 0,212 \quad (5.41)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny<sup>2</sup>

$$k = k_s \cdot r_{sp} = 16,117 \cdot 0,287 = 4,628 \quad (5.42)$$

$$k_s = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{spstř} + 273,15}{1000} \right) =$$

$$= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,155}{3,16 \cdot \sqrt{0,029 \cdot 0,516}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{737,7 + 273,15}{1000} \right) = 16,117 \quad (5.43)$$

kde  $r_{sp}, r_{H_2O}$  ... objemové podíly plynů ve spalínách z rov. (5.26)  
 $p_{sp}$  ... parciální tlak tříatomových plynů z rov. (5.28)

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D_m \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D_m^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,3 \cdot 0,1}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,516 \text{ m} \quad (5.44)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 1 \cdot (44,76 + 23,60) = 68,36 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.45)$$

kde  $\omega$  ... součinitel využití tepla, zvoleno  $\omega = 1$  dle [11]

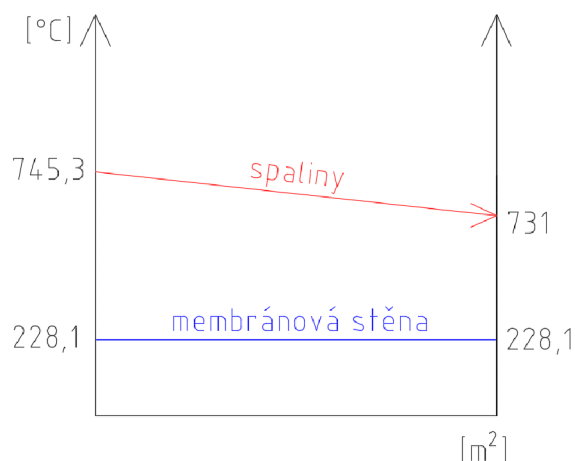
Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{sp} = 0,6 \cdot 68,36 = 41,01 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.46)$$

kde  $\psi$  ... součinitel tepelné efektivity,  $\psi = 0,6$  pro dřevo [11]

**Teplo odebrané mříží**

$$Q_{mř} = S_{mř} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 2,73 \cdot 41,01 \cdot 510,0 = 57,1 \text{ kW} \quad (5.47)$$



Obr. 8: Průběh teplot spalín a pracovního média v mříži

<sup>2</sup> POZN.: Vliv součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi byl zanedbán.

Teplosměnná plocha mříže

$$S_{mř} = \pi \cdot D_m \cdot h_m \cdot (n_{tr} \cdot n_{rad} + 1) = \pi \cdot 0,0603 \cdot 0,9 \cdot (5 \cdot 3 + 1) = 2,73 \text{ m}^2 \quad (5.48)$$

Teplotní logaritmičkový spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{517,2 - 502,9}{\ln \frac{517,2}{502,9}} = 510,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.49)$$

$$\Delta t_1 = t_{koskut} - t_V = 745,3 - 228,1 = 517,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.50)$$

$$\Delta t_2 = t_{km} - t_V = 731 - 228,1 = 502,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.51)$$

### Kontrola teploty na výstupu z mříže

Teplo na vstupu do mříže

$$Q_{sp_{in}} = I_{sp}^{745,3} \cdot M_{pv} = 6402,4 \cdot 0,4543 = 2902,61 \text{ kW} \quad (5.52)$$

kde  $I_{sp}^{745,3}$  ... entalpie spalin na vstupu do mříže

Teplo na výstupu z mříže

$$Q_{sp_{out}} = Q_{sp_{in}} - Q_{mř} = 2902,61 - 57,1 = 2856,3 \text{ kW} \quad (5.53)$$

Entalpie spalin na konci mříže

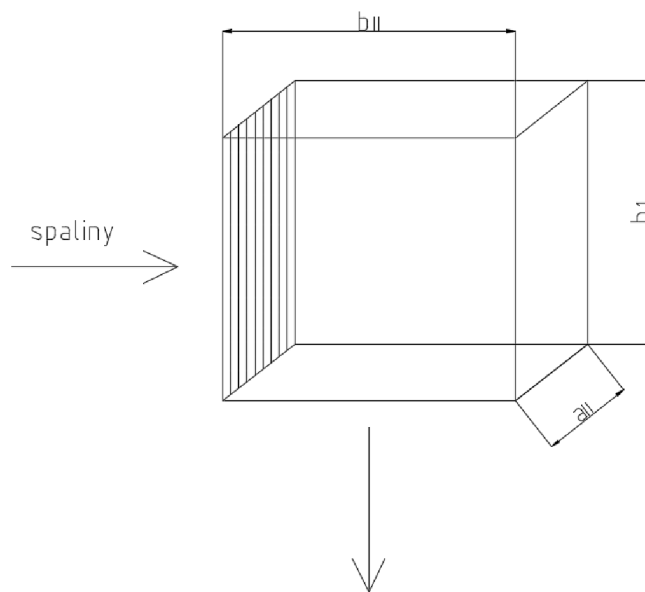
$$I_{sp_{out}} = \frac{Q_{sp_{out}}}{M_{pv}} = \frac{2856,3}{0,4543} = 6286,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (5.54)$$

Teplota spalin na výstupu z mříže byla odečtena interpolací z I-t diagramu spalin pro entalpii  $I_{sp_{out}}$ . Skutečná teplota spalin na konci mříže  $t_{km_{skut}} = 730,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

## 6 Návrh II. tahu kotle

### 6.1 1. Část II. tahu (Obratová komora)

Obratová komora je první částí II. tahu kotle a slouží ke změně směru spalin. Rozměry tahu se určují na základě rychlosti spalin, ta by se dle odborné konzultace měla pohybovat mezi 5 – 7 m/s. Také bylo nutno volit teplotu na konci obratové komory a délku tahu. Rychlost spalin v obratové komoře byla zvolena  $w_{sp} = 5,4 \text{ m/s}$ , teplota za obratovou komorou  $t_{k1} = 720 \text{ °C}$  a šířka tahu  $a_{II} = a_I = 1,7 \text{ m}$  (za předpokladu, že šířka spalovací komory se rovná šířce II. tahu) a výška obratové komory je rovna výšce mříže.



Obr. 9: Rozměry obratové komory

Střední teplota spalin

$$t_{spstř} = \frac{t_{km} + t_{k1}}{2} = \frac{730,8 + 720,0}{2} = 725,4 \text{ °C} \quad (6.1)$$

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273 + t_{spstř}}{273} = \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{5,4} \cdot \frac{273 + 725,4}{273} = 1,70 \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

Skutečná rychlost spalin

$$w_{spskut} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{a_{II} \cdot b_{II}} \cdot \frac{273 + t_{spstř}}{273} = \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{1,7 \cdot 1} \cdot \frac{273 + 725,4}{273} = 5,39 \text{ m/s} \quad (6.3)$$

Skutečná délka tahu

$$b_{IIskut} = \frac{F_{sp}}{a_{II}} = \frac{1,70}{1,7} = 1 \text{ m} \quad (6.4)$$

**Tepelný výpočet 1. části II. tahu**

Tab. 13: Vlastnosti spalin v závislosti na střední teplotě v obrátové komoře z [11]

Tepelná vodivost	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,0871
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$1,2 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,6175

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin při podélném proudění

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0871}{1,26} \cdot \left( \frac{5,4 \cdot 1,26}{1,2 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,6175^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 8,41 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.5)$$

 kde  $\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$  ...vlastnosti spalin z tab. 13  
 $c_t, c_l, c_m$  ... opravné součinitele dle [11]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot a_{II} \cdot b_{II}}{2 \cdot (a_{II} + b_{II})} = \frac{4 \cdot 1,7 \cdot 1}{2 \cdot (1,7 + 1)} = 1,26 \text{ m} \quad (6.6)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\bar{\chi}} \cdot T_{spstř}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{spstř}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{spstř}}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,239 \cdot 998,6^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{537,8}{998,6} \right)^4}{1 - \frac{537,8}{998,6}} = 24,27 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.7)$$

 kde  $a_{st}$  ... stupeň černosti povrchu stěn,  $a_{st} = 0,8$  dle [11]  
 $T_{spstř}$  ... střední teplota spalin v [K]  
 $T_z$  ... teplota vnějšího povrchu nánosů v [K]

Stupeň černosti proudu

$$a_{\bar{\chi}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,274} = 0,239 \quad (6.8)$$

 Optická hustota spalin<sup>3</sup>

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (4,077 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,67 = 0,274 \quad (6.9)$$

---

<sup>3</sup> POZN.: Vliv součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi byl zanedbán.

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned}
 k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{sp_{stř}} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \\
 &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1558}{3,16 \cdot \sqrt{0,0287 \cdot 0,67}} \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{725,4 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2871 = 4,077
 \end{aligned} \quad (6.10)$$

kde  $r_{sp}, r_{H_2O}$  ... objemové podíly plynů ve spalinách z rov. (5.26)  
 $p_{sp}$  ... parciální tlak tříatomových plynů z rov. (5.28)

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{1,53}{8,26} = 0,67 \text{ m} \quad (6.11)$$

Objem sálající vrstvy

$$V = h_m \cdot a_{II} \cdot b_{II} = 0,9 \cdot 1,7 \cdot 1 = 1,53 \text{ m}^3 \quad (6.12)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$\begin{aligned}
 F_{st} &= 2 \cdot h_1 \cdot b_{II} + 2 \cdot h_1 \cdot a_{II} + 2 \cdot a_{II} \cdot b_{II} = \\
 &= 2 \cdot 0,9 \cdot 1 + 2 \cdot 0,9 \cdot 1,7 + 2 \cdot 1,7 \cdot 1 = 8,26 \text{ m}^2
 \end{aligned} \quad (6.13)$$

kde  $h_1$  ... výška obratové komory  
 $b_{II}$  ... délka II. tahu  
 $a_{II}$  ... šířka II. tahu

Celková výhřevná plocha obratové komory

$$S_1 = F_{st} - h_1 \cdot a_{II} - a_{II} \cdot b_{II} = 8,26 - 0,9 \cdot 1,7 - 1,7 \cdot 1 = 5,03 \text{ m}^2 \quad (6.14)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách

$$\begin{aligned}
 t_z &= t_v + \varepsilon_{ms} \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{sp}^{731} - I_{sp}^{720})}{S_1} \cdot 1000 = \\
 &= 228,1 + 0,0043 \cdot \frac{0,4543 \cdot (6270,3 - 6175,9)}{5,03} \cdot 1000 = 264,6 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned} \quad (6.15)$$

kde  $\varepsilon_{ms}$  ... součinitel zanesení výhřevných ploch na membránových stěnách  
 $\varepsilon_{ms} = 0,0043 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$  dle [11]

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 0,9 \cdot (8,42 + 24,27) = 29,42 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.16)$$

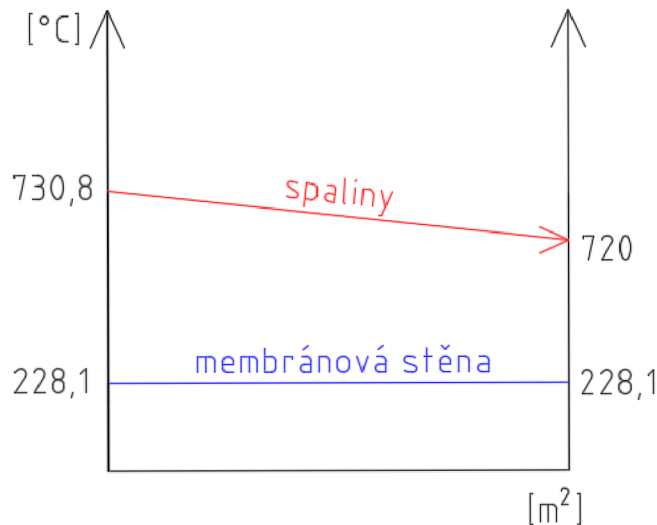
kde  $\omega$  ... součinitel využití pro membránovou stěnu dle odborné konzultace  $\omega = 0,9$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0,6 \cdot 29,42 = 17,65 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.17)$$

kde  $\psi_e$  ... součinitel tepelné efektivity pro dřevo  $\psi_e = 0,6$  dle [11]





Obr. 10: Průběh teplot spalín a pracovního média v obratové komoře

### Teplu odebrané v obratové komoře

$$Q_{ms_1} = S_1 \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 5,03 \cdot 17,65 \cdot 497,4 = 44,2 \text{ kW} \quad (6.18)$$

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{502,7 - 491,9}{\ln \frac{502,7}{491,9}} = 497,4 \text{ °C} \quad (6.19)$$

$$\Delta t_1 = t_{km_{skut}} - t_V = 730,8 - 228,1 = 502,7 \text{ °C} \quad (6.20)$$

$$\Delta t_2 = t_{k1} - t_V = 720 - 228,1 = 491,9 \text{ °C} \quad (6.21)$$

### Kontrola teploty na výstupu z obratové komory

Teplu na vstupu do komory

$$Q_{sp_{in}} = I_{sp}^{730,8} \cdot M_{pv} = 6270,3 \cdot 0,4543 = 2842,7 \text{ kW} \quad (6.22)$$

kde  $I_{sp}^{730,8}$  ... entalpie spalín na vstupu do obratové komory

Teplu na výstupu z komory

$$Q_{sp_{out}} = Q_{sp_{in}} - Q_{ms_1} = 2842,7 - 44,2 = 2798,6 \text{ kW} \quad (6.23)$$

Entalpie spalín na konci obratové komory

$$I_{sp_{out}} = \frac{Q_{sp_{out}}}{M_{pv}} = \frac{2798,6}{0,4543} = 6160,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.24)$$

Skutečná teplota na výstupu z obratové komory je  $t_{k1_{skut}} = 719,7 \text{ °C}$ . Odchylka od zvolené teploty je  $0,3 \text{ °C}$ .

## 6.2 2. ČÁST II. tahu (Přehřívák 2)

Ve druhé části 2.tahu kotle se nachází přehřívák 2 a membránové stěny výparníku. Teplota na konci 2.části byla zvolena  $t_{k2} = 602 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Sřední teplota spalin ve 2. části II. tahu

$$t_{spstř} = \frac{t_{k1skut} + t_{k2}}{2} = \frac{719,7 + 602}{2} = 660,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.25)$$

Světlý průřez spalin ve 2. části II. tahu

$$F_{sp} = a_{II} \cdot b_{II} - n_{tr} \cdot D \cdot l_e = 1,7 \cdot 1 - 8 \cdot 0,038 \cdot 0,82 = 1,45 \text{ m}^2 \quad (6.26)$$

kde  $n_{tr}$  ... počet trubek v jedné řadě přehříváku 2 z tab. 14  
 $D$  ... vnější průměr trubek přehříváku  
 $l_e$  ... ekvivalentní délka trubky přehříváku

Skutečná rychlost spalin

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{spstř}}{273,15} = \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{1,45} \cdot \frac{273,15 + 660,9}{273,15} = 5,91 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.27)$$

### Tepelný výpočet přehříváku 2

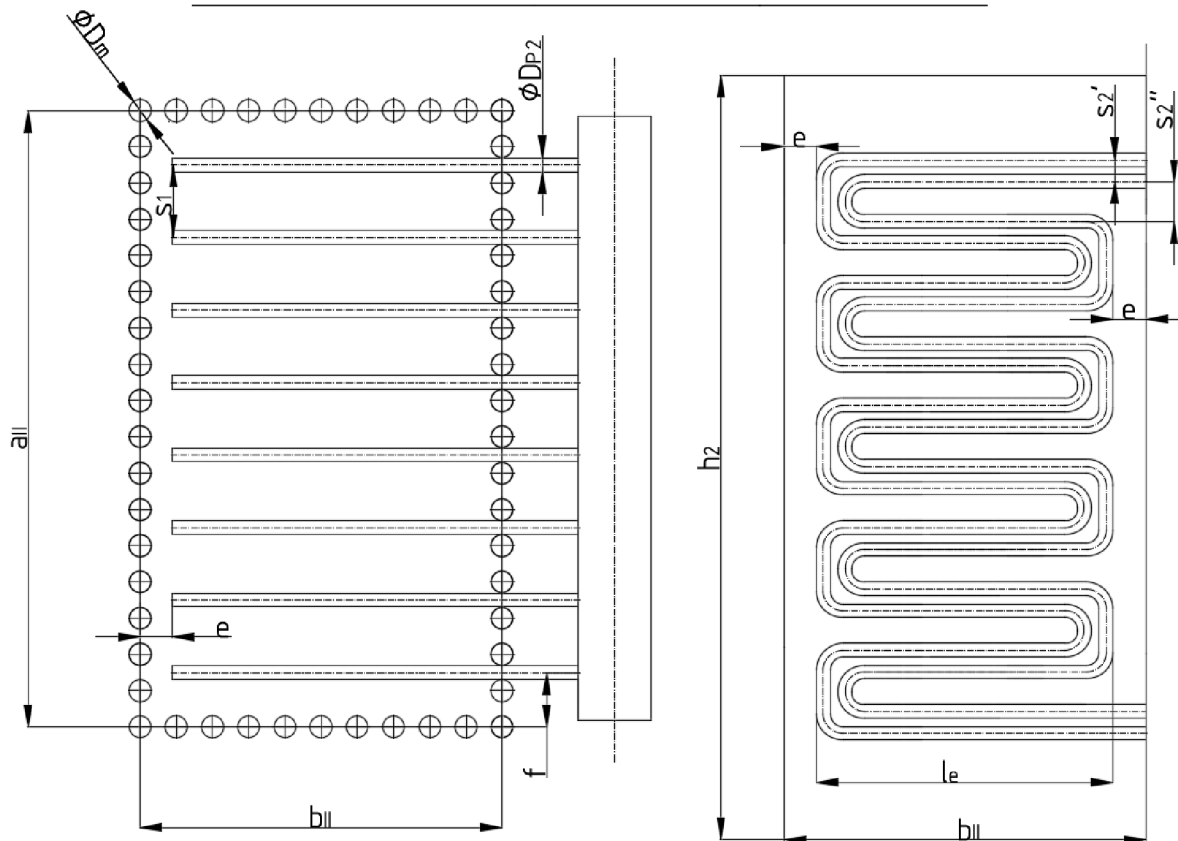
Přehřívák 2 je poslední výhřevnou plochou, kde dochází k ohřevu přehřáté páry na požadovanou výstupní teplotu. Je koncipován jako dvojitý svazek hladkých trubek z důvodu dodržení dovolené rychlosti proudění přehřáté páry, která by se měla dle odborné konzultace pohybovat 15 – 20 m/s. Příčná rozteč trubek je rozvolněná, aby se předešlo zanášení trubek popílkem ve spalinách a jeho nalepování. Z důvodu vysoké teploty spalin na vstupu do přehříváku je výměník zapojen jako souproutý. Z předběžného návrhu výhřevných ploch bylo nutno navrhnout trubky přehříváku tak, aby bylo dosaženo vypočteného výkonu  $Q_{P2} = 397,3 \text{ kW}$ .

Tab. 14: Rozměry přehříváku 2

Počet trubek	$n_{tr}$ [ks]	8
Počet řad	$n_{řad}$ [–]	10
Počet hadů	$n_{had}$ [–]	2
Průměr trubek	$D$ [m]	0,038
Tloušťka stěny	$t$ [m]	0,004
Vnitřní průměr trubky	$d_{in}$ [m]	0,03
Efektivní délka trubky	$l_e$ [m]	0,82
Rozteč příčná	$s_1$ [m]	0,02

Pokračování tab. 14: Rozměry přehříváku 2

Rozteč podélná	$s_2'$ [m]	0,06
	$s_2''$ [m]	0,09
Vzdálenost od stěny a <sub>II</sub>	$e$ [m]	0,09
Vzdálenost od stěny b <sub>II</sub>	$f$ [m]	0,15



Obr. 11: Rozměry 2. části II. tahu a přehříváku 2

Tab. 15: Vlastnosti přehřáté páry v přehříváku 2 v závislosti na střední teplotě

Tepelná vodivost	$\lambda_{stř}$ [W/m · K]	0,0448
Kinematická viskozita	$\nu_{stř}$ [m <sup>2</sup> /s]	$1,67 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo	$Pr$ [-]	1,09
Měrný objem	$\nu_{stř}$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,0897
Teplota páry na vstupu	$t_{P2in}$ [°C]	237,6
Teplota páry na výstupu	$t_{P2out}$ [°C]	300

Střední teplota páry

$$t_{P2stř} = \frac{t_{P2in} + t_{P2out}}{2} = \frac{237,6 + 300}{2} = 268,8 \text{ °C} \quad (6.28)$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{2,34 \cdot 0,0897}{0,011} = 18,5 \frac{m}{s} \quad (6.29)$$

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,030^2}{4} \cdot 8 \cdot 2 = 0,011 \text{ m}^2 \quad (6.30)$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry

$$\begin{aligned} \alpha_p &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{v_p} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0448}{0,030} \cdot \left( \frac{18,5 \cdot 0,030}{1,67 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,09^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 930,77 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.31)$$

kde  $\lambda_p, v_p, Pr$  ...vlastnosti páry v závislosti na střední teplotě viz tab. 15  
 $c_t, c_l, c_m$  ... opravné součinitele dle [11]  
 $d_{in}$  ... vnitřní průměr trubek přehříváku z tab. 14

Tab. 16: Vlastnosti spalin 2. části II. tahu v závislosti na střední teplotě z [11]

Tepelná vodivost	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,0812
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$1,1 \cdot 10^{-4}$
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,624

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

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0812}{0,038} \cdot \left( \frac{5,91 \cdot 0,038}{1,1 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,624^{0,33} = 101,36 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.32)$$

kde  $\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$  ...vlastnosti spalin v závislosti na střední teplota viz tab. 16  
 $c_s, c_z$  ... opravné součinitele, opravný součinitel  $c_z = 1$ , dle [11] pro více jak 10 řad trubek

Opravný součinitel na uspořádání trubek ve svazku

$$c_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[ 1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{1,97}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 1 \quad (6.33)$$

kde  $\sigma_1$  ... při  $\sigma_2 < 2$ ;  $\sigma_1 > 3$  se dle [11] do vzorce dosazuje  $\sigma_1 = 3$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,038} = 5,26 \quad (6.34)$$

Poměrná rozteč podélná

$$\sigma_2 = \frac{\bar{s}_2}{D} = \frac{0,075}{0,038} = 1,97 \quad (6.35)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\tilde{c}} \cdot T_{spstř}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{spstř}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{spstř}}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,203 \cdot 934,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{721,4}{934,1}\right)^4}{1 - \frac{721,4}{934,1}} = 24,09 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.36)$$

kde  $a_{st}$  ... stupeň černosti povrchu stěn,  $a_{st} = 0,8$  [11]  
 $T_{spstř}$  ... střední teplota spalin v [K]  
 $T_z$  ... teplota vnějšího povrchu nánosů v [K]

Stupeň černosti proudu

$$a_{\tilde{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,227} = 0,203 \quad (6.37)$$

Optická hustota spalin<sup>4</sup>

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (5,395 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,42 = 0,227 \quad (6.38)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{spstř} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1558}{3,16 \cdot \sqrt{0,0287 \cdot 0,42}} \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{660,9 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2871 = 5,395 \end{aligned} \quad (6.39)$$

kde  $r_{sp}, r_{H_2O}$  ... objemové podíly plynů ve spalinách z rov. (5.26)  
 $p_{sp}$  ... parciální tlak tříatomových plynů z rov. (5.28)

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot \bar{s}_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,075}{0,038^2} - 1 \right) = 0,42 \text{ m} \quad (6.40)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$\begin{aligned} t_z &= t_{p2stř} + \left( \varepsilon_{ms} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{p2}}{S_{p2skut}} \cdot 1000 = \\ &= 268,8 + \left( 0,006 + \frac{1}{930,77} \right) \cdot \frac{397,3}{15,66} \cdot 1000 = 423,7 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (6.41)$$

kde  $\varepsilon_{ms}$  ... součinitel zanesení  $\varepsilon_{ms} = 0,006 \frac{m^2 \cdot K}{W}$  dle odborné konzultace  
 $S_{p2skut}$  ... teplosměnná plocha přehříváku 2 z rov. (6.50)

<sup>4</sup> POZN.: Vliv součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi byl zanedbán.

Celkový součinitel přestupu tepla ze spaliny pro přehřívák P2

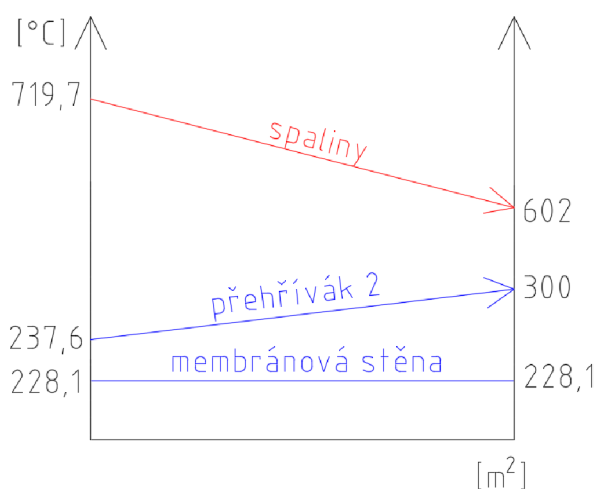
$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 1 \cdot (101,36 + 24,09) = 125,45 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.42)$$

kde  $\omega$  ... součinitel využití, dle odborné konzultace  $\omega = 1$

Součinitel prostupu tepla pro přehřívák P2

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 125,45}{1 + \frac{125,45}{930,77}} = 66,33 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.43)$$

kde  $\psi_e$  ... součinitel tepelné efektivity  $\psi_e = 0,6$  dle [11]



Obr. 12: Průběh teplot spaliny a pracovního média v 2. části II. tahu

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{482,1 - 302}{\ln \frac{482,1}{302}} = 385,1 \text{ °C} \quad (6.44)$$

$$\Delta t_1 = t_{k1skut} - t_{P2in} = 719,7 - 237,6 = 482,1 \text{ °C} \quad (6.45)$$

$$\Delta t_2 = t_{k2} - t_{P2out} = 602 - 300 = 302 \text{ °C} \quad (6.46)$$

Ideální plocha přehříváku

$$S_{P2} = \frac{Q_{P2} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{397,3 \cdot 1000}{66,33 \cdot 385,1} = 15,56 \text{ m}^2 \quad (6.47)$$

Plocha jedné řady

$$S_{řad} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,82 \cdot 8 \cdot 2 = 1,57 \text{ m}^2 \quad (6.48)$$

Počet řad

$$n_{řad} = \frac{S_{P2}}{S_{řad}} = \frac{15,66}{1,57} = 9,93 \rightarrow \text{volím } n_{řad} = 10 \quad (6.49)$$

Skutečná teplosměnná plocha

$$S_{P2_{skut}} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,82 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 10 = 15,66 \text{ m}^2 \quad (6.50)$$

**Skutečné teplo odebrané přehřívákem 2**

$$Q_{P2_{skut}} = \frac{S_{P2_{skut}} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{15,66 \cdot 66,33 \cdot 385,1}{1000} = 400,1 \text{ kW} \quad (6.51)$$

**Tepelný výpočet membránové stěny ve 2.části II. tahu**

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalin

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{v_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0812}{0,30} \cdot \left( \frac{5,91 \cdot 0,30}{1,1 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,624^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 12,34 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.52)$$

kde  $\lambda_{sp}, v_{sp}, Pr$  ...vlastnosti spalin v závislosti na střední teplota viz tab. 16  
 $c_t, c_l, c_m$  ... opravné součinitele dle [11]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{st}}{O} = \frac{4 \cdot 1,45}{19,13} = 0,30 \text{ m} \quad (6.53)$$

Obvod průřezu tahu

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{II} + b_{II}) + 2 \cdot n_{tr} \cdot (l_e + D) = \\ &= 2 \cdot (1,7 + 1) + 2 \cdot 8 \cdot (0,82 + 0,038) = 19,13 \text{ m} \end{aligned} \quad (6.54)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{sp_{stř}}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{sp_{stř}}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp_{stř}}}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,203 \cdot 934,1^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{694,8}{934,1} \right)^4}{1 - \frac{694,8}{934,1}} = 23,05 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.55)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$\begin{aligned} t_z &= t_v + \left( \varepsilon_{ms} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{sp}^{719,7} - I_{sp}^{602})}{S_2} \cdot 1000 = \\ &= 228,1 + (0,0043 + 0) \cdot \frac{0,4543 \cdot (6160,2 - 5082,4)}{10,80} \cdot 1000 = 423,7 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (6.56)$$

kde  $\varepsilon_{ms}$ ... součinitel zanesení  $\varepsilon_{ms} = 0,0043 \frac{m^2 \cdot K}{W}$  dle [11]  
 $\alpha_p$  ... součinitel přestupu tepla ze strany páry, dle [11] zanedbáno  
 $I_{sp}^{719,7}$  ... entalpie spalin na vstupu do 2. části II. tahu z I-t diagramu spalin  
 $I_{sp}^{602}$  ... entalpie spalin na výstupu odečtena z I-t diagramu spalin

Celková plocha membránové stěny v 2. části II. tahu

$$S_2 = 2 \cdot h_2 \cdot (a_{II} + b_{II}) = 2 \cdot 2 \cdot (1,7 + 1) = 10,80 \text{ m}^2 \quad (6.57)$$

kde  $h_2$  ... výška 2. části II. tahu odečtena z výkresu,  $h_2 = 2 \text{ m}$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 0,9 \cdot (12,34 + 23,05) = 31,85 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.58)$$

kde  $\omega$  ... součinitel využití pro membránovou stěnu dle odborné konzultace  $\omega = 0,9$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0,6 \cdot 31,85 = 19,11 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.59)$$

kde  $\psi_e$  ... součinitel tepelné efektivity pro dřevo  $\psi_e = 0,6$  dle [11]

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{\ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{491,6 - 373,9}{\ln \frac{491,6}{373,9}} = 430,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.60)$$

$$\Delta t_1 = t_{k1skut} - t_V = 719,7 - 228,1 = 491,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.61)$$

$$\Delta t_2 = t_{k2} - t_V = 602 - 228,1 = 373,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.62)$$

**Teplu odebrané v membránových stěnách 2. části II. tahu**

$$Q_{ms_2} = \frac{S_2 \cdot k \cdot \Delta t_{\ln}}{1000} = \frac{10,80 \cdot 19,11 \cdot 430,2}{1000} = 88,8 \text{ kW} \quad (6.63)$$

**Kontrola teploty na výstupu z 2.části II. tahu**

Teplu na vstupu

$$Q_{sp_{in}} = I_{sp}^{719,7} \cdot M_{pv} = 6160,2 \cdot 0,4543 = 2801,8 \text{ kW} \quad (6.64)$$

kde  $I_{sp}^{719,7}$  ... entalpie spalin na vstupu získaná z I – t diagramu

Teplu na výstupu

$$Q_{sp_{out}} = Q_{sp_{in}} - Q_{ms_2} - Q_{P2skut} = 2801,8 - 88,8 - 400,1 = 2318,8 \text{ kW} \quad (6.65)$$

Entalpie spalin na konci 2.části II. tahu

$$I_{sp_{out}} = \frac{Q_{sp_{out}}}{M_{pv}} = \frac{2306,8}{0,4543} = 5090,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.66)$$

Skutečná teplota na výstupu z 2. části II. tahu byla odečtena z I – t diagramu spalin  $t_{k2skut} = 602,2 \text{ }^\circ\text{C}$ . Odchylka od zvolené teploty je  $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .



### 6.3 3. ČÁST II. tahu (Přehřívák 1)

Ve třetí části 2.tahu kotle se nachází přehřívák 1 a část membránové stěny výparníku. Teplota na konci 3.části byla zvolena  $t_{k3} = 497 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Střední teplota spalin ve 3. části II. tahu

$$t_{spstř} = \frac{t_{k2skut} + t_{k3}}{2} = \frac{602,2 + 497}{2} = 549,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.67)$$

Světlý průřez spalin ve 3. části II. tahu

$$F_{sp} = a_{II} \cdot b_{II} - n_{tr} \cdot D \cdot l_e = 1,7 \cdot 1 - 17 \cdot 0,038 \cdot 0,84 = 1,16 \text{ m}^2 \quad (6.68)$$

kde  $n_{tr}$  ... počet trubek v jedné řadě přehříváku 1 z tab. 17  
 $D$  ... vnější průměr trubek přehříváku  
 $l_e$  ... ekvivalentní délka trubky přehříváku

Skutečná rychlost spalin

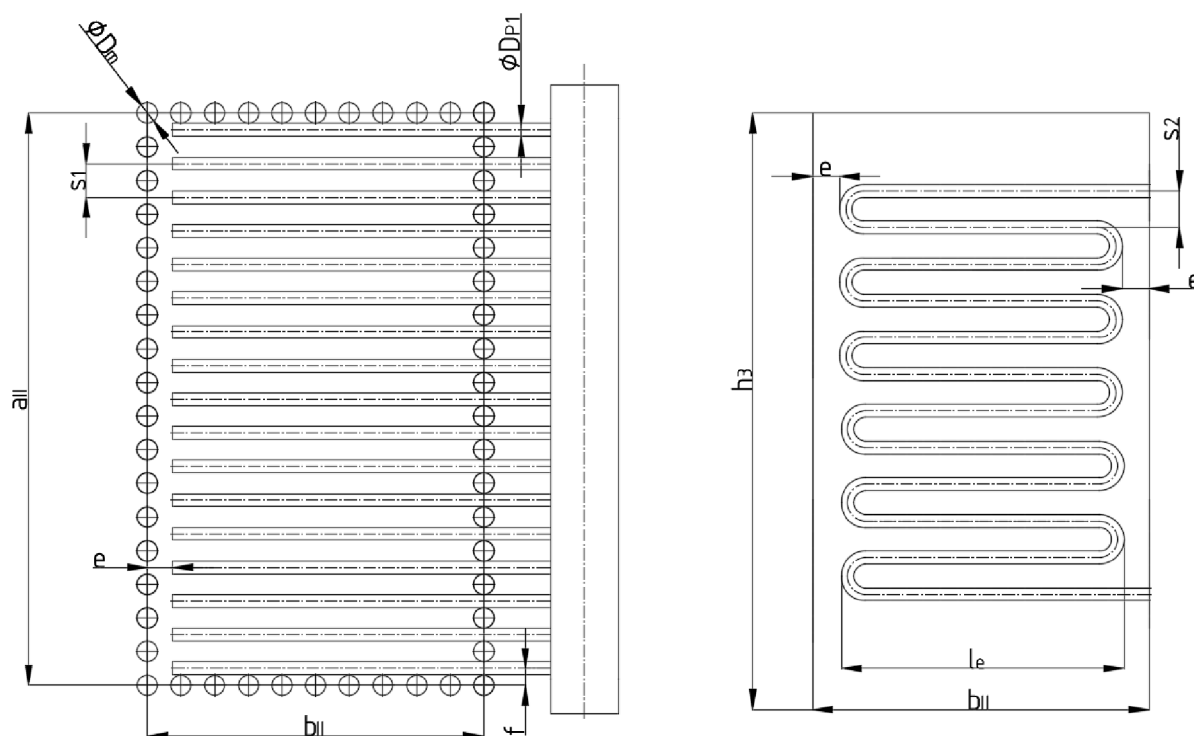
$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{spstř}}{273,15} = \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{1,16} \cdot \frac{273,15 + 496,8}{273,15} = 6,52 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (6.69)$$

#### Tepelný výpočet přehříváku 1

Přehřívák 1 je koncipován jako protiproudý výměník s jednoduchým svazkem hladkých trubek řazených za sebou. Do přehříváku 1 vstupuje sytá pára z bubnu a odchází přehřátá pára, jejíž teplota je následně před vstupem do přehříváku 2 regulována vstříkem napájecí vody. Z předběžného návrhu výhřevných ploch bylo nutno navrhnout trubky přehříváku tak, aby bylo dosaženo vypočteného výkonu  $Q_{P2} = 361,9 \text{ kW}$ .

Tab. 17: Rozměry přehříváku 1

Počet trubek	$n_{tr}$ [ks]	17
Počet řad	$n_{řad}$ [–]	12
Počet hadů	$n_{had}$ [–]	1
Průměr trubek	$D$ [m]	0,038
Tloušťka stěny	$t$ [m]	0,04
Vnitřní průměr trubky	$d_{in}$ [m]	0,03
Efektivní délka trubky	$l_e$ [m]	0,84
Rozteč příčná	$s_1$ [m]	0,1
Rozteč podélná	$s_2$ [m]	0,09
Vzdálenost od stěny $a_{II}$	$e$ [m]	0,08
Vzdálenost od stěny $b_{II}$	$f$ [m]	0,05



Obr. 13: Rozměry 3. části II. tahu a přehříváku 1

Tab. 18: Vlastnosti přehřáté páry v přehříváku 1 v závislosti na střední teplotě

Tepelná vodivost	$\lambda_{stř}$ [W/m · K]	0,0446
Kinematická viskozita	$\nu_{stř}$ [m <sup>2</sup> /s]	1,49 · 10 <sup>-6</sup>
Prandtlovo číslo	$Pr$ [-]	1,13
Měrný objem	$v_{stř}$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,0829
Teplota páry na vstupu	$t_{p1_{in}}$ [°C]	228,1
Teplota páry na výstupu	$t_{p1_{in}}$ [°C]	283,6

Střední teplota páry

$$t_{p1_{stř}} = \frac{t_{p1_{in}} + t_{p1_{in}}}{2} = \frac{228,1 + 283,6}{2} = 255,8 \text{ °C} \quad (6.70)$$

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{0,95 \cdot M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{0,95 \cdot 2,34 \cdot 0,0829}{0,012} = 15,3 \frac{m}{s} \quad (6.71)$$

kde  $M_{pp}$  ... množství páry z rov. (3.20)

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,030^2}{4} \cdot 17 \cdot 1 = 0,012 \text{ m}^2 \quad (6.72)$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{stř}}{d_{in}} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d_{in}}{v_{stř}} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,0446}{0,030} \cdot \left( \frac{15,3 \cdot 0,030}{1,49 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,13^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 881,7 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.73)$$

kde  $\lambda_p, v_p, Pr$  ... vlastnosti páry v závislosti na střední teplotě viz tab. 18  
 $c_t, c_l, c_m$  ... opravné součinitele dle [11]  
 $d_{in}$  ... vnitřní průměr trubek přehříváku z tab. 17

Tab. 19: Vlastnosti spalín ve 3. části II. tahu v závislosti na střední teplotě z [11]

Tepečná vodivost	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,0713
Kinematická viskozita	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$8,6 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo	Pr [-]	0,635

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalín pro příčné proudění a uspořádání trubek za sebou

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

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0713}{0,038} \cdot \left( \frac{6,52 \cdot 0,038}{8,6 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,635^{0,33} = 112,3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.74)$$

kde  $\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$  ... vlastnosti spalín v závislosti na střední teplotě viz tab. 19  
 $c_s, c_z$  ... opravné součinitele, opravný součinitel  $c_s = 1$ , když  $\sigma_2 \geq 2$  a  $c_z = 1$  pro více jak 10 řad trubek [11]

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,038} = 2,63 \quad (6.75)$$

Poměrná rozteč podélná

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,37 \quad (6.76)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\tilde{c}} \cdot T_{spstř}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{spstř}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{spstř}}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,167 \cdot 822,7^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{628,1}{822,7} \right)^4}{1 - \frac{628,1}{822,7}} = 13,39 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.77)$$

kde  $a_{st}$  ... stupeň černosti povrchu stěn,  $a_{st} = 0,8$  [11]  
 $T_{spstř}$  ... střední teplota spalín v [K]  
 $T_z$  ... teplota vnějšího povrchu nánosů v [K]

Stupeň černosti proudu

$$\alpha_z = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,183} = 0,167 \quad (6.78)$$

Optická hustota spalin<sup>5</sup>

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (7,68 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,24 = 0,183 \quad (6.79)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{sp_{stř}} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_{sp} = \\ &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,1558}{3,16 \cdot \sqrt{0,0287 \cdot 0,24}} \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{549,6 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,2871 = 5,395 \end{aligned} \quad (6.80)$$

kde  $r_{sp}, r_{H_2O} \dots$  objemové podíly plynů ve spalinách z rov. (5.26)  
 $p_{sp} \dots$  parciální tlak tříatomových plynů z rov. (5.28)

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,24 \text{ m} \quad (6.81)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na stěnách

$$\begin{aligned} t_z &= t_{p_{1stř}} + \left( \varepsilon_{ms} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{P1}}{S_{P1skut}} \cdot 1000 = \\ &= 255,8 + \left( 0,004 + \frac{1}{881,7} \right) \cdot \frac{361,9}{18,75} \cdot 1000 = 354,9 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (6.82)$$

kde  $\varepsilon_{ms} \dots$  součinitel zanesení  $\varepsilon_{ms} = 0,004 \frac{m^2 \cdot K}{W}$  dle odborné konzultace  
 $S_{P1skut} \dots$  teplosměnná plocha přehříváku 1 z rovnice (6.91)

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 1 \cdot (112,33 + 13,39) = 125,72 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.83)$$

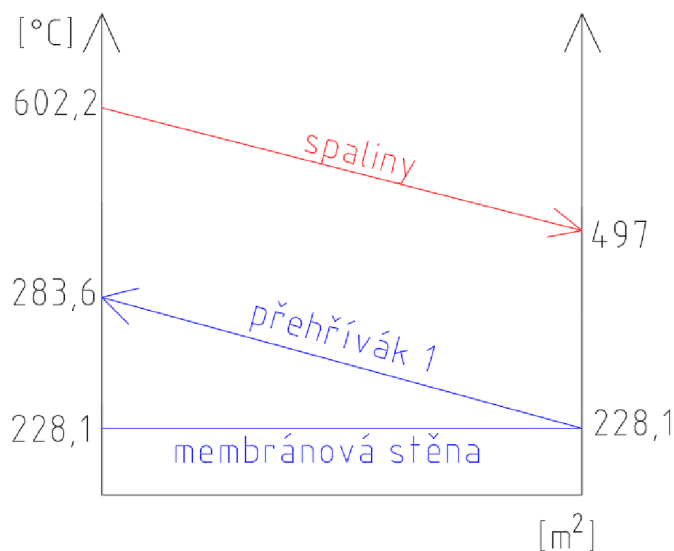
kde  $\omega \dots$  součinitel využití, dle odborné konzultace  $\omega = 1$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 125,72}{1 + \frac{125,72}{881,7}} = 66,02 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.84)$$

kde  $\psi_e \dots$  součinitel tepelné efektivity  $\psi_e = 0,6$  dle [11]

<sup>5</sup> POZN.: Vliv součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi byl zanedbán.



Obr. 14: Průběh teplot spaliny a pracovního média v 3.části II. tahu

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{436,1 - 373,9}{\ln \frac{436,1}{373,9}} = 293,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.85)$$

$$\Delta t_1 = t_{k2_{skut}} - t_{P1_{out}} = 602,2 - 283,6 = 318,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.86)$$

$$\Delta t_2 = t_{k3} - t_{P1_{in}} = 497 - 228,1 = 268,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.87)$$

Ideální plocha přehříváku

$$S_{P1} = \frac{Q_{P1} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{361,9 \cdot 1000}{66,02 \cdot 293,1} = 18,71 \text{ } m^2 \quad (6.88)$$

Plocha jedné řady trubek

$$S_{řad} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,84 \cdot 17 \cdot 1 = 1,70 \text{ } m^2 \quad (6.89)$$

Počet řad

$$n_{řad} = \frac{S_{P1}}{S_{řad}} = \frac{18,71}{1,70} = 11,97 \rightarrow \text{volím } n_{řad} = 12 \quad (6.90)$$

Skutečná teplosměnná plocha

$$S_{P1_{skut}} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0,038 \cdot 0,84 \cdot 17 \cdot 1 \cdot 12 = 18,75 \text{ } m^2 \quad (6.91)$$

**Skutečné teplo odebrané přehřívákem 1**

$$Q_{P1_{skut}} = \frac{S_{P1_{skut}} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{18,75 \cdot 66,02 \cdot 293,1}{1000} = 362,8 \text{ } kW \quad (6.92)$$

### Tepelný výpočet membránové stěny ve 3. části II. tahu

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalín

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{v_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0713}{0,13} \cdot \left( \frac{6,52 \cdot 0,13}{0,9 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,635^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 16,51 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.93)$$

kde  $\lambda_{sp}, v_{sp}, Pr$  ...vlastnosti spalín v závislosti na střední teplota viz tab. 19  
 $c_t, c_l, c_m$  ... opravné součinitele dle [11]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{st}}{O} = \frac{4 \cdot 1,16}{35,25} = 0,13 \text{ m} \quad (6.94)$$

Obvod průřezu tahu

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a_{II} + b_{II}) + 2 \cdot n_{tr} \cdot (l_e + D) = \\ &= 2 \cdot (1,7 + 1) + 2 \cdot 17 \cdot (0,84 + 0,038) = 35,25 \text{ m} \end{aligned} \quad (6.95)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\tilde{c}} \cdot T_{spstř}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{T_{spstř}} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{spstř}}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,167 \cdot 822,8^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{649,7}{822,8} \right)^4}{1 - \frac{649,7}{822,8}} = 13,88 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.96)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na stěnách

$$\begin{aligned} t_z &= t_V + \left( \varepsilon_{ms} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{sp}^{602,2} - I_{sp}^{497})}{S_3} \cdot 1000 = \\ &= 228,1 + (0,0043 + 0) \cdot \frac{0,4543 \cdot (5090,3 - 4148,1)}{12,42} \cdot 1000 = 376,6 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (6.97)$$

kde  $\varepsilon_{ms}$ ... součinitel zanesení  $\varepsilon_{ms} = 0,0043 \frac{m^2 \cdot K}{W}$  dle [11]  
 $\alpha_p$  ... součinitel přestupu tepla ze strany páry, dle [11] zanedbán  
 $I_{sp}^{602,2}$  ... entalpie spalín na vstupu do 3. části II. tahu z I-t diagramu spalín  
 $I_{sp}^{497}$  ... entalpie spalín na výstupu odečtena z I-t diagramu spalín

Celková plocha membránové stěny v 3. části II. tahu

$$S_3 = 2 \cdot h_3 \cdot (a_{II} + b_{II}) = 2 \cdot 2,3 \cdot (1,7 + 1) = 12,42 \text{ m}^2 \quad (6.98)$$

kde  $h_3$  ... výška 3. části II. tahu odečtena z výkresu,  $h_3 = 2,3 \text{ m}$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 0,9 \cdot (16,51 + 13,88) = 27,34 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.99)$$

kde  $\omega$  ... součinitel využití pro membránovou stěnu dle odborné konzultace  $\omega = 0,9$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0,6 \cdot 27,34 = 16,41 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.100)$$

kde  $\psi_e$  ... součinitel tepelné efektivity pro dřevo  $\psi_e = 0,6$  dle [11]

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{374,1 - 268,9}{\ln \frac{374,1}{268,9}} = 318,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.101)$$

$$\Delta t_1 = t_{k2_{skut}} - t_V = 602,2 - 228,1 = 374,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.102)$$

$$\Delta t_2 = t_{k3} - t_V = 497 - 228,1 = 268,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.103)$$

**Teplo odebrané v membránových stěnách 3. části II. tahu**

$$Q_{ms_3} = \frac{S_3 \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{12,42 \cdot 16,41 \cdot 318,7}{1000} = 64,9 \text{ kW} \quad (6.104)$$

**Kontrola teploty na výstupu z 3. části II. tahu**

Teplo na vstupu

$$Q_{sp_{in}} = I_{sp}^{602,2} \cdot M_{pv} = 5090,3 \cdot 0,4543 = 2309,2 \text{ kW} \quad (6.105)$$

kde  $I_{sp}^{602,2}$  ... entalpie spalín na vstupu

Teplo na výstupu

$$Q_{sp_{out}} = Q_{sp_{in}} - Q_{ms_3} - Q_{P1_{skut}} = 2304,2 - 64,9 - 362,8 = 1881,4 \text{ kW} \quad (6.106)$$

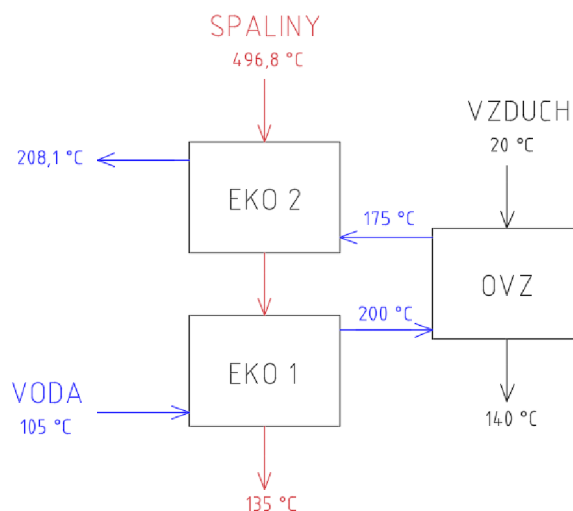
Entalpie spalín na konci 2. části II. tahu

$$I_{sp_{out}} = \frac{Q_{sp_{out}}}{M_{pv}} = \frac{1881,4}{0,4543} = 4141,3 \frac{kJ}{kg} \quad (6.107)$$

Skutečná teplota na výstupu z 3. části II. tahu byla odečtena z I-t diagramu spalín  $t_{k3_{skut}} = 496,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Odchylka od zvolené teploty jsou  $0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

#### 6.4 4. ČÁST II. tahu (Ekonomizér 2)

Ve čtvrté části II. tahu kotle se nachází ekonomizér 2 a membránové stěny. Ekonomizér byl v předběžném návrhu počítán jako jeden celek, ale z předběžného tepelného výpočtu kotle vyšel nedohřev ekonomizéru  $t_N = -5,8\text{ }^\circ\text{C}$ . To znamenalo, že výkon spalin by převyšoval požadovaný výkon ekonomizéru a zbývalo by velké množství nevyužitého tepla. Konkrétně by přebývalo cca 246 kW. Z tohoto důvodu byl rozdělen na dva celky (EKO 2 ve II. tahu kotle a EKO 1 v nechlazeném III. a IV. tahu) a zařazen externí ohřívák vzduchu o tomto výkonu, který ohřívá vzduch vodou z EKA 1. Bilanční schéma viz obr. 15. Ohřívák vzduchu je řešen v kapitole 8.



Obr. 15: Bilance ohříváků vody a vzduchu

Ekonomizér 2 je navrhnut jako protiproudý výměník s jednoduchým svazkem hladkých trubek řazených za sebou s dvojitým zahnutím pro zachování doporučené rychlosti proudění vody, která by neměla podkročit 0,4 m/s. Je navržen tak, aby ohřál vodu odcházející z ohříváku vzduchu ze 175 °C na 208,1 °C vstupující do bubnu kotle. Rozměry ekonomizéru viz tab. 20. Postup výpočtu dle předchozích kapitol. Teplota spalin na konci 4. části tahu byla zvolena  $t_{k_4} = 378,0\text{ }^\circ\text{C}$ .

Sřední teplota spalin ve 3. části II. tahu

$$t_{sp_{stř}} = \frac{t_{k_{3skut}} + t_{k_4}}{2} = \frac{496,8 + 378}{2} = 437,4\text{ }^\circ\text{C} \quad (6.108)$$

Světlý průřez spalin ve 4. části II. tahu

$$F_{sp} = a_{II} \cdot b_{II} - n_{tr} \cdot n_z \cdot D \cdot l_e = 1,7 \cdot 1 - 8 \cdot 2 \cdot 0,0318 \cdot 0,84 = 1,27\text{ }m^2 \quad (6.109)$$

kde  $n_{tr}$  ... počet trubek v jedné řadě ekonomizéru z tab. 20  
 $D$  ... vnější průměr trubek ekonomizéru  
 $l_e$  ... ekvivalentní délka trubky



Skutečná rychlost spalin

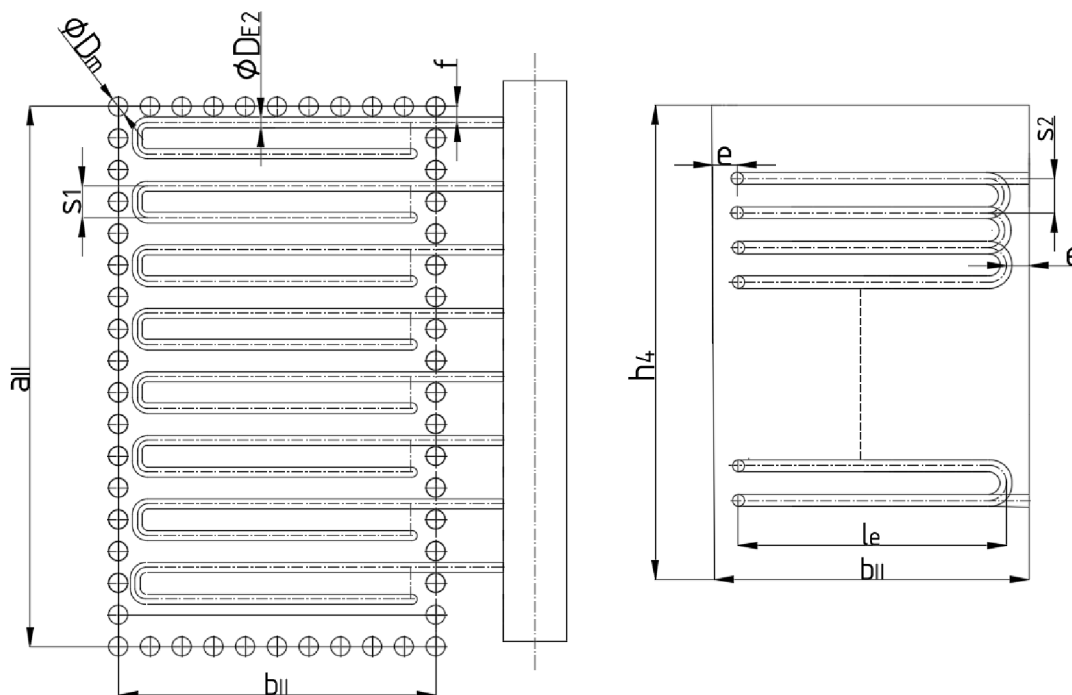
$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{spstř}}{273,15} =$$

$$= \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{1,27} \cdot \frac{273,15 + 437,4}{273,15} = 5,14 \frac{m}{s} \quad (6.110)$$

### Tepelný výpočet ekonomizéru 2

Tab. 20: Rozměry ekonomizéru 2

Počet trubek	$n_{tr}$ [ks]	8
Počet řad	$n_{řad}$ [-]	16
Počet hadů	$n_{had}$ [-]	1
Počet zahnutí	$n_z$ [-]	2
Průměr trubek	$D$ [m]	0,0318
Tloušťka stěny	$t$ [m]	0,004
Vnitřní průměr trubky	$d_{in}$ [m]	0,0238
Efektivní délka trubky	$l_e$ [m]	0,84
Rozteč příčná	$s_1$ [m]	0,1
Rozteč podélná	$s_2$ [m]	0,09
Vzdálenost od stěny a <sub>II</sub>	$e$ [m]	0,08
Vzdálenost od stěny b <sub>II</sub>	$f$ [m]	0,08



Obr. 16: Rozměry 4. části II. tahu a ekonomizéru 2

Tab. 21: Vlastnosti vody v ekonomizéru 2

Hustota	$\rho_{stř}$ [ $kg/m^3$ ]	875,5
Měrný objem	$v_{stř}$ [ $m^3/kg$ ]	$11,4 \cdot 10^{-4}$
Hmotnostní průtok	$M_v$ [ $kg/s$ ]	2,22
Teplota vody na vstupu	$t_{E2in}$ [ $^{\circ}C$ ]	175
Teplota vody na výstupu	$t_{E2out}$ [ $^{\circ}C$ ]	208,1
Entalpie vody na vstupu	$i_{vin}$ [ $kJ/kg$ ]	742,1
Entalpie vody na výstupu	$i_{vout}$ [ $kJ/kg$ ]	889,4

Požadovaný výkon ekonomizéru 2

$$Q_{E2} = M_v \cdot (i_{vout} - i_{vin}) = 2,22 \cdot (889,4 - 742,1) = 327,0 \text{ kW} \quad (6.111)$$

kde  $M_v$  ... hmotnostní průtok vody  
 $i_{vout}$  ... entalpie vody na výstupu z ekonomizéru  
 $i_{vin}$  ... entalpie vody na vstupu do ekonomizéru z rov. (8.3)

Střední teplota vody

$$t_{E2stř} = \frac{t_{E2in} + t_{E2out}}{2} = \frac{175 + 208,1}{2} = 191,5 \text{ }^{\circ}C \quad (6.112)$$

Rychlost proudění vody

$$w_v = \frac{M_v \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{2,22 \cdot 11,4 \cdot 10^{-4}}{0,004} = 0,713 \frac{m}{s} \quad (6.113)$$

Průtočný průřez

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot 8 \cdot 1 = 0,004 \text{ m}^2 \quad (6.114)$$

Tab. 22: Vlastnosti spalin ve 4. části II. tahu v závislosti na střední teplotě z [11]

Tepelná vodivost spalin	$\lambda_{sp}$ [ $W/m \cdot K$ ]	0,0614
Kinematická viskozita spalin	$\nu_{sp}$ [ $m^2/s$ ]	$6,7 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo spalin	$Pr$ [–]	0,646

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

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0614}{0,0318} \cdot \left( \frac{5,14 \cdot 0,0318}{6,7 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,646^{0,33} = 94,45 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.115)$$

kde  $\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$  ...vlastnosti spalin v závislosti na střední teplota viz tab. 23  
 $c_s, c_z$  ... opravné součinitele, opravný součinitel  $c_s = 1$ , když  $\sigma_2 \geq 2$  a  $c_z = 1$  pro více jak 10 řad trubek [11]

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,0318} = 3,14 \quad (6.116)$$

Poměrná rozteč podélná

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,0318} = 2,83 \quad (6.117)$$

kde  $s_1$  ... příčná rozteč trubek z tab. 20  
 $s_2$  ... podélná rozteč

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{sp_{stř}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp_{stř}}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp_{stř}}}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,194 \cdot 710,9^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{511,9}{710,9}\right)^4}{1 - \frac{511,9}{710,9}} = 9,36 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned} \quad (6.118)$$

kde  $a_{st}$  ... stupeň černosti povrchu stěn,  $a_{st} = 0,8$  [11]  
 $T_{sp_{stř}}$  ... střední teplota spalin v [K]  
 $T_z$  ... teplota vnějšího povrchu nánosů v [K]

Stupeň černosti proudu

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,216} = 0,194 \quad (6.119)$$

Optická hustota spalin<sup>6</sup>

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = (7,27 + 0) \cdot 0,1 \cdot 0,30 = 0,216 \quad (6.120)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_{sp} \cdot r_{sp} &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{sp_{stř}} + 273,15}{1000}\right) \cdot r_{sp} = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1558}{3,16 \cdot \sqrt{0,0287 \cdot 0,30}}\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{437,4 + 273,15}{1000}\right) \cdot 0,2871 = 7,27 \end{aligned} \quad (6.121)$$

kde  $r_{sp}, r_{H_2O}$  ... objemové podíly plynů ve spalinách z rov. (5.26)  
 $p_{sp}$  ... parciální tlak tříatomových plynů z rov. (5.28)

---

<sup>6</sup> POZN.: Vliv součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi byl zanedbán.

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky trubek

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

$$= 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,30 \text{ m} \quad (6.122)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosů na stěnách

$$t_z = t_{E2_{stř}} + \left( \varepsilon_{ms} + \frac{1}{\alpha_v} \right) \cdot \frac{Q_{E2}}{S_{E2_{skut}}} \cdot 1000 =$$

$$= 191,5 + (0,004 + 0) \cdot \frac{327,0}{21,50} \cdot 1000 = 237,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.123)$$

kde  $\varepsilon_{ms}$ ... součinitel zanesení  $\varepsilon_{ms} = 0,003 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$  dle odborné konzultace  
 $S_{E2_{skut}}$ ... teplosměnná plocha ekonomizéru 1 z rov. (6.132)  
 $\alpha_v$ ... součinitel přestupu tepla ze strany vody zanedbán

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín

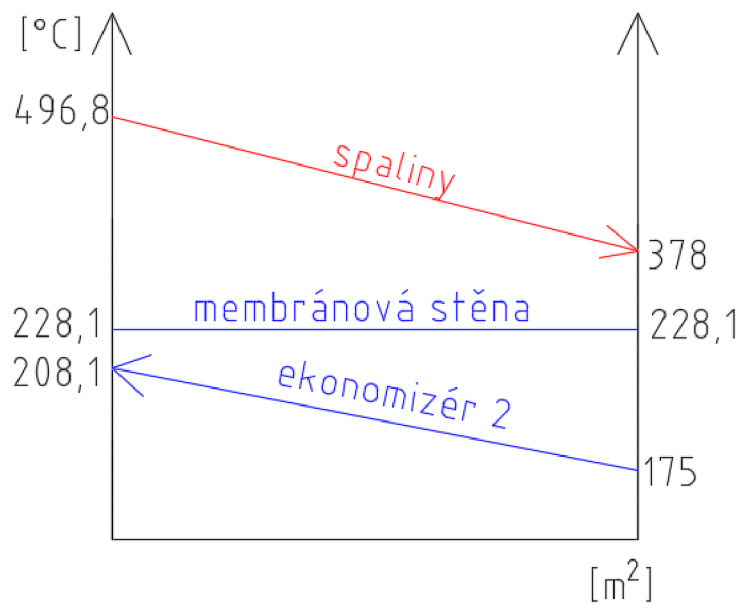
$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 1 \cdot (94,45 + 9,36) = 103,82 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.124)$$

kde  $\omega$  ... součinitel využití, dle odborné konzultace  $\omega = 1$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0,6 \cdot 103,82 = 62,29 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.125)$$

kde  $\psi_e$  ... součinitel tepelné efektivity  $\psi_e = 0,6$  dle [11]



Obr. 17: Průběh teplot spalín a pracovního média ve 4. části II. tahu

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{289,1 - 203,0}{\ln \frac{289,1}{203,0}} = 243,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.126)$$

$$\Delta t_1 = t_{k3_{skut}} - t_{E2_{out}} = 497,4 - 208,1 = 289,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.127)$$

$$\Delta t_2 = t_{k4} - t_{E2_{in}} = 378,0 - 175 = 203,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.128)$$

Ideální plocha ekonomizéru

$$S_{E2} = \frac{Q_{E2} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{327,0 \cdot 1000}{62,29 \cdot 243,6} = 21,55 \text{ } m^2 \quad (6.129)$$

Plocha jedné řady

$$S_{\dot{r}ad} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_z = \pi \cdot 0,0318 \cdot 0,84 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 2 = 1,34 \text{ } m^2 \quad (6.130)$$

Počet řad

$$n_{\dot{r}ad} = \frac{S_{E2}}{S_{\dot{r}ad}} = \frac{21,55}{1,34} = 16,04 \rightarrow \text{volím } n_{\dot{r}ad} = 16 \quad (6.131)$$

Skutečná teplosměnná plocha

$$S_{E2_{skut}} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{\dot{r}ad} \cdot n_z = \pi \cdot 0,0318 \cdot 0,84 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 16 \cdot 2 = 21,50 \text{ } m^2 \quad (6.132)$$

**Skutečné teplo odebrané ekonomizérem 2**

$$Q_{E2_{skut}} = \frac{S_{E2_{skut}} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{21,50 \cdot 62,29 \cdot 243,6}{1000} = 326,3 \text{ } kW \quad (6.133)$$

**Tepelný výpočet membránové stěny ve 4. části II. tahu**

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze spalin

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{v_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \\ = 0,023 \cdot \frac{0,0613}{0,15} \cdot \left( \frac{5,14 \cdot 0,31}{0,66 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,8} \cdot 0,646^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 13,99 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.134)$$

kde  $\lambda_{sp}, v_{sp}, Pr$  ...vlastnosti spalin v závislosti na střední teplota viz tab. 23  
 $c_t, c_l, c_m$  ... opravné součinitelé dle [11]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 1,27}{33,30} = 0,15 \text{ } m \quad (6.135)$$

Obvod průřezu tahu

$$O = 2 \cdot (a_{II} + b_{II}) + 2 \cdot n_{tr} \cdot n_z \cdot (l_e + D) = \\ = 2 \cdot (1,7 + 1) + 2 \cdot 8 \cdot 2 \cdot (0,84 + 0,0318) = 33,30 \text{ } m \quad (6.136)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\tilde{c}} \cdot T_{sp_{stř}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{sp_{stř}}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{sp_{stř}}}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,194 \cdot 710,6^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{589,8}{710,6}\right)^4}{1 - \frac{589,8}{710,6}} = 11,18 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.137)$$

kde  $a_{st}$  ... stupeň černosti povrchu stěn,  $a_{st} = 0,8$  [11]

$a_{\tilde{c}}$  ... stupeň černosti proudu z rov. (6.119)

$T_{sp_{stř}}$  ... střední teplota spalin v [K]

$T_z$  ... teplota vnějšího povrchu nánosů v [K]

Teplota vnějšího povrchu nánosů na stěnách

$$t_z = t_v + \left( \varepsilon_{ms} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_{sp}^{496,8} - I_{sp}^{378})}{S_4} \cdot 1000 =$$

$$= 228,1 + (0,0043 + 0) \cdot \frac{0,4543 \cdot (4140,8 - 3183,6)}{22,68} \cdot 1000 = 316,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.138)$$

kde  $\varepsilon_{ms}$  ... součinitel zanesení  $\varepsilon_{ms} = 0,0043 \frac{m^2 \cdot K}{W}$  dle [11]

$\alpha_p$  ... součinitel přestupu tepla ze strany páry, dle [11] zanedbán

$I_{sp}^{496,8}$  ... entalpie spalin na vstupu do 4. části II. tahu z I-t diagramu spalin

$I_{sp}^{378}$  ... entalpie spalin na výstupu z 4. části II. tahu odečtena z I-t diagramu spalin

Celková plocha membránové stěny v 4. části II. tahu

$$S_4 = 2 \cdot h_4 \cdot (a_{II} + b_{II}) = 2 \cdot 4 \cdot (1,7 + 1) = 21,60 \text{ m}^2 \quad (6.139)$$

kde  $h_4$  ... výška 4. části II. tahu odečtena z výkresu,  $h_4 = 4 \text{ m}$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 0,9 \cdot (13,99 + 11,18) = 22,65 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.140)$$

kde  $\omega$  ... součinitel využití pro membránovou stěnu dle odborné konzultace  $\omega = 0,9$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0,6 \cdot 22,65 = 13,59 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.141)$$

kde  $\psi_e$  ... součinitel tepelné efektivity pro dřevo  $\psi_e = 0,6$  dle [11]

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{\ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{268,7 - 149,9}{\ln \frac{268,7}{149,9}} = 203,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.142)$$

$$\Delta t_1 = t_{k3_{skut}} - t_V = 496,8 - 228,1 = 268,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.143)$$

$$\Delta t_2 = t_{k4} - t_V = 378 - 228,1 = 149,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.144)$$

**Teplo odebrané v membránových stěnách 3. části II. tahu**

$$Q_{ms_4} = \frac{S_4 \cdot k \cdot \Delta t_{\ln}}{1000} = \frac{21,60 \cdot 13,59 \cdot 203,7}{1000} = 59,9 \text{ kW} \quad (6.145)$$

**Kontrola teploty na výstupu z 4. části II. tahu**

Teplo na vstupu

$$Q_{sp_{in}} = I_{sp}^{496,8} \cdot M_{pv} = 4140,8 \cdot 0,4543 = 1881,2 \text{ kW} \quad (6.146)$$

kde  $I_{sp}^{496,8}$  ... entalpie spalin na vstupu získaná z I-t diagramu spalin

Teplo na výstupu

$$Q_{sp_{out}} = Q_{sp_{in}} - Q_{ms_4} - Q_{E2_{skut}} = 1881,2 - 59,9 - 326,3 = 1495,2 \text{ kW} \quad (6.147)$$

Entalpie spalin na konci 2. části II. tahu

$$I_{sp_{out}} = \frac{Q_{sp_{out}}}{M_{pv}} = \frac{1495,2}{0,4543} = 3190,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.148)$$

Skutečná teplota na výstupu z 4. části II. tahu byla odečtena z I-t diagramu spalin  $t_{k4_{skut}} = 378,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Odchylka od zvolené teploty je  $0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

## 7 Návrh III. a IV. tahu kotle

Třetí a čtvrtý tah kotle je tvořen nechlazenou plechovou šachtou, v níž jsou umístěné trubky EKA 1. Rozměry tahu jsou určeny na základě zvolené teploty spalin, která byla zvolena  $w_{sp} = 3,5 \text{ m/s}$ . Výstupní teplota spalin z komína byla zadána  $t_k = 135 \text{ °C}$ .

Průřez spalin

$$F_{sp} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{sp_{stř}}}{273,15} =$$

$$= \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{3,5} \cdot \frac{273,15 + 256,5}{273,15} = 1,389 \text{ m}^2 \quad (7.1)$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp_{stř}} = \frac{t_{k_{skut}} + t_k}{2} = \frac{378,2 + 135}{2} = 256,5 \text{ °C} \quad (7.2)$$

kde  $t_{k_{skut}}$  ... teplota na konci II. tahu

### Rozměry III. a IV. tahu

Délka tahů

$$b_{III} = \frac{F_{sp}}{a_{III} - D \cdot n_{tr}} = \frac{1,389}{1,3 - 0,0318 \cdot 15} = 1,988 \text{ m} \quad (7.3)$$

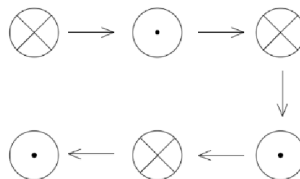
$\rightarrow$  volím  $b_{III} = 2 \text{ m}$

kde  $a_{III}$  ... šířka tahů III a IV  
 $n_{tr}$  ... počet trubek v řadě ekonomizéru 1  
 $D$  ... vnější průměr trubek ekonomizéru 1

Šířka tahů byla zvolena dle počtu trubek ekonomizéru a jejich rozteče,  $a_{III} = 1,3 \text{ m}$ . Výška tahu se odvíjí od počtu řad trubek ohříváku vody.

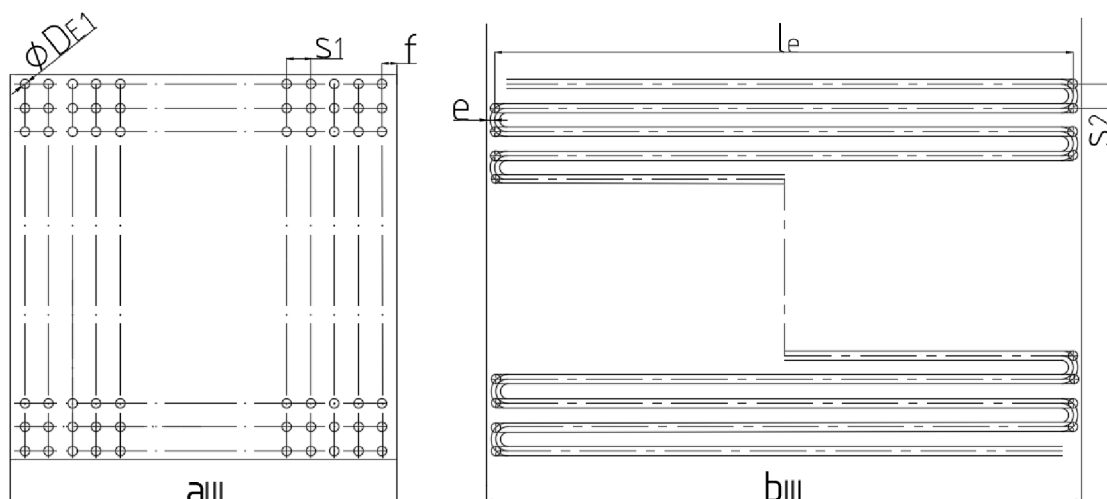
#### 7.1 Ekonomizér 1

Ekonomizér 1 ohřívá vstupující napájecí vodu do kotle o teplotě  $105 \text{ °C}$  na teplotu  $200 \text{ °C}$ , která odchází do ohříváku vzduchu. Vzhledem k podmínce, kdy voda v trubkách nesmí podkročit  $0,4 \text{ m/s}$  bylo nutno trubky ekonomizéru několikrát „zahnout“, viz obr. 17. Trubky jsou hladké a řazeny za sebou. Geometrické parametry ekonomizéru jsou znázorněny v tab. 23.



Obr. 18: Zahnutí trubek ekonomizéru 1





Obr. 19: Rozměry ekonomizéru 1

Tab. 23: Rozměry ekonomizéru 1

Počet trubek	$n_{tr}$ [ks]	5
Počet řad	$n_{řad}$ [–]	146
Počet hadů	$n_{had}$ [–]	1
Počet zahnutí	$n_z$ [–]	3
Průměr trubek	$D$ [m]	0,0318
Tloušťka stěny	$t$ [m]	0,004
Vnitřní průměr trubky	$d_{in}$ [m]	0,0238
Efektivní délka trubky	$l_e$ [m]	1,94
Rozteč příčná	$s_1$ [m]	0,08
Rozteč podélná	$s_2$ [m]	0,08
Vzdálenost od stěny $a_{III}$	$e$ [m]	0,03
Vzdálenost od stěny $b_{III}$	$f$ [m]	0,03

Tab. 24: Vlastnosti vody v ekonomizéru 1

Hustota	$\rho_{stř}$ [ $kg/m^3$ ]	916,0
Měrný objem	$v_{stř}$ [ $m^3/kg$ ]	$1,09 \cdot 10^{-3}$
Množství napájecí vody	$M_v$ [ $kg/s$ ]	2,22
Teplota na vstupu	$t_{E1in}$ [ $^{\circ}C$ ]	105
Teplota na výstupu	$t_{E1out}$ [ $^{\circ}C$ ]	200
Entalpie na vstupu	$i_{v_{in}}$ [ $kJ/kg$ ]	442,3
Entalpie na výstupu	$i_{v_{out}}$ [ $kJ/kg$ ]	852,9

Tab. 25: Vlastnosti spalin v závislosti na střední teplotě v III. a IV. tahu

Tepečná vodivost spalin	$\lambda_{sp} [W/m \cdot K]$	0,0454
Kinematická viskozita spalin	$\nu_{sp} [m^2/s]$	$4,01 \cdot 10^{-5}$
Prandtlovo číslo spalin	$Pr [-]$	0,669

Požadovaný výkon ekonomizéru 1

$$Q_{E1} = M_v \cdot (i_{v_{out}} - i_{v_{in}}) = 2,22 \cdot (852,9 - 442,3) = 911,6 \text{ kW} \quad (7.4)$$

Střední teplota vody

$$t_{E1_{stř}} = \frac{t_{E1_{in}} + t_{E1_{out}}}{2} = \frac{105 + 200}{2} = 152,5 \text{ °C} \quad (7.5)$$

Průtočný průřez pro vodu

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot n_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot 5 = 0,0022 \text{ m}^2 \quad (7.6)$$

Rychlost proudění vody v trubkách

$$w_v = \frac{M_v \cdot \nu_{stř}}{F_v} = \frac{2,22 + 1,09 \cdot 10^{-3}}{0,0022} = 1,09 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (7.7)$$

Plošný průřez spalin v ekonomizéru 1

$$F_{sp} = a_{III} \cdot b_{III} - n_{tr} \cdot n_z \cdot D \cdot l_e = 1,3 \cdot 2 - 5 \cdot 3 \cdot 0,0318 \cdot 1,94 = 1,397 \text{ m}^2 \quad (7.8)$$

Skutečná rychlost spalin

$$w_{sp_{skut}} = \frac{O_{sp}^V \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273,15 + t_{sp_{stř}}}{273,15} \quad (7.9)$$

$$= \frac{5,5287 \cdot 0,4543}{1,397} \cdot \frac{273,15 + 256,5}{273,15} = 3,48 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

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

$$\alpha_k = 0,2 \cdot c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33} = \quad (7.10)$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0454}{0,0318} \cdot \left( \frac{3,48 \cdot 0,0318}{4,01 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,669^{0,33} = 43,14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

kde  $\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$  ...vlastnosti spalin v závislosti na střední teplota viz tab. 25  
 $c_s, c_z$  ... opravné součinitele, opravný součinitel  $c_s = 1$ , když  $\sigma_2 \geq 2$  a  $c_z = 1$  pro více jak 10 řad trubek [11]

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (7.11)$$

Poměrná rozteč podélná

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,52 \quad (7.12)$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín <sup>7</sup>

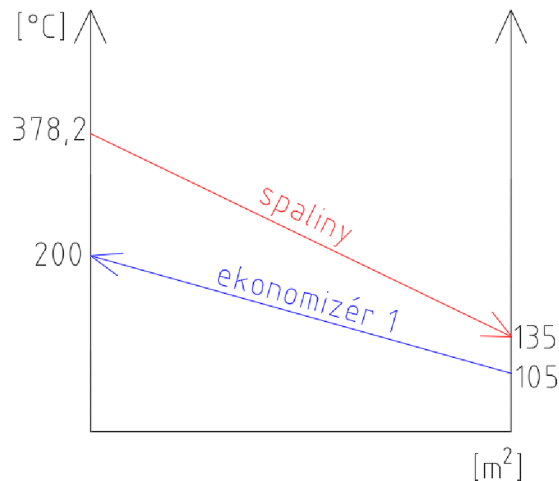
$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_{sál}) = 1 \cdot (43,14 + 0) = 43,08 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.13)$$

kde  $\omega$  ... součinitel využití, dle odborné konzultace  $\omega = 1$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0,6 \cdot 43,14 = 25,89 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (7.14)$$

kde  $\psi_e$  ... součinitel tepelné efektivity  $\psi_e = 0,6$  dle [11]



Obr. 20: Průběh teplot spalín a pracovního média v III. a IV. tahu

Teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{178,2 - 30}{\ln \frac{178,2}{30}} = 83,2 \text{ °C} \quad (7.15)$$

$$\Delta t_1 = t_{k4_{skut}} - t_{E1_{out}} = 378,2 - 200 = 178,2 \text{ °C} \quad (7.16)$$

$$\Delta t_2 = t_k - t_{E1_{in}} = 135 - 105 = 30 \text{ °C} \quad (7.17)$$

Ideální plocha ekonomizéru

$$S_{E1} = \frac{Q_{E1} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{911,6 \cdot 1000}{25,89 \cdot 83,2} = 423,7 \text{ m}^2 \quad (7.18)$$

Plocha jedné řady

$$S_{rad} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_z = \pi \cdot 0,0318 \cdot 1,94 \cdot 5 \cdot 3 = 2,91 \text{ m}^2 \quad (7.19)$$

<sup>7</sup> Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín byl zanedbán.

Počet řad

$$n_{\text{řad}} = \frac{S_{E1}}{S_{\text{řad}}} = \frac{423,7}{2,91} = 145,7 \rightarrow \text{volím } n_{\text{řad}} = 146 \quad (7.20)$$

Skutečná teplosměnná plocha

$$S_{E1_{\text{skut}}} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_z \cdot n_{\text{řad}} = \pi \cdot 0,0318 \cdot 1,94 \cdot 5 \cdot 3 \cdot 146 = 424,5 \text{ m}^2 \quad (7.21)$$

**Skutečné teplo odebrané ekonomizérem 1**

$$Q_{E1_{\text{skut}}} = \frac{S_{E1_{\text{skut}}} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{424,5 \cdot 25,89 \cdot 83,1}{1000} = 913,2 \text{ kW} \quad (7.22)$$

**Kontrola teploty spalin na výstupu z komína**

Teplo na vstupu

$$Q_{sp_{in}} = I_{sp}^{378,2} \cdot M_{pv} = 3190,1 \cdot 0,4543 = 1398,9 \text{ kW} \quad (7.23)$$

kde  $I_{sp}^{378,2}$  ... entalpie spalin na vstupu

Teplo na výstupu

$$Q_{sp_{out}} = Q_{sp_{in}} - Q_{E1_{\text{skut}}} = 1398,9 - 913,2 = 488,6 \text{ kW} \quad (7.24)$$

Entalpie spalin na výstupu z komína

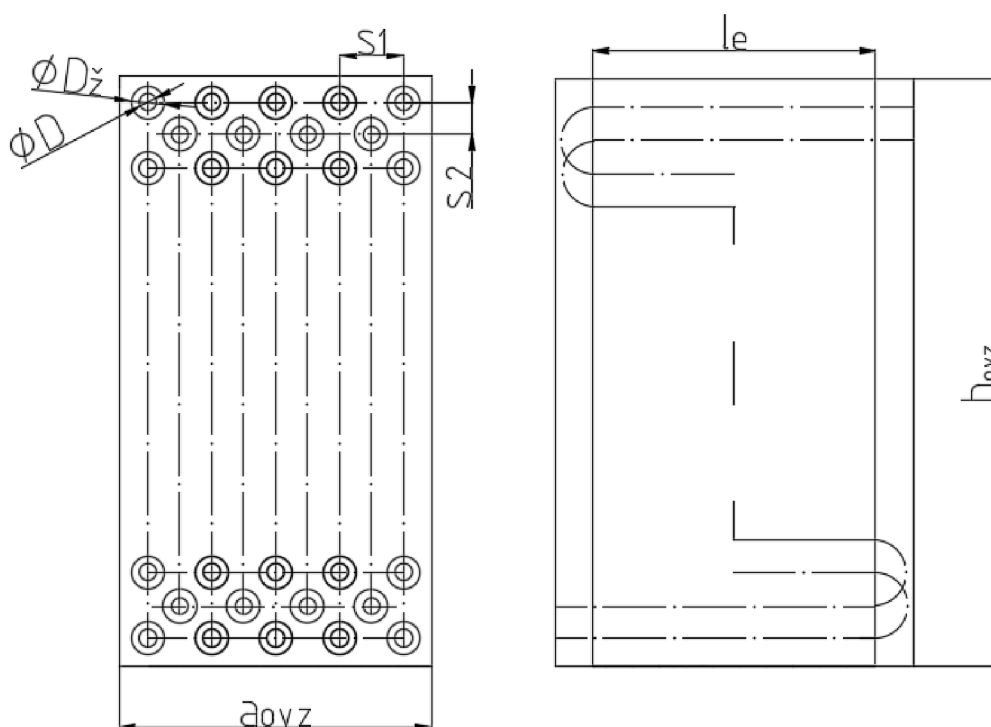
$$I_{sp_{out}} = \frac{Q_{sp_{out}}}{M_{pv}} = \frac{488,6}{0,4543} = 1075,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (7.25)$$

Skutečná teplota na výstupu z komínu u byla odečtena z I-t diagramu spalin  $t_{k_{\text{skut}}} = 135,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .  
 Odchylka od zvolené teploty je  $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

## 8 Návrh ohříváku vzduchu

Ohřívák vzduchu (OVZ) slouží k ohřevu spalovacího vzduchu. Předehřívá se primární i sekundární vzduch (90 % celkového) na 140 °C vodou z EKA 1 o teplotě 200 °C. S ohledem na relativně suché palivo nebylo nutno ohřívák vzduchu zavádět, ale nezbytně se zavedl pro efektivní využití přebytečného tepla spalin a k dochlazení spalin na požadovanou výstupní teplotu z kotle. Ohřívák vzduchu je umístěn mimo kotel. Výpočet probíhal zároveň s výpočty ohříváků vody.

Voda proudí v žebrovaných vystřídáných trubkách, které intenzivňují přestup tepla, a které ohřívají vzduch proudící vně trubek. Voda v trubkách by se dle odborné konzultace měla pohybovat kolem 1 m/s a rychlost proudění vzduchu v rozmezí 10 – 12 m/s. Geometrické rozměry OVZ jsou vyobrazeny na obr. 21 a v tab. 26



Obr. 21: Rozměry ohříváku vzduchu

Tab. 26: Rozměry ohříváku vzduchu

Výška kanálu	$h_{ovz}$ [m]	1,12
Šířka kanálu	$a_{ovz}$ [m]	0,64
Délka kanálu	$b_{ovz}$ [m]	0,60
Počet řad	$n_{řad}$ [–]	22
Počet trubek v řadě	$n_{tr}$ [ks]	5
Průměr trubek	$D$ [m]	0,0318
Tloušťka trubek	$t$ [m]	0,0034

*Pokračování tab. 26: Rozměry ohříváku vzduchu*

Vnitřní průměr trubek	$d$ [m]	0,025
Efektivní délka trubky	$l_e$ [m]	0,53
Příčná rozteč	$s_1$ [m]	0,12
Podélná rozteč střední	$s_2$ [m]	0,06
Výška žebra	$h_z$ [m]	0,015
Průměr s žebrem	$D_z$ [m]	0,0618
Tloušťka žebra	$t_z$ [m]	0,001
Počet žeber na metr	$n_z$ [m <sup>-1</sup> ]	150
Rozteč žeber	$s_z$ [m]	0,00567

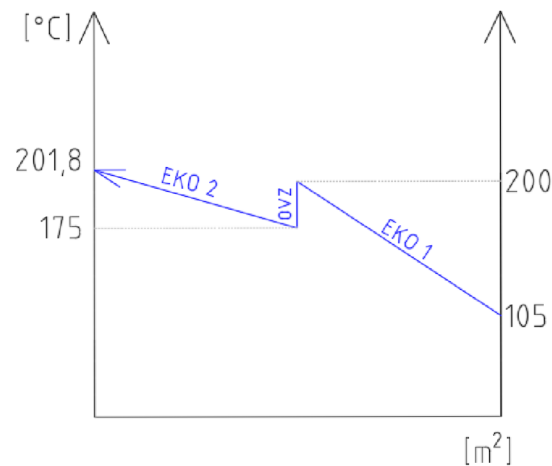
*Tab. 27: Vlastnosti vzduchu v ohříváku vzduchu*

Tepelná vodivost	$\lambda_{vz}$ [W/m · K]	0,0306
Kinematická viskozita	$\nu_{vz}$ [m <sup>2</sup> /s]	2,1 · 10 <sup>-5</sup>
Teplota na vstupu	$t_{vzin}$ [°C]	20
Teplota na výstupu	$t_{vzout}$ [°C]	140
Entalpie vzduchu na vstupu	$I_{vzin}$ [kJ/kg]	97,4
Entalpie vzduchu na výstupu	$I_{vzout}$ [kJ/kg]	698,9

Vlastnosti vzduchu v závislosti na střední teplotě jsou získány z [11], entalpie vzduchu jsou odečteny z I-t diagramu pro vlhký vzduch.

*Tab. 28: Vlastnosti vody v ohříváku vzduchu*

Hustota	$\rho_{stř}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	880,0
Měrný objem	$v_{stř}$ [m <sup>3</sup> /kg]	1,14 · 10 <sup>-3</sup>
Množství napájecí vody	$M_v$ [kg/s]	2,22
Teplota na vstupu	$t_{vin}$ [°C]	200
Teplota na výstupu	$t_{vout}$ [°C]	175
Entalpie na vstupu	$i_{vin}$ [kJ/kg]	852,9
Entalpie na výstupu	$i_{vout}$ [kJ/kg]	742,1



Obr. 22: Průběh teplot pracovního média v ekonomizérech a ohříváku vzduchu

Bilance předaných tepel v ohříváku vzduchu

$$Q_V = Q_{OVZ} \quad (8.1)$$

Teplo potřebné pro ohřátí vzduchu

$$Q_{OVZ} = M_{vz} \cdot (i_{vzout} - i_{vzin}) = 0,409 \cdot (698,9 - 97,4) = 246,0 \text{ kW} \quad (8.2)$$

Teplo odevzdané vodou z ekonomizéru a entalpie vody na výstupu z OVZ

$$Q_V = M_v \cdot (i_{vin} - i_{vout}) \rightarrow$$

$$\rightarrow i_{vout} = i_{vin} - \frac{Q_V}{M_v} = 852,9 - \frac{246,0}{2,22} = 742,1 \text{ kJ/kg} \quad (8.3)$$

Hmotnostní průtok vzduchu v OVZ

$$M_{vz} = 0,9 \cdot \alpha \cdot M_{pv} = 0,9 \cdot 1,3 \cdot 0,4543 = 0,409 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (8.4)$$

Střední teplota vody

$$t_{vstř} = \frac{t_{vin} + t_{vout}}{2} = \frac{200 + 175}{2} = 187,5 \text{ °C} \quad (8.5)$$

Rychlost proudění vody v trubkách

$$w_v = \frac{M_v \cdot v_{stř}}{F_v} = \frac{2,2 \cdot 1,14 \cdot 10^{-3}}{2,45 \cdot 10^{-3}} = 1,03 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (8.6)$$

Průtočný průřez pro vodu

$$F_v = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \cdot n_{tr} = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} \cdot 5 = 2,45 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (8.7)$$

Střední teplota vzduchu

$$t_{vzstř} = \frac{t_{vzin} + t_{vzout}}{2} = \frac{20 + 140}{2} = 80 \text{ °C} \quad (8.8)$$

Rychlost vzduchu

$$w_{vz} = \frac{V_{vz}}{F_{vz}} = \frac{2,524}{0,243} = 10,39 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (8.9)$$

Objemový průtok vzduchu

$$V_{vz} = 0,9 \cdot O_{vz}^V \cdot M_{pv} \cdot \frac{273,15 + t_{vz, stř}}{273,15} =$$

$$0,9 \cdot 4,775 \cdot 0,4543 \cdot \frac{273,15 + 80}{273,15} = 2,524 \frac{m^3}{s} \quad (8.10)$$

kde  $O_{vz}^V$  ... skutečný objem vzduchu z rov. (2.13)  
 $M_{pv}$  ... skutečně spálené palivo z rov. (3.22)

Průtočný průřez

$$F_{vz} = l_e \cdot (a_{ovz} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot n_{tr} \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}}) =$$

$$= 0,53 \cdot (0,64 - 0,0318 \cdot 5 - 2 \cdot 5 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 150) = 0,243 m^2 \quad (8.11)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vzduch pro vystřídání uspořádání trubek s kruhovými žebry

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_{\sigma}^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{vz}}{s_{\check{z}}} \cdot \left(\frac{D}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot s_{\check{z}}}{v_{vz}}\right)^{0,65} =$$

$$= 0,23 \cdot 1 \cdot 1,66^{0,2} \cdot \frac{0,0306}{0,00567} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,00567}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00567}\right)^{-0,14}$$

$$\cdot \left(\frac{10,39 \cdot 0,00567}{2,11 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 80,10 \frac{W}{m^2 K} \quad (8.12)$$

kde  $C_Z$  ... opravný součinitel dle [10]  $C_Z = 1$

Parametru určující uspořádání trubek ve svazku

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{3,77 - 1}{2,46 - 1} = 1,66 \quad (8.13)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{120}{31,8} = 3,77 \quad (8.14)$$

Poměrná úhlopříčná rozteč

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \left(\frac{s_1}{D}\right)^2 + \left(\frac{s_2}{D}\right)^2} = \sqrt{0,25 \cdot \left(\frac{120}{31,8}\right)^2 + \left(\frac{60}{31,8}\right)^2} = 2,67 \quad (8.15)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \alpha_{1r} = \left(\frac{S_{\check{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu_{\check{z}} + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_{\check{z}} \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\check{z}} \cdot \alpha_k} =$$

$$= (0,904 \cdot 0,8 \cdot 1 + 0,096) \cdot \frac{0,85 \cdot 80,10}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 80,10} = 56,92 \frac{W}{m^2 K} \quad (8.16)$$



kde  $\psi_z$  ... koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení přestupu tepla konvekcí po povrchu žebra,  $\psi_z = 0,85$  pro žebra s kruhovým základem dle [10]  
 $\mu_z$  ... součinitel rozšíření žebra,  $\mu_z = 1$  dle [10]

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové ploše ze strany vzduchu

$$\begin{aligned} \frac{S_z}{S} &= \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \\ &= \frac{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1}{\left(\frac{61,8}{31,8}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5,67}{31,8} - \frac{1}{31,8}\right)} = 0,904 \end{aligned} \quad (8.17)$$

Podíl volných částí trubky

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,904 = 0,096 \quad (8.18)$$

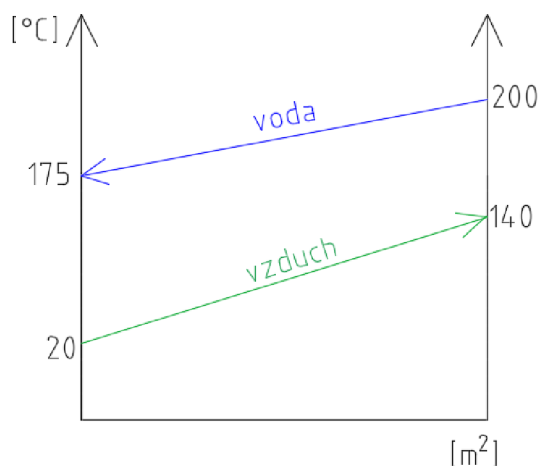
Součinitel efektivnosti žebra odečten z grafu [10]

$$E = f\left(\beta \cdot h_z, \frac{D_z}{D}\right) = f\left(59,06 \cdot 0,015, \frac{0,0618}{0,0318}\right) = 0,8 \quad (8.19)$$

Součinitel  $\beta$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 80,10}{0,001 \cdot 40 \cdot 1}} = 58,35 \quad (8.20)$$

kde  $\lambda_z$  ... součinitel tepelné vodivosti žebra, zvoleno  $\lambda_z = 40 \frac{W}{m.K}$  pro ocel  
 $\varepsilon$  ... součinitel znečistění  $\varepsilon = 0$  dle [10]



Obr. 23: Průběh teplot médií v ohříváku vzduchu

Střední teplotní logaritmický spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{155 - 60}{\ln \frac{155}{60}} = 100,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.21)$$

$$\Delta t_1 = t_{v_{out}} - t_{vz_{in}} = 175 - 20 = 155 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.22)$$

$$\Delta t_2 = t_{v_{in}} - t_{vz_{out}} = 200 - 140 = 60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.23)$$

Ideální teplosměnná plocha

$$S_{OVZ} = \frac{Q_{OVZ} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{246,0 \cdot 1000}{56,92 \cdot 100,1} = 43,20 \text{ m}^2 \quad (8.24)$$

Teplosměnná plocha na metr trubky

$$S_{1/m} = \pi \cdot D + 2 \cdot \pi \cdot n_{\dot{z}} \cdot \frac{D_{\dot{z}}^2 - D^2}{4} = \quad (8.25)$$

$$= \pi \cdot 0,0318 + 2 \cdot \pi \cdot n_{\dot{z}} \cdot \frac{0,015^2 - 0,0318^2}{4} = 0,762 \text{ m}^2$$

Počet řad trubek

$$n_{\text{řad}} = \frac{S_{OVZ}}{S_{1/m} \cdot l_e \cdot n_{tr}} = \frac{43,20}{0,762 \cdot 0,53 \cdot 5} = 21,4 \quad (8.26)$$

$\rightarrow$  volím  $n_{\text{řad}} = 22$

Skutečná teplosměnná plocha

$$S_{OVZ_{skut}} = S_{1/m} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{\text{řad}} = 0,762 \cdot 0,53 \cdot 5 \cdot 22 = 44,40 \text{ m}^2 \quad (8.27)$$

**Skutečný výkon ohříváku vzduchu**

$$Q_{OVZ_{skut}} = \frac{k \cdot S_{OVZ_{skut}} \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{56,92 \cdot 44,40 \cdot 100,1}{1000} = 252,9 \text{ kW} \quad (8.28)$$

**Kontrola teploty vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu**

Teplo vzduchu na vstupu do ohříváku vzduchu

$$Q_{vz_{in}} = 0,9 \cdot \alpha \cdot I_{vz_{in}} \cdot M_{pv} = 0,9 \cdot 1,3 \cdot 97,4 \cdot 0,4543 = 39,7 \text{ kW} \quad (8.29)$$

Teplo vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu

$$Q_{vz_{out}} = Q_{vz_{in}} + Q_{OVZ_{skut}} = 39,7 + 252,9 = 292,6 \text{ kW} \quad (8.30)$$

Entalpie vzduchu na výstupu

$$I_{vz_{out}} = \frac{Q_{vz_{out}}}{0,9 \cdot \alpha \cdot M_{pv}} = \frac{292,6}{0,9 \cdot 1,3 \cdot 0,4543} = 717,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (8.31)$$

Výstupní teplota z ohříváku vzduchu byla odečtena z I-t diagramu ( $I_{v,min}^t$ )  $t_{OVZ_{out_{skut}}} = 144 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Výsledná hodnota se liší o  $4 \text{ } ^\circ\text{C}$ , ale výpočet se dá považovat za správný.

## 9 Kontrola tepelné bilance

Součet skutečných výkonů výhřevných ploch s odečtením ohříváku vzduchu

$$\begin{aligned}
 \sum Q_i &= Q_{st} + Q_{mř} + Q_{ms_1} + Q_{P2_{skut}} + Q_{ms_2} + Q_{P1_{skut}} + Q_{ms_3} + Q_{E2_{skut}} \\
 &\quad + Q_{E1_{skut}} - Q_{OVZ_{skut}} = \\
 &= 3947,3 + 57,1 + 44,2 + 400,1 + 88,8 + 362,8 + 64,9 + 326,3 + 59,9 \\
 &\quad + 913,2 - 252,9 \\
 \sum Q_i &= 6011,8 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{9.1}$$

Tepelná bilance

$$\begin{aligned}
 \Delta Q &= Q_p^p \cdot \eta_k - \frac{\sum Q_i}{M_{pv}} \cdot \frac{100 - Z_c}{100} = \\
 &= 14454,8 \cdot 0,9063 - \frac{6011,8}{0,4543} \cdot \frac{100 - 0,796}{100} = -25,9 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned} \tag{9.2}$$

kde  $Q_p^p$  ... teplo přivedené do kotle z rov. (3.1)

$\eta_k$  ... účinnost kotle z rov. (3.19)

$M_{pv}$  ... množství skutečně spáleného paliva z rov. (3.22)

$Z_c$  ... ztráta mechanickým nedopalem z rov. (3.5)

Odchylka od tepelné bilance

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-25,9}{14454,8} = -0,17 \% \tag{9.3}$$

Odchylka by dle [11] neměla být vyšší než 0,5 %. Tato podmínka byla splněna a výpočty lze považovat za správné.

## 10 Návrh rozměrů bubnu

Výpočet rozměrů bubnu je navrhnut podle [15]. Vnější průměr bubnu byl volen  $D_b = 1,1 \text{ m}$  podle tlaku a parního výkonu ( $p = 2,7 \text{ MPa}$ ,  $M_{pp} = 8,4 \text{ t/h}$ ). Tloušťka stěny bubnu by měla být cca 1/100 hodnoty tlaku, zvoleno  $s_b = 30 \text{ mm}$ . Délku bubnu byla zvolena  $l_b = 1,3 \text{ m}$ . Dle [15] je mezní zatížení bubnu v závislosti na tlaku  $z_m = 4,85 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$  pro cyklonovou vestavbu odlučování páry.

Vnitřní průměr bubnu

$$d_b = D_b - 2 \cdot s_b = 1,1 - 2 \cdot 0,03 = 1,04 \text{ m} \quad (10.1)$$

Skutečné zatížení bubnu

$$z_{skut} = \frac{M_{pp}}{V_b} = \frac{2,34}{0,552} = 4,24 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^3} \quad (10.2)$$

Objem vody v bubnu (polovina celkového objemu bubnu)

$$V_b = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot l_b \right) = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot 1,04^2}{4} \cdot 1,3 \right) = 0,552 \text{ m}^3 \quad (10.3)$$

Skutečné zatížení musí být menší než mezní zatížení bubnu. Podmínka  $z_m > z_{skut}$  je splněna. Tabulkové běžné zatížení bubnu pro tlak páry je  $z = 4,25 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$ .

## 11 Hydraulický výpočet kotle

Hydraulickým výpočtem kotle se rozumí výpočet tlakových ztrát na straně pracovní látky (pára/voda) ve výhřevných plochách. Tlakové ztráty každé výhřevné plochy se dělí na ztráty vzniklé třením média o stěny, místní ztráty způsobené v ohybech, odbočkách, atd., dynamické ztráty způsobené zrychlením či zpomalením proudu a ztráty zdvihovou prací. Vzorový výpočet je proveden pro výhřevnou plochu přehříváku 2 dle [10]. Ztráty ostatních výhřevných ploch jsou uvedeny v příslušných tabulkách.

### 11.1 Tlakové ztráty přehříváku 2

Tlakové ztráty třením

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda_t \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_{p_{stř}}^2}{2} \cdot \rho_{stř} = 0,027 \cdot \frac{16,4}{0,03} \cdot \frac{18,5^2}{2} \cdot 11,15 = 28271 \text{ Pa} \quad (11.1)$$

kde  $\lambda_t$  ... součinitel tření v trubkách dle [10]  
 $d$  ... vnitřní průměr trubky z tab. 14  
 $w_{p_{stř}}$  ... střední rychlost páry v trubkách z tab. 29  
 $\rho_{stř}$  ... střední hustota páry získaná [14]

Délka potrubí

$$L = l_e \cdot n_{řad} \cdot n_{had} = 0,82 \cdot 10 \cdot 2 = 16,4 \text{ m} \quad (11.2)$$

Tlakové ztráty místními odpory

$$\Delta p_{\xi} = (\xi_{in} + \xi_p + \xi_{out}) \cdot \frac{w_{p_{stř}}^2}{2} \cdot \rho_{stř} = (0,5 + 2 + 1) \cdot \frac{18,5^2}{2} \cdot 11,15 = 6704 \text{ Pa} \quad (11.3)$$

kde  $\xi_i$  ... součinitel tlakové ztráty (na vstupu, uvnitř trubek, na výstupu) z [10]

Tlaková ztráta zrychlením proudu

$$\Delta p_d = \frac{w_{p_{out}}^2}{2} \cdot \rho_{out} - \frac{w_{p_{in}}^2}{2} \cdot \rho_{in} = \frac{20,4^2}{2} \cdot 10,11 - \frac{16,6^2}{2} \cdot 12,49 = 403 \text{ Pa} \quad (11.4)$$

kde  $w_{p_{in,out}}$  ... rychlost páry na vstupu, resp. výstupu  
 $\rho_{in,out}$  ... hustota páry na vstupu, resp. výstupu

Tlakové ztráty zdvihovou prací

$$\Delta p_h = h \cdot \rho_{stř} \cdot g = 1,5 \cdot 11,15 \cdot 9,81 = 164 \text{ Pa} \quad (11.5)$$

kde  $h$  ... výška přehříváku 2 odečtena z výkresu  
 $g$  ... gravitační zrychlení

Tlakové ztráty celkem

$$\Delta p_{P2} = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\xi} + \Delta p_d + \Delta p_h = 28271 + 6704 + 403 + 164 = 35542 \text{ Pa} \quad (11.6)$$

Tab. 29: Tlakové ztráty přehříváku 2

		Vstup	Střední	Výstup
Rychlost	$w_p$ [m/s]	16,6	18,5	20,4
Hustota	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	12,49	11,15	10,11
<hr/>				
Součinitel tření	$\lambda_t$ [–]		0,027	
Délka potrubí	$L$ [m]		16,4	
Vnitřní průměr	$d$ [m]		0,03	
	$\xi_{in}$ [–]		0,5	
Součinitel místní ztráty	$\xi_p$ [–]		2	
	$\xi_{out}$ [–]		1	
<hr/>				
Tlakové ztráty třením	$\Delta p_\lambda$ [Pa]		28271	
Tlakové ztráty místní	$\Delta p_\xi$ [Pa]		6704	
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]		403	
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]		164	
<hr/>				
Celkové ztráty	$\Delta p$ [Pa]		35542	

## 11.2 Tlakové ztráty přehříváku 1

Tab. 30: Tlakové ztráty přehříváku 1

		Vstup	Střední	Výstup
Rychlost	$w_p$ [m/s]	13,7	15,3	16,9
Hustota	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	13,50	12,06	10,96
<hr/>				
Součinitel tření	$\lambda_t$ [–]		0,027	
Délka potrubí	$L$ [m]		9,24	
Vnitřní průměr	$d$ [m]		0,03	
	$\xi_{in}$ [–]		0,5	
Součinitel místní ztráty	$\xi_p$ [–]		2	
	$\xi_{out}$ [–]		1	
<hr/>				
Tlakové ztráty třením	$\Delta p_\lambda$ [Pa]		17235	
Tlakové ztráty místní	$\Delta p_\xi$ [Pa]		4953	
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]		292	
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]		237	
<hr/>				
Celkové ztráty	$\Delta p$ [Pa]		22717	

### 11.3 Tlakové ztráty ekonomizéru 2

Tab. 31: Tlakové ztráty ekonomizéru 2

		Vstup	Střední	Výstup
Rychlost	$w_p$ [m/s]	0,70	0,71	0,73
Hustota	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	893,7	875,5	855,7
<hr/>				
Součinitel tření	$\lambda_t$ [-]		0,027	
Délka potrubí	$L$ [m]		26,88	
Vnitřní průměr	$d$ [m]		0,0238	
	$\xi_{in}$ [-]		0,5	
Součinitel místní ztráty	$\xi_p$ [-]		2	
	$\xi_{out}$ [-]		1	
<hr/>				
Tlakové ztráty třením	$\Delta p_\lambda$ [Pa]		6778	
Tlakové ztráty místní	$\Delta p_\xi$ [Pa]		778	
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]		10	
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]		17177	
<hr/>				
Celkové ztráty	$\Delta p$ [Pa]		24741	

### 11.4 Tlakové ztráty ekonomizéru 1

Tab. 32: Tlakové ztráty ekonomizéru 1

		Vstup	Střední	Výstup
Rychlost	$w_p$ [m/s]	1,1	1,15	1,2
Hustota	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	956,1	916,0	865,7
<hr/>				
Součinitel tření	$\lambda_t$ [-]		0,027	
Délka potrubí	$L$ [m]		849,7	
Vnitřní průměr	$d$ [m]		0,0238	
	$\xi_{in}$ [-]		0,5	
Součinitel místní ztráty	$\xi_p$ [-]		2	
	$\xi_{out}$ [-]		1	
<hr/>				
Tlakové ztráty třením	$\Delta p_\lambda$ [Pa]		524194	
Tlakové ztráty místní	$\Delta p_\xi$ [Pa]		1903	
Dynamický tlak	$\Delta p_d$ [Pa]		46	
Hydrostatický tlak	$\Delta p_h$ [Pa]		17972	
<hr/>				
Celkové ztráty	$\Delta p$ [Pa]		544116	

Celkové tlakové ztráty kotle

$$\begin{aligned}
 \Delta p_c &= \Delta p_{P2} + \Delta p_{P1} + \Delta p_{E2} + \Delta p_{E1} = \\
 &= 35542 + 22717 + 24741 + 544116 = 627\,116 \text{ Pa} = 0,6 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{11.7}$$

## 12 Aerodynamický výpočet kotle

Aerodynamickým výpočtem se rozumí určení odporů (tlakových ztrát) na straně spalin. Výpočet se provádí pro návrh vzduchových a sacích ventilátorů. Tlakové ztráty se počítaly v každé části tahu, kde probíhá změna směru spalin (jedná se o místní ztráty), třecí ztráty a o ztráty vztlakem. Výpočet je proveden dle [16].

Hustota stechiometrických spalin

$$\begin{aligned} \rho_{sp} &= \frac{\rho_{CO_2} \cdot O_{CO_2} + \rho_{N_2} \cdot O_{N_2} + \rho_{H_2O} \cdot O_{H_2O} + \rho_{SO_2} \cdot O_{SO_2} + \rho_{Ar} \cdot O_{Ar}}{O_{spmin}^V} = \\ &= (1,977 \cdot 0,726 + 1,250 \cdot 2,823 + 0,806 \cdot 0,844 + 2,926 \cdot 0,272 \cdot 10^{-3} \\ &\quad + 1,784 \cdot 0,033) / 4,4269 = 1,288 \frac{kg}{m^3} \end{aligned} \quad (12.1)$$

Hustoty jednotlivých složek spalin byly odečteny z [10] a objem složek z kapitoly 2.

### 12.1 Tlakové ztráty ve II. tahu kotle

**Tlaková ztráta změnou směru mezi I. a II. tahem kotle**

$$\Delta p_{I-II} = \xi \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{spI-II} = 1,2 \cdot \frac{7,39^2}{2} \cdot 0,348 = 11,40 \text{ Pa} \quad (12.2)$$

kde  $w_{sp}$  ... rychlost spalin v daném místě z (5.33)

Součinitel místního odporu pro ostrá kolena

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1 = 1,2 \quad (12.3)$$

kde  $x_2$  ... opravný součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečteno z grafu [16]

Hustota spalin v daném místě

$$\rho_{spI-II} = \rho_{sp} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{střmř}} \right) = 1,288 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 738,1} \right) = 0,348 \frac{kg}{m^3} \quad (12.4)$$

kde  $t_{střmř}$  ... střední teplota v mříži z rov. (5.32)

**Tlaková ztráta změnou směru spalin v obratové komoře**

$$\Delta p_{IIo} = \xi \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{spIIo} = 1,2 \cdot \frac{5,4^2}{2} \cdot 0,352 = 6,17 \text{ Pa} \quad (12.5)$$

kde  $w_{sp}$  ... rychlost spalin v daném místě z rov. (6.3)

Součinitel místního odporu pro ostrá kolena

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 1 = 1,2 \quad (12.6)$$

kde  $x_2$  ... opravný součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečteno z grafu [16]



Hustota spalin v daném místě

$$\rho_{sp_o} = \rho_{sp} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{stř_o}} \right) = 1,288 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 725,4} \right) = 0,352 \frac{kg}{m^3} \quad (12.7)$$

kde  $t_{stř_o}$  ... střední teplota v obrátové komoře z rov. (6.1)

### Tlaková ztráta při průchodu spalin přehřívákem 2

Pro uspořádání trubek za sebou v kolmém proudění spalin

$$\Delta p_{IIp_2} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 1,2 \cdot 0,45 \cdot 20 = 10,80 Pa \quad (12.8)$$

kde  $\Delta p_1 \cdot x$  ... poměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti spalin ve svazku trubek a na střední teplotě proudu a stěny, odečteno z grafu dle [16]  
 $n$  ... celkový počet trubek v přehříváku 2 nad sebou

### Tlaková ztráta při průchodu spalin přehřívákem 1

Pro uspořádání trubek za sebou v kolmém proudění spalin

$$\Delta p_{IIp_1} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 1,5 \cdot 0,85 \cdot 10 = 12,75 Pa \quad (12.9)$$

kde  $\Delta p_1 \cdot x$  ... poměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti spalin ve svazku trubek a na střední teplotě proudu a stěny, odečteno z grafu dle [16]  
 $n$  ... celkový počet trubek v přehříváku 1 nad sebou

### Tlaková ztráta při průchodu spalin ekonomizérem 2

Pro uspořádání trubek za sebou v kolmém proudění spalin

$$\Delta p_{IIe_2} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 0,9 \cdot 0,45 \cdot 16 = 6,48 Pa \quad (12.10)$$

kde  $\Delta p_1 \cdot x$  ... poměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti spalin ve svazku trubek a na střední teplotě proudu a stěny, odečteno z grafu dle [16]  
 $n$  ... celkový počet trubek v ekonomizéru 2 nad sebou

### Tlaková ztráta změnou směru na konci II. tahu

$$\Delta p_{IIk} = \xi \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp_{IIk}} = 0,6 \cdot \frac{5,14^2}{2} \cdot 0,540 = 4,27 Pa \quad (12.11)$$

kde  $w_{sp}$  ... rychlost spalin z rov. (6.110)

Součinitel místního odporu pro ostrá kolena

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,5 = 0,6 \quad (12.12)$$

kde  $x_2$  ... opravný součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečteno z grafu [16]

Hustota spalin v daném místě

$$\rho_{spII_k} = \rho_{sp} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{k4}} \right) = 1,288 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 378} \right) = 0,540 \frac{kg}{m^3} \quad (12.13)$$

kde  $t_{k4}$  ... teplota na výstupu z ekonomizéru 2

**Tlaková ztráta vztlakem v II. tahu**

$$\begin{aligned} \Delta p_{II_{vz}} &= z \cdot \left( \rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{stř_{sp}}} \right) \cdot g = \\ &= 9,5 \cdot \left( 1,208 - 1,288 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 554,4} \right) \cdot 9,81 = 72,93 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (12.14)$$

kde  $z$  ... vertikální vzdálenost středů počátečního a konečného průřezu (odečteno z výkresu)

$\rho_{vz}$  ... hustota atmosférického vzduchu při 20 °C  $\rho_{vz} = 1,208 \frac{kg}{m^3}$  dle [11]

$t_{stř_{sp}}$  ... střední teplota spalin ve II. tahu

$g$  ... gravitační zrychlení  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

**Celkové tlakové ztráty ve II. tahu<sup>8</sup>**

Celková ztráta II. tahu v čistém prostředí

$$\begin{aligned} \Delta p_{II} &= \Delta p_{I-II} + \Delta p_{II_o} + \Delta p_{II_{P_2}} + \Delta p_{II_{P_1}} + \Delta p_{II_{E_2}} + \Delta p_{II_k} + \Delta p_{II_{vz}} = \\ &= 11,40 + 6,17 + 10,80 + 12,75 + 6,48 + 4,27 + 72,93 = 124,8 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (12.15)$$

Celková ztráta v II. tahu kotle v zaprášeném prostředí

$$\Delta p_{II_c} = \Delta p_{II} \cdot (1 + C') = 131,78 \cdot (1 + 0,00251) = 125,1 \text{ Pa} \quad (12.16)$$

Koncentrace popílku ve spalinách

$$C' = \frac{\mu}{1000} \cdot O_{sp}^V = \frac{0,4531}{1000} \cdot 5,5287 = 0,00251 \frac{kg}{kg_{sp}} \quad (12.17)$$

kde  $\mu$  ... koncentrace popílku ve spalinách z rov. (5.30)

$O_{sp}^V$  ... skutečný objem spalin z rov. (2.15)

**12.2 Tlakové ztráty ve III. tahu kotle**

**Tlaková ztráta změnou směru spalin mezi II. – III. tahem**

$$\Delta p_{II-III} = \xi \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{spII-III} = 1,2 \cdot \frac{3,49^2}{2} \cdot 0,531 = 2,34 \text{ Pa} \quad (12.18)$$

kde  $w_{sp}$  ... rychlost spalin v daném místě z rov. (7.9)

<sup>8</sup> Tlakové ztráty třením v II. tahu byly zanedbány (vzhledem k ostatním ztrátám nemá vliv).

Součinitel místního odporu pro ostrá kolena

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,5 = 0,6 \quad (12.19)$$

kde  $x_2$  ... opravný součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečteno z grafu [16]

Hustota spalin v daném místě

$$\rho_{spII-III} = \rho_{sp} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{k_4}} \right) = 1,288 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 378} \right) = 0,531 \frac{kg}{m^3} \quad (12.20)$$

kde  $t_{stř_{k_4}}$  ... střední teplota v obratové komoře

### Tlaková ztráta při průchodu spalin 1. částí ekonomizéru 1

Pro uspořádání trubek za sebou v kolmém proudění spalin

$$\Delta p_{II_{E11}} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 0,9 \cdot 0,45 \cdot 73 = 29,57 Pa \quad (12.21)$$

kde  $\Delta p_1 \cdot x$  ... poměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti spalin ve svazku trubek a na střední teplotě proudu a stěny, odečteno z grafu dle [16]  
 $n$  ... celkový počet trubek v 1. části ekonomizéru 1

### Tlaková ztráta změnou směru na konci III. tahu

$$\Delta p_{III_k} = \xi \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{spIII_k} = 0,72 \cdot \frac{3,49^2}{2} \cdot 0,596 = 2,61 Pa \quad (12.22)$$

kde  $w_{sp}$  ... rychlost spalin z rov. (7.9)

Součinitel místního odporu pro ostrá kolena

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,6 = 0,72 \quad (12.23)$$

kde  $x_2$  ... opravný součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečteno z grafu [16]

Hustota spalin v daném místě

$$\rho_{spIII_k} = \rho_{sp} \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + t_{stř_{sp}}} \right) = 1,288 \cdot \left( \frac{273,15}{273,15 + 256,5} \right) = 0,665 \frac{kg}{m^3} \quad (12.24)$$

kde  $t_{stř_{sp}}$  ... střední teplota spalin v III. – IV. tahu

### Tlaková ztráta vztlakem v III. tahu

$$\begin{aligned} \Delta p_{III_{vz}} &= z \cdot \left( \rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{stř_{sp}}} \right) \cdot g = \\ &= 7,5 \cdot \left( 1,208 - 1,288 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 256,5} \right) \cdot 9,81 = 40,80 Pa \end{aligned} \quad (12.25)$$

kde  $z$  ... vertikální vzdálenost středů počátečního a konečného průřezu (odečteno z výkresu)

$t_{stř_{sp}}$  ... střední teplota spalin ve III. – IV. tahu

### Celkové tlakové ztráty ve III. tahu<sup>9</sup>

Celková ztráta III. tahu v čistém prostředí

$$\begin{aligned}\Delta p_{III} &= \Delta p_{II-III} + \Delta p_{II_{E11}} - \Delta p_{III_{vz}} + \Delta p_{III_k} = \\ &= 2,34 + 29,56 - 40,80 + 2,93 = -5,96 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (12.26)$$

Tlaková ztráta vztlakem se odečítá, spaliny ve III. tahu kotle proudí ve směru vztlaku vzhůru.

Celková ztráta v III. tahu kotle v zaprášeném prostředí

$$\Delta p_{III_c} = \Delta p_{III} \cdot (1 - C') = -5,96 \cdot (1 - 0,00251) = -5,95 \text{ Pa}\quad (12.27)$$

### 12.1 Tlakové ztráty ve IV. tahu kotle

**Tlaková ztráta změnou směru spalin mezi III. – IV. tahem**

$$\Delta p_{III-IV} = \xi \cdot \frac{w_{sp}^2}{2} \cdot \rho_{sp_{III_k}} = 0,72 \cdot \frac{3,49^2}{2} \cdot 0,665 = 2,93 \text{ Pa}\quad (12.28)$$

kde  $w_{sp}$  ... rychlost spalin v III. – IV. tahu z rov. (7.9)

Součinitel místního odporu pro ostrá kolena

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 = 1,2 \cdot 0,6 = 0,72\quad (12.29)$$

kde  $x_2$  ... opravný součinitel zohledňující zahnutí proudu, odečteno z grafu [16]

**Tlaková ztráta při průchodu spalin 2. částí ekonomizéru 1**

Pro uspořádání trubek za sebou v kolmém proudění spalin

$$\Delta p_{II_{E12}} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n = 0,9 \cdot 0,45 \cdot 73 = 29,57 \text{ Pa}\quad (12.30)$$

kde  $\Delta p_1 \cdot x$  ... poměrná ztráta jedné řady trubek, závisí na rychlosti spalin ve svazku trubek a na střední teplotě proudu a stěny, odečteno z grafu dle [16]  
 $n$  ... celkový počet trubek v 2. části ekonomizéru 1

**Tlaková ztráta vztlakem v IV. tahu**

$$\begin{aligned}\Delta p_{IV_{vz}} &= z \cdot \left( \rho_{vz} - \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_{stř_{sp}}} \right) \cdot g = \\ &= 7,5 \cdot \left( 1,208 - 1,288 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 256,5} \right) \cdot 9,81 = 40,80 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (12.31)$$

kde  $z$  ... vertikální vzdálenost středů počátečního a konečného průřezu (odečteno z výkresu)

<sup>9</sup> Tlakové ztráty třením v III. tahu byly zanedbány (vzhledem k ostatním ztrátám nemá vliv).

### Celkové tlakové ztráty ve IV. tahu<sup>10</sup>

Celková ztráta IV. tahu v čistém prostředí

$$\Delta p_{IV} = \Delta p_{III-IV} + \Delta p_{II_{E12}} + \Delta p_{IV_{vz}} = 2,93 + 29,56 + 40,80 = 73,30 \text{ Pa} \quad (12.32)$$

Celková ztráta v IV. tahu kotle v zaprášeném prostředí

$$\Delta p_{IV_c} = \Delta p_{IV} \cdot (1 - C') = 73,30 \cdot (1 + 0,00251) = 73,48 \text{ Pa} \quad (12.33)$$

Celková tlaková ztráta kotle na straně spalín

$$\Delta p_{sp_c} = \Delta p_{II_c} + \Delta p_{III_c} + \Delta p_{IV_c} = 125,1 - 5,95 + 73,48 = 192,7 \text{ Pa} \quad (12.34)$$

---

<sup>10</sup> Tlakové ztráty třením v IV. tahu byly zanedbány (vzhledem k ostatním ztrátám nemá vliv).

## Závěr

Cílem diplomové práce bylo zpracovat stechiometrický a tepelný výpočet roštového kotle s rozměrovým návrhem. Použitým palivem je rychle rostoucí energetická biomasa určená pro spalování, konkrétně japonský topol, který se vyznačuje vysokou výhřevností, rychlým růstem a velkou výtěžností. V kotli se spaluje ve formě dřevní štěpky s vlhkostí 20 %. Požadovaný parní výkon kotle byl 6 MW s parametry páry o teplotě 300 °C a tlaku 2,5 MPa. Kotel je určen pro výrobu páry do technologického zařízení.

V prvním kroku při návrhu kotle bylo nutno určit potřebné množství vzduchu pro dokonalé spálení paliva. Pro spalování paliva na roštu ve vrstvách, nedojde k dokonalému promísení spalovacího vzduchu s palivem. Pro roštový kotel s pohazováním paliva byl určen přebytek vzduchu 1,3. Ve stechiometrickém výpočtu byly také vypočteny objemy spalin a jejich složek, které bylo potřeba pro další tepelné výpočty.

V dalším kroku se určovaly tepelné ztráty kotle, které se počítaly nepřímou metodou a účinnost kotle, která vyšla 90,63 %. Účinnost kotle by zvýšila recirkulace spalin za druhým tahem kotle, která by odvedla nevyhořelý uhlík zpět do ohniště. Z výpočtu by se však účinnost kotle s recirkulací zvýšila jen nepatrně, proto se by se z ekonomického hlediska nevyplatila a nebyla zavedena.

Předběžný návrh kotle sloužil pro rozložení tepelných výkonů do výhřevných ploch, aby bylo dosaženo požadovaného parního výkonu a jeho parametrů.

Poté byly řešeny jednotlivé tahy kotle. První tah kotle tvoří spalovací komora s roštem a výstupním oknem (mříží) do druhého tahu. Výparník kotle tvoří trubky vsazené do stěn (membránové stěny) prvního a druhého tahu.

Druhý tah kotle je rozdělen na čtyři části, v první části byla řešena obrátová komora, která je opatřena pouze membránovými stěnami. Ve druhé části se nachází přehřívák 2, je to poslední výhřevná plocha a ohřívá páru na požadované výstupní parametry. Trubky přehříváku 2 byly navrženy jako hladké, uspořádané za sebou a rozvolněné z důvodu snížení nalepování spalin a abrazi. Ve třetí části se nachází přehřívák 1, do kterého proudí sytá pára z bubnu a vystupuje přehřátá pára, která vstupuje do přehříváku 2. Pro regulaci teploty páry byl mezi přehříváky vsazen 5% vstřík napájecí vody. V poslední části se nachází ekonomizér 2, který ohřívá vodu z ohříváku vzduchu do bubnu kotle. Trubky ekonomizéru jsou 2x zahnuté z důvodu zachování doporučené rychlosti proudění vody.

Ve třetím tahu a čtvrtém tahu se nachází pouze trubky ekonomizéru 1, který ohřívá napájecí vodu z 105 °C na 200 °C, kterou se předeřívá spalovací vzduch. Trubky ekonomizéru 1 jsou 3x zahnuté z důvodu zachování doporučené rychlosti proudění vody.

Ohřívák vzduchu z teoretického hlediska nebyl nutný z důvodu poměrně suchého paliva, kdy do vlhkosti 20 % ho není potřeba. Ale z celkové tepelné bilance kotle by nebyl využit celý energetický potenciál spalin. Aby byly efektivně dochlazeny spaliny na požadovaných 135 °C, bylo nutno ho zařadit. Ale vzhledem k vlhkosti paliva, která není vždy konstantní, ohřívák vzduchu vysuší a podpoří hoření paliva v případě vyšší vlhkosti. Ohřívák vzduchu je umístěn mimo kotel a předeřívá 90 % přiváděného vzduchu na 140 °C. Výpočet probíhal souběžně s výpočty ohříváku vody. Trubky v ohříváku vzduchu byly opatřeny žebry a vystřídaným uspořádáním pro lepší přestup tepla.

Součástí práce byl také návrh rozměrů bubnu. Z bubnu vedou zavodňovací a převáděcí trubky. Zavodňovací trubky slouží pro zavodnění komor, které napájí trubky membránových stěn výparníku, převáděcími trubkami jde mokrá pára z výparníku zpět do bubnu a z bubnu sytá pára do výhřevných ploch. Mezi jednotlivými výhřevnými plochami byly umístěny ofukovače a servisní průlezy.

Pro správnost výpočtu kotle byla provedena kontrola tepelné bilance, odchylka vyšla - 0,17 % a vejde se do tolerance.

Cílem práce bylo také určení tlakových ztrát na straně obou médií. Pro výpočet tlakových ztrát na straně vody/páry slouží hydraulický výpočet. Výpočet probíhal pro každou výhřevnou plochu kotle. Zvolené celkové tlakové ztráty kotle byly 0,5 MPa a vypočtené vyšly 0,6 MPa. Pro dodržení požadovaného tlaku páry na výstupu by bylo nutno zvýšit tlak napájecí vody o 0,1 MPa. Pro určení tlakových ztrát na straně spalín slouží aerodynamický výpočet kotle, kde se zohledňují tlakové ztráty průchodem trubkových svazků, změnou směru spalín, vztlakem a třením. Tlakové ztráty kotle na straně spalín vyšly 193 Pa a na základě nich je možné navrhnout spalínové ventilátory.

Součástí diplomové práce je příloha s výkresovou dokumentací kotle a jeho dispozičním řešením.



## Seznam použitých zdrojů

- [1] Statistika: Národní energetický mix. In: *OTE ČR* [online]. [cit. 2021-04-23].  
Dostupné z: <https://www.ote-cr.cz/cs/statistika/narodni-energeticky-mix>
- [2] WEGER, Jan. Biomasa pro energetické účely. *Lesnická práce: Časopis pro lesnickou vědu a praxi* [online]. [cit. 2021-4-28].  
Dostupné z: <http://www.lesprace.cz/casopis-lesnicka-prace-archiv/rocnik-82-2003/lesnicka-prace-c-03-03/biomasa-pro-energeticke-ucely>
- [3] Biomasa a uhlí v kotlích malých výkonů. In: *TZB-info* [online]. [cit. 2021-04-23].  
Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/11527-biomasa-a-uhli-v-kotlich-malych-vykonu>
- [4] WEGER, Jan. Biomasa jako zdroj energie. *BIOM* [online]. [cit. 2021-4-28].  
Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/biomasa-jako-zdroj-energie>
- [5] STUPAVSKÝ, Vladimír a Tomáš HOLÝ. Dřevní štěpka: zelená, hnědá, bílá. *BIOM* [online]. [cit. 2021-4-28].  
Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>
- [6] *Japonský topol: Rychle rostoucí dřevina (RRD)* [online]. [cit. 2021-04-23].  
Dostupné z: <http://www.rychlerostoucitol.cz/>
- [7] Možnosti využití topolu. In: *Japonský topol* [online]. [cit. 2021-04-23].  
Dostupné z: <http://www.japonskytopol-rrd.cz/moznosti-vyuziti-topolu/>
- [8] *Phyllis 2: Wood, poplar* [online]. [cit. 2021-4-28].  
Dostupné z: <https://phyllis.nl/Biomass/View/290>
- [9] Zpracování dřeva. In: *Vypěstuj si les* [online]. [cit. 2021-04-23].  
Dostupné z: <https://www.vypestujsi.cz/galerie/fotografie/nggallery/vypestujsi/zpracovani-dreva/slideshow>
- [10] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [11] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. Brno: Nakladatelství VUT, 1986. 200 s. ISBN 80-21404-26-4.
- [12] Vyhláška č. 415/2012 Sb.: Vyhláška o přípustné úrovni znečištění a jejím zjištění a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší. *Zákony pro lidi* [online]. [cit. 2021-04-27].  
Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415#prilohy>
- [13] ČSN EN 12952-15. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení: Část 15: Přejímací zkoušky*. Brno: Český normalizační institut, 2004 .
- [14] HOLMGREN, Magnus. *Thermodynamics Tabless Add-in 2.0.9*. IAPWS IF97 Excel Steam Tables



- [15] Výukové materiály k předmětu Kotle (LK 20/21): Podklady do cvičení. Energetický Ústav, VUT v Brně.
- [16] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

**Seznam zkratk**

Symbol	Jednotka	Veličina
$a_I$	[m]	Šířka I. tahu
$a_{II}$	[m]	Šířka II. tahu
$a_{III}$	[m]	Šířka III. a IV. tahu
$a_{\zeta}$	[-]	Stupeň černosti proudu spalín
$a_o$	[-]	Stupeň černosti ohniště
$a_{ovz}$	[m]	Šířka kanálu ohříváku vzduchu
$a_{pl}$	[-]	Stupeň černosti plamene
$a_{st}$	[-]	Stupeň černosti povrchu stěn
$a_{\acute{u}}$	[-]	Poměrný úlet popílku z ohniště
$A_r$	[%]	Obsah popeloviny v palivu
$b_I$	[m]	Délka I. tahu
$b_{II}$	[m]	Délka II. tahu
$b_{III}$	[m]	Délka III. a IV. tahu
$b_{ovz}$	[m]	Délka kanálu v ohříváku vzduchu
$B_o$	[-]	Boltzmannovo číslo
$c_i$	[kJ/kg · K]	Měrná teplo tuhých zbytků
$c_p$	[kJ/kg · K]	Měrné teplo paliva
$c_{su}$	[kJ/kg · K]	Měrné teplo sušiny
$c_t, c_l, c_m$	[-]	Opravné součinitele
$c_w$	[kJ/kg · K]	Měrné teplo vody
$C$	[-]	Koeficient pro spalování druhu paliva
$C'$	[kg/kg <sub>sp</sub> ]	Koncentrace popílku ve spalínách
$C^r$	[%]	Obsah uhlíku v palivu
$C_i$	[%]	Podíl hořlaviny v tuhých zbytcích
$C_s$	[-]	Opravný součinitel uspořádání svazku na poměrné příčné rozteči
$C_z$	[-]	Opravný součinitel na počet řad
$d$	[μm]	střední efektivní průměr částecek popílku
$d_b$	[m]	Vnitřní průměr bubnu
$d_e$	[m]	Ekvivalentní průměr
$d_{in}$	[m]	Vnitřní průměr trubky
$D$	[m]	Vnější průměr trubky
$D_b$	[m]	Vnější průměr bubnu
$D_m$	[m]	Vnější průměr trubky výparníku
$D_{\acute{z}}$	[m]	Vnější průměr trubky s žebrem
$e$	[m]	Vzdálenost od stěny $a$

$E$	$[-]$	Součinitel efektivity žebra
$f$	$[m]$	Vzdálenost od stěny $b$
$F_p$	$[m^2]$	Průtočný průřez pro páru
$F_{sp}$	$[m^2]$	Průtočný průřez pro spaliny
$F_{st}$	$[m^2]$	Celková sálavá plocha
$F_{ús}$	$[m^2]$	Účinná sálavá plocha
$F_v$	$[m^2]$	Průtočný průřez pro vodu
$F_{vz}$	$[m^2]$	Průtočný průřez pro vzduch
$g$	$[m/s^2]$	Gravitační zrychlení
$h$	$[m]$	Výška tahu
$h_1$	$[m]$	Výška 1. části II. tahu
$h_2$	$[m]$	Výška 2. části II. tahu
$h_3$	$[m]$	Výška 3. části II. tahu
$h_4$	$[m]$	Výška 4. části II. tahu
$h_m$	$[m]$	Výška mříže
$h_z$	$[m]$	Výška žebra
$H_2^r$	$[\%]$	Podíl vodíku v palivu
$i$	$[kJ/kg]$	Měrná entalpie
$i_{in}$	$[kJ/kg]$	Měrná entalpie média na vstupu
$i_{nv}$	$[kJ/kg]$	Měrná entalpie napájecí vody
$i_{out}$	$[kJ/kg]$	Měrná entalpie média na výstupu
$i_{pp}$	$[kJ/kg]$	Měrná entalpie přehřáté páry
$i_v$	$[kJ/kg]$	Měrná entalpie vody
$I_o$	$[kJ/kg]$	Entalpie spalin na výstupu z ohniště
$I_{sp}$	$[kJ/kg]$	Entalpie spalin
$I_u$	$[kJ/kg]$	Užitečné teplo uvolněné v ohništi
$I_{sp_{min}}^t$	$[kJ/kg]$	Entalpie minimálního objemu spalin
$I_{sp_{out}}$	$[kJ/kg]$	Entalpie spalin na výstupu
$I_{vz}$	$[kJ/kg]$	Entalpie vzduchu
$I_{vz_{min}}^t$	$[kJ/kg]$	Entalpie minimálního objemu vlhkého vzduchu
$k$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
$k_k$	$[-]$	Součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
$k \cdot p \cdot s$	$[-]$	Optická hustota spalin
$k_p \cdot \mu$	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi
$k_{sp} \cdot r_{sp}$	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
$l_b$	$[m]$	Délka bubnu
$l_e$	$[m]$	Efektivní délka trubky
$L$	$[m]$	Délka potrubí
$M$	$[m]$	Součinitel M

$M_p$	[kg/s]	Množství přivedeného paliva
$M_{pp}$	[kg/s]	Množství vyrobené páry
$M_{pv}$	[kg/s]	Množství skutečně spáleného paliva
$M_v$	[kg/s]	Množství napájecí vody
$M_{vz}$	[kg/s]	Množství vzduchu v ohříváku vzduchu
$N_2^r$	[%]	Množství dusíku v palivu
$n_{had}$	[-]	Počet hadů trubek
$n_{řad}$	[-]	Počet řad trubek
$n_{tr}$	[-]	Počet trubek v řadě
$n_z$	[-]	Počet zahnutí trubky
$n_{ž}$	[-]	Počet žeber na metr
$O$	[m]	Obvod průřezu tahu
$O_2^r$	[%]	Obsah kyslíku v palivu
$O_{Ar}$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Objem argonu ve spalínách
$O_{CO_2}$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Objem oxidu uhličitého ve spalínách
$O_{N_2}$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Objem dusíku ve spalínách
$O_{H_2O_{sp}}$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Objem vody ve spalínách
$O_{H_2O_{vz}}^V$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Objem vody v minimálním vlhkém vzduchu
$O_{O_2_{min}}$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Minimální objem kyslíku ve vzduchu
$O_{SO_2}$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Objem síry ve spalínách
$\overline{O_{sp} \cdot c}$	[kJ · kg <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Střední měrné teplo spalín
$O_{sp}^S$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Skutečný objem suchých spalín
$O_{sp}^V$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Skutečný objem vlhkých spalín
$O_{sp_{min}}^S$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Minimální objem suchých spalín
$O_{sp_{min}}^V$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Minimální objem vlhkých spalín
$O_{vz}^S$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Skutečný objem suchého vzduchu
$O_{vz}^V$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Skutečný objem vlhkého vzduchu
$O_{vz_{min}}^S$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Minimální objem suchého vzduchu
$O_{vz_{min}}^V$	[Nm <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	Minimální objem vlhkého vzduchu
$p$	[MPa]	Tlak
$p_{in}$	[MPa]	Tlak pracovního média na vstupu
$p_{sp}$	[MPa]	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách
$p_{out}$	[MPa]	Tlak pracovního média na výstupu
$Pr$	[-]	Prandtlovo číslo
$q_r$	[MW/m <sup>2</sup> ]	Plošné zatížení roštu
$q_{r_{skut}}$	[MW/m <sup>2</sup> ]	Skutečné plošné zatížení roštu
$q_v$	[kW/m <sup>3</sup> ]	Objemové zatížení ohniště
$q_{v_{skut}}$	[kW/m <sup>3</sup> ]	Skutečné objemové zatížení ohniště
$Q_{ci}$	[kJ/kg]	Výhřevnost hořlaviny v tuhých zbytcích

$Q_E$	[kW]	Předpokládaný výkon ekonomizéru
$Q_{E1}$	[kW]	Předpokládaný výkon ekonomizéru 1
$Q_{E1skut}$	[kW]	Skutečný výkon ekonomizéru 1
$Q_{E2}$	[kW]	Předpokládaný výkon ekonomizéru 2
$Q_{E2skut}$	[kW]	Skutečný výkon ekonomizéru 2
$Q_i^r$	[MJ/kg]	Výhřevnosti paliva
$Q_{mř}$	[kW]	Teplo odebrané mříží
$Q_{ms_1}$	[kW]	Teplo odebrané v 1. části II. tahu
$Q_{ms_2}$	[kW]	Teplo odebrané v 2. části II. tahu
$Q_{ms_3}$	[kW]	Teplo odebrané v 3. části II. tahu
$Q_{ms_4}$	[kW]	Teplo odebrané v 4. části II. tahu
$Q_N$	[MW]	Maximální využitelný tepelný výkon
$Q_{OVZ}$	[kW]	Předpokládaný výkon ohříváku vzduchu
$Q_{OVZskut}$	[kW]	Skutečný výkon ohříváku vzduchu
$Q_p^p$	[MJ/kg]	Teplo přivedené do kotle
$Q_{P1}$	[kW]	Předpokládaný tepelný výkon přehříváku 1
$Q_{P1skut}$	[kW]	Skutečný výkon přehříváku 1
$Q_{P2}$	[kW]	Předpokládaný tepelný výkon přehříváku 2
$Q_{P2skut}$	[kW]	Skutečný výkon přehříváku 2
$Q_{pr}$	[kJ/kg]	Teplo přivedené parou při ofukování
$Q_{RC}$	[MW]	Teplo ztracené sáláním a konvekcí
$Q_{spin}$	[kW]	Teplo spalin na vstupu
$Q_{spout}$	[kW]	Teplo spalin na výstupu
$Q_{st}$	[kW]	Teplo odevzdané do stěn ohniště
$Q_V$	[kW]	Výrobní teplo páry
$Q_{vz}$	[kJ/kg]	Teplo přivedené vzduchem
$Q_{vzin}$	[kW]	Teplo vzduchu na vstupu
$Q_{vzout}$	[kW]	Teplo vzduchu na výstupu
$Q_{vzv}$	[kJ/kg]	Teplo přivedené cizím zdrojem
$r_{H_2O}$	[–]	Objemový podíl vody ve spalinách
$r_{RO_2}$	[–]	Objemový podíl SO <sub>2</sub> a CO <sub>2</sub> ve spalinách
$r_{sp}$	[–]	Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách
$R$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha hořící vrstvy paliva
$s$	[m]	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy
$s_b$	[m]	Tloušťka stěny bubny
$s_1$	[m]	Příčná rozteč
$s_2$	[m]	Podélná rozteč
$s_{ž}$	[m]	Rozteč žeber
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Teplosměnná plocha 1. části II. tahu

$S_2$	$[m^2]$	Teplosměnná plocha 2. části II. tahu
$S_3$	$[m^2]$	Teplosměnná plocha 3. části II. tahu
$S_4$	$[m^2]$	Teplosměnná plocha 4. části II. tahu
$S_{E1}$	$[m^2]$	Ideální teplosměnná plocha ekonomizéru 1
$S_{E1skut}$	$[m^2]$	Skutečná teplosměnná plocha ekonomizéru 1
$S_{E2}$	$[m^2]$	Ideální teplosměnná plocha ekonomizéru 2
$S_{E2skut}$	$[m^2]$	Skutečná teplosměnná plocha ekonomizéru 2
$S_{mř}$	$[m^2]$	Teplosměnná plocha mříže
$S_{OVZ}$	$[m^2]$	Ideální teplosměnná plocha ohříváku vzduchu
$S_{OVZskut}$	$[m^2]$	Skutečná teplosměnná plocha ohříváku vzduchu
$S_{P1}$	$[m^2]$	Ideální teplosměnná plocha přehříváku 1
$S_{P1skut}$	$[m^2]$	Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 1
$S_{P2}$	$[m^2]$	Ideální teplosměnná plocha přehříváku 2
$S_{P2skut}$	$[m^2]$	Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2
$S^r$	$[\%]$	Obsah síry v palivu
$S_r$	$[m^2]$	Předběžná plocha roštu
$S_{rskut}$	$[m^2]$	Skutečná plocha roštu
$S_{řad}$	$[m^2]$	Plocha jedné řady trubek
$S_h/S$	$[-]$	Podíl výhřevných ploch žebek a celkové plochy
$S_z/S$	$[-]$	Podíl volných částí trubky
$S_{1/m}$	$[m^2]$	Teplosměnná plocha na metr trubky
$t$	$[m]$	Tloušťka stěny trubky
$t_{ad}$	$[°C]$	Teplota adiabatická
$t_i$	$[°C]$	Teplota uvažovaného druhu tuhého zbytku
$t_{in}$	$[°C]$	Teplota média na vstupu
$t_k$	$[°C]$	Teplota na výstupu z kotle
$t_{k1}$	$[°C]$	Zvolená teplota na konci 1. části II. tahu
$t_{k1skut}$	$[°C]$	Skutečná teplota na konci 1. části II. tahu
$t_{k2}$	$[°C]$	Zvolená teplota na konci 2. části II. tahu
$t_{k2skut}$	$[°C]$	Skutečná teplota na konci 2. části II. tahu
$t_{k3}$	$[°C]$	Zvolená teplota na konci 3. části II. tahu
$t_{k3skut}$	$[°C]$	Skutečná teplota na konci 3. části II. tahu
$t_{k4}$	$[°C]$	Zvolená teplota na konci 4. části II. tahu
$t_{k4skut}$	$[°C]$	Skutečná teplota na konci 4. části II. tahu
$t_{km}$	$[°C]$	Zvolená teplota na konci mříže
$t_{kmskut}$	$[°C]$	Skutečná teplota na konci mříže
$t_{ko}$	$[°C]$	Zvolená teplota na konci ohniště
$t_{ko skut}$	$[°C]$	Skutečná teplota na konci ohniště
$t_N$	$[°C]$	Teplota nedohřevu v ekonomizéru

$t_{NV}$	[°C]	Teplota napájecí vody
$t_{out}$	[°C]	Teplota média na výstupu
$t_p$	[°C]	Teplota paliva
$t_{stř}$	[°C]	Střední teplota média
$t_{stř}^{sp}$	[°C]	Střední teplota spalin
$t_V$	[°C]	Teplota ve výparníku
$t_z$	[°C]	Teplota vnějšího povrchu nánosů
$t_{\dot{z}}$	[m]	Tloušťka žebra
$T_{spstř}$	[K]	Střední teplota spalin
$t_{VZstř}$	[°C]	Střední teplota vzduchu
$T_z$	[K]	Teplota vnějšího povrchu nánosů
$v_{stř}$	[m <sup>3</sup> /kg]	Měrný objem
$V$	[m <sup>2</sup> ]	Objem sálající vrstvy
$V_b$	[m <sup>3</sup> ]	Objem vody v bubnu
$V_o$	[m <sup>3</sup> ]	Předběžný objem spalovací komory
$V_{oskut}$	[m <sup>3</sup> ]	Skutečný objem spalovací komory
$V_{vz}$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok vzduchu
$w_p$	[m/s]	Rychlost proudění páry
$w_{sp}$	[m/s]	Rychlost proudění spalin
$w_{spskut}$	[m/s]	Skutečná rychlost proudění spalin
$w_v$	[m/s]	Rychlost proudění vody
$w_{vz}$	[m/s]	Rychlost proudění vzduchu
$W^r$	[%]	Vlhkost paliva
$x_0$	[-]	Poloha maximální polohy plamene
$x_2$	[-]	Opravný součinitel zohledňující zahnutí proudu
$x_i$	[-]	Úhlový součinitel osálení
$X_i$	[%]	Podíl popílku připadající na uvažovaný druh tuhého zbytku
$X_{ú}$	[%]	Procento popílku v úletu
$z_m$	[kg · s <sup>-1</sup> · m <sup>-3</sup> ]	Mezní zatížení bubnu
$z_{skut}$	[kg · s <sup>-1</sup> · m <sup>-3</sup> ]	Skutečné zatížení bubnu
$Z_C$	[%]	Ztráta mechanickým nedopalem
$Z_{co}$	[%]	Ztráta chemickým nedopalem
$Z_{cš}$	[%]	Ztráta mechanickým nedopalem ve škváře
$Z_{c23}$	[%]	Ztráta mechanickým nedopalem ve výsypce II. tahu
$Z_{c45}$	[%]	Ztráta mechanickým nedopalem ve výsypce IV. tahu
$Z_{cú}$	[%]	Ztráta mechanickým nedopalem v úletu
$Z_f$	[%]	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve škváře
$Z_{fš}$	[%]	Ztráta fyzickým teplem TZ ve výsypce II. tahu



$Z_{f45}$	[%]	Ztráta fyzickým teplem TZ výsypce IV. tahu
$Z_{fu}$	[%]	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v úletu
$Z_k$	[%]	Komínová ztráta
$Z_s$	[%]	Ztráta sáláním a konvekcí do okolí
$\alpha$	[–]	Přebytek vzduchu
$\alpha_k$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí
$\alpha_p$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry
$\alpha_{sál}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla sáláním
$\alpha_{sp}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalín
$\beta$	[–]	Součinitel stanovení efektivity žebra
$\Delta$	[%]	Odchylka od tepelné bilance
$\Delta p$	[Pa]	Tlaková ztráta celkem
$\Delta p_{I-IV}$	[Pa]	Tlaková ztráta při změně směru proudu spalín
$\Delta p_d$	[Pa]	Tlaková ztráta zrychlením proudu
$\Delta p_h$	[Pa]	Tlaková ztráta zdvihovou prací
$\Delta p_{vz}$	[Pa]	Tlaková ztráta vztlakem
$\Delta p_\lambda$	[Pa]	Tlakoví ztráty třením
$\Delta p_\xi$	[Pa]	Tlakové ztráty místními odpory
$\Delta t_{ln}$	[°C]	Střední teplotní logaritmický spád
$\Delta Q$	[kJ/kg]	Tepelná bilance
$\varepsilon$	[–]	Součinitel znečištění
$\lambda_t$	[–]	Součinitel tření
$\lambda$	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Tepelná vodivost žebra
$\mu$	$[g/m^3]$	Koncentrace popílku ve spalínách
$\mu_z$	[–]	Součinitel rozšíření žebra
$\eta_k$	[%]	Účinnost kotle
$\nu$	$[m^2/s]$	Kinematická viskozita
$\xi_i$	[–]	Součinitel tlakové ztráty
$\zeta_i$	[–]	Součinitel zanesení stěn ohniště
$\rho$	$[kg/m^3]$	Hustota
$\sigma$	[–]	Poměrná rozteč
$\varphi$	[–]	Součinitel uchování tepla
$\varphi_\sigma$	[–]	Parametr určující uspořádání trubek ve svazku
$\chi_1, \chi_2$	[–]	Bezrozměrná charakteristika
$\chi_v$	[–]	Součinitel podílu vodní páry v suchém vzduchu
$\psi_e$	[–]	Součinitel tepelné efektivity
$\psi_z$	[–]	Koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení přestupu tepla
$\omega$	[–]	Součinitel využití



## Seznam příloh

Příloha č. 1: Výkresová dokumentace kotle