

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## DVOU TLAKÝ HORIZONTÁLNÍ KOTEL NA ODPADNÍ TEPLA ZA SPALOVACÍ TURBINU; $121,3 \text{ kg s}^{-1}$ SPALIN, $456 \text{ C}^\circ$ .

*HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR-HRSG TWO PRESSURE LEVELS,  
 $121,3 \text{ kg s}^{-1}$  FLUE GAS,  $456 \text{ C}^\circ$ .*

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
*MASTER'S THESIS*

AUTOR PRÁCE  
*AUTHOR*

Bc. TOMÁŠ MAAR

VEDOUCÍ PRÁCE  
*SUPERVISOR*

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Maar

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

**Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo za spalovací turbínu; 121,3kg/s spalin, 456 C**

v anglickém jazyce:

**Heat recovery Steam generator-HRSG two pressure levels, 121,3kg/s flue gas, 456 C.**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

množství spalin 121,3kg/s, teplota spalin 456°C;

parametry přehř. páry: 5MPa, 400°C

0,6MPa, 235°C

teplota napájecí vody: 50°C

složení spalin: O<sub>2</sub>=16,06%, Ar=1,26%, N<sub>2</sub>=73,81%, CO<sub>2</sub>=4,69%, H<sub>2</sub>O=4,18%

Cíle diplomové práce:

Navrhněte dvoutlaký horizontální kotel na využití odpadního tepla za plynovou turbínu. Proveďte tepelný výpočet a dimenzování výhřevných ploch.

1) Tepelný výpočet kotle,

2) výpočtový projekt,

Seznam odborné literatury:

černý, Janeba, Teysler: Parní kotle, SNTL Praha 1998

Budaj, F.: Parní kotle, podklady pro tepelný výpočet, skriptum VUT v Brně,

Dlouhý, F.: Parní kotle, skriptum CVUT v Praze

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdenek Skála, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 21.11.2011

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

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

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá parním kotlem na odpadní teplo za plynovou turbínu. Podle zadaných parametrů spalin a páry, byla provedena tepelná bilance kotle a návrh uspořádání jednotlivých výhřevných ploch. Dále podle parametrů vypočtených v tepelné bilanci byly jednotlivé teplosměnné plochy navrhnuty a zpracovány ve výkrese.

## **Abstrakt**

This thesis deals with a heat recovery steam generator for gas turbine. According to the given parameters of the flue and steam, thermal balance boiler was design and configuration of the heating surfaces. Furthermore, the parameters calculated in the thermal balance of the individual heat transfer surfaces designed and drawn in the drawing.

## **Klíčová slova**

zpětné získávání tepla, parní kotel, dvoutlaký, spaliny

## **Keywords**

heat recovery, steam generator, two pressure levels, flue gas

## **Citace**

MAAR, T. *Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo za spalovací turbinu; 121,3kg/s spalin, 456 C*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 99 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo za spalovací turbínu vypracoval sám, za pomoci vedoucího diplomové práce Doc. Ing. Zdeňka Skály, CSc. a konzultanta Ing. Pavla Křemínského, literatury a ostatních zdrojů, které mi byly poskytnuty a které jsou uvedeny v závěru práce.

V Brně Dne 20.5.2012

Bc. Tomáš Maar

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval mému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. za odborné vedení, dále panu Ing. Pavlu Křemínskému za poskytnutí odborných konzultací pro zdárné vypracování této diplomové práce.



<b>1. ÚVOD</b>	<b>12</b>
<b>2. ZADÁNÍ – CÍL PRÁCE</b>	<b>12</b>
<b>3. POPIS KOTLE</b>	<b>13</b>
<b>4. TEPELNÝ VÝPOČET KOTLE</b>	<b>13</b>
<b>4.1 PŘEPOČET SPALIN</b>	<b>13</b>
<b>4.2 VÝPOČET PARAMETRŮ VODY V JEDNOTLIVÝCH BODECH</b>	<b>14</b>
<b>4.3 PARAMETRY VT ČÁSTI</b>	<b>15</b>
4.3.1 VYSOKOTLAKÝ PŘEHŘÍVÁK 2 (VT_PRE2)	15
4.3.2 VYSOKOTLAKÝ PŘEHŘÍVÁK 1 (VT_PRE1)	15
4.3.3 VYSOKOTLAKÝ VÝPARNÍK (VT_VYP)	15
4.3.4 VYSOKOTLAKÝ EKONOMIZÉR (VT_EKO)	16
<b>4.4 PARAMETRY NT ČÁSTI</b>	<b>17</b>
4.4.1 NÍZKOTLAKÝ PŘEHŘÍVÁK (NT_PRE)	17
4.4.2 NÍZKOTLAKÝ VÝPARNÍK (NT_VYP)	18
4.4.3 NÍZKOTLAKÝ EKONOMIZÉR (NT_EKO)	18
<b>4.5 BILANCE SPALIN A PARNÍ VÝKONY</b>	<b>19</b>
4.5.1 ENTALPIE SPALIN BOD 1 VSTUP SPALIN	19
4.5.2 ENTALPIE SPALIN BOD 4	20
4.5.3 ENTALPIE SPALIN BOD 8	20
4.5.4 PARNÍ VÝKON VT ČÁSTI	20
4.5.5 PARNÍ VÝKON NT ČÁSTI	21
4.5.6 BILANCE VSTŘIKU VT	21
<b>4.6 VÝKONY JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCH VT ČÁSTI</b>	<b>22</b>
4.6.1 VT_PRE2	22
4.6.2 VT_PRE1	22
4.6.3 VT_VYP	22
4.6.4 VT_EKO3	22
4.6.5 VT_EKO2	23
4.6.6 VT_EKO13	23
4.6.7 VT_EKO12	23
4.6.8 VT_EKO11	23
4.6.9 VT_EKO1 PRO KAP 5.9	23
<b>4.7 VÝKONY JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCH NT ČÁSTI</b>	<b>23</b>
4.7.1 NT_PRE	23
4.7.2 NT_VYP	23
4.7.3 NT_EKO2	23
4.7.4 NT_EKO1	23
<b>5. DIMENZOVÁNÍ VÝHŘEVNÝCH PLOCH</b>	<b>24</b>
<b>5.1 ROZMĚR SPALINOVÉHO KANÁLU</b>	<b>25</b>
<b>5.2 NÁVRH VT_PRE2</b>	<b>27</b>
5.2.1 BILANCE SPALIN A LMDT	27
5.2.2 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA $A_{1R}$ STRANA SPALIN	28
5.2.3 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA $A_{2R}$ STRANA VODY	30
5.2.4 SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA K	30
5.2.5 VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY VT_PRE2	31
5.2.6 BILANCE PLOCHY VT_PRE2	31

<b>5.3</b>	<b>NÁVRH VT_PRE1</b>	<b>32</b>
5.3.1	BILANCE SPALIN A LMDT	32
5.3.2	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	33
5.3.3	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	35
5.3.4	SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA K	35
5.3.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY VT_PRE1	36
5.3.6	BILANCE PLOCHY VT_PRE1	36
<b>5.4</b>	<b>NÁVRH VT_VYP</b>	<b>37</b>
5.4.1	BILANCE SPALIN A LMDT	37
5.4.2	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	38
5.4.3	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	40
5.4.4	SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA K	40
5.4.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY VT_VYP	40
5.4.6	BILANCE PLOCHY VT_VYP	41
<b>5.5</b>	<b>NÁVRH VT_EKO3</b>	<b>42</b>
5.5.1	BILANCE SPALIN A LMDT	42
5.5.2	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	43
5.5.3	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	45
5.5.4	SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA K	46
5.5.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY VT_EKO3	46
5.5.6	BILANCE PLOCHY VT_EKO3	47
<b>5.6</b>	<b>NÁVRH NT_PRE</b>	<b>48</b>
5.6.1	BILANCE SPALIN A LMDT	48
5.6.2	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	49
5.6.3	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	51
5.6.4	SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA K	52
5.6.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY NT_PRE	52
5.6.6	BILANCE PLOCHY NT_PRE	53
<b>5.7</b>	<b>NÁVRH VT_EKO2</b>	<b>54</b>
5.7.1	BILANCE SPALIN A LMDT	54
5.7.2	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	55
5.7.3	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	57
5.7.4	SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA K	58
5.7.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY VT_EKO2	58
5.7.6	BILANCE PLOCHY VT_EKO2	59
<b>5.8</b>	<b>NÁVRH NT_VYP</b>	<b>60</b>
5.8.1	BILANCE SPALIN A LMDT	60
5.8.2	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	61
5.8.3	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	63
5.8.4	SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA K	63
5.8.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY NT_VYP	63
5.8.6	BILANCE PLOCHY NT_VYP	64
<b>5.9</b>	<b>VT_EKO1 JAKO JEDEN CELEK</b>	<b>64</b>
<b>5.10</b>	<b>NÁVRH VT_EKO13</b>	<b>65</b>
5.10.1	BILANCE SPALIN A LMDT	65
5.10.2	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	66
5.10.3	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	68
5.10.4	SOUČINITEĽ PROSTUPU TEPLA K	69
5.10.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY VT_EKO13	69
5.10.6	BILANCE PLOCHY VT_EKO13	70
<b>5.11</b>	<b>NÁVRH NT_EKO2</b>	<b>71</b>
5.11.1	BILANCE SPALIN A LMDT	71
5.11.2	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	72
5.11.3	SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	74

5.11.4	SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA K	75
5.11.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY NT_EKO2	75
5.11.6	BILANCE PLOCHY NT_EKO2	76
<b>5.12</b>	<b>NÁVRH VT_EKO12</b>	<b>77</b>
5.12.1	BILANCE SPALIN A LMDT	77
5.12.2	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	78
5.12.3	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	80
5.12.4	SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA K	81
5.12.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY VT_EKO12	81
5.12.6	BILANCE PLOCHY VT_EKO12	82
<b>5.13</b>	<b>NÁVRH NT_EKO1</b>	<b>83</b>
5.13.1	BILANCE SPALIN A LMDT	83
5.13.2	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	84
5.13.3	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	86
5.13.4	SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA K	87
5.13.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY NT_EKO1	87
5.13.6	BILANCE PLOCHY NT_EKO1	88
<b>5.14</b>	<b>NÁVRH VT_EKO11</b>	<b>89</b>
5.14.1	BILANCE SPALIN A LMDT	89
5.14.2	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA A <sub>1R</sub> STRANA SPALIN	90
5.14.3	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA A <sub>2R</sub> STRANA VODY	92
5.14.4	SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA K	93
5.14.5	VELIKOST VÝHŘEVNÉ PLOCHY NT_EKO11	93
5.14.6	BILANCE PLOCHY VT_EKO11	94
<b>6.</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>95</b>
	<b>POUŽITÉ ZDROJE</b>	<b>96</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ</b>	<b>96</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b>	<b>99</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>99</b>

## 1. Úvod

Kotel na odpadní teplo za spalovací turbínu, bývá nejčastěji umístěn v paroplynovém cyklu, kde využívá teplo spalin, které vycházejí z turbíny. Kotel generuje páru, která pohání parní turbínu. V současné době patří paroplynové cykly mezi nejefektivnější a dosahují nejvyšších účinností.

V zásadě můžeme kotle na odpadní teplo rozdělit na kotle s přídavnými hořáky, které dodržují požadované parametry spalin. Těchto kotlů se užívá tam kde, jsou velké výkyvy parametrů spalin. A kotle bez přídavných hořáků, tyto se používají tam, kde jsou parametry spalin stabilní. Podle konstrukce můžeme kotel rozdělit na vertikální (menší výkony) a horizontální. V podstatě se jedná o druh výměníku spalin voda (pára).

Kotle na odpadní teplo mohou být osazeny v podstatě kdekoli vniká odpadní teplo např. z různých průmyslových procesů jako je sklářský, potravinářský, chemický, hutnický průmysl. Při současných cenách energií se podílí na zefektivnění celého procesu.

V této práci se nadále budu zabývat návrhem kotle na odpadní teplo za spalovací turbínu.

## 2. Zadání – cíl práce

Cílem této diplomové práce, je navrhnout dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo za spalovací turbínu. Provést tepelný výpočet a dimenzování výhřevných ploch.

Vstupní parametry výpočtu:

Množství spalin  $M_s$ : 121,3 kg/s  
Teplota spalin  $t$ : 456 °C  
Složení spalin  
 $O_2=16,06$  %,  $Ar= 1,26$  %,  $N_2=73,81$  %,  $CO_2=4,69$  %,  $H_2O=4,18$  %

Parametry páry

Vysoký tlak (VT):  
Tlak přehřáté páry: 5 MPa  
Teplota přehřáté páry: 400 °C  
Nízký tlak (NT):  
Tlak přehřáté páry: 0,6 MPa  
Teplota přehřáté páry: 235 °C

Teplota napájecí vody 50°C

Složení spalin

$O_2=16,06$  %,  $Ar= 1,26$  %,  $N_2=73,81$  %,  $CO_2=4,69$  %,  $H_2O=4,18$  %

### 3. Popis kotle

Kotel je umístěn za plynovou turbínu SGT-800 v paroplynovém cyklu. Spalinový kotel je proveden jako horizontální dvoutlaký bubnový kotel s přirozeným oběhem. Spaliny z kotle jsou spalínovodem odvedeny do komína. Komín je opatřen tlumičem hluku, žebříkem a ochozem. Kotel a spalínovody jsou provedeny s vnitřním oplechováním s izolací.

Kotel se skládá z celkem 12 výhřevných ploch. Všechny plochy jsou provedeny z žebrovaných trubek. Mezi jednotlivými svazky trubek jsou umístěny průlezové otvory D600. Bubny jsou umístěny nad kotlem. Bubny jsou opatřeny nátrubky pro zavodňovací a převáděcí potrubí, potrubí syté páry

Kotel je sestaven z modulů, které jsou montovány na stavbě. Dělení kotle viz Příloha

### 4. Tepelný výpočet kotle

Spalinový kotel byl počítán na základě doporučené literatury (1) a mnoha doporučení konzultantem v PBS. Výpočet je proveden v MS Excel 2010 s použitím parních a vodních tabulek XSteam\_Excel\_2.6 vytvořené Magnusem Holmgrenem.

#### 4.1 Přepočítání spalín

V první části jsem ze zadaných hodnot spalín přepočítal množství  $M_s$  v kg/s na  $M_{sp}$  v  $\text{Nm}^3/\text{s}$ . Tento přepočítání je nutné jak pro výpočet entalpie spalín, tak pro samotné dimenzování výhřevných ploch.

$$M_{SP} = \sum \frac{M_s \cdot x_i^m}{\rho_i} = M_s \cdot \left( \frac{x_{CO_2}}{\rho_{CO_2}} + \frac{x_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} + \frac{x_{N_2}}{\rho_{N_2}} + \frac{x_{O_2}}{\rho_{O_2}} + \frac{x_{Ar}}{\rho_{Ar}} \right) =$$

$$M_{SP} = \sum \frac{M_s \cdot x_i^m}{\rho_i} = 121,3 \cdot \left( \frac{0,0469}{1,9768} + \frac{0,0418}{0,8040} + \frac{0,7381}{1,2505} + \frac{0,1606}{1,4289} + \frac{0,0129}{1,7839} \right) = 95,27 \quad [\text{Nm}^3 / \text{s}]$$

R. 4-1

Kde:

- $x_i^m$  → hmotnostní podíl složek spalín [-]
- $\rho_i$  → hustota složek spalín [ $\text{kg}/\text{Nm}^3$ ] z (1)
- $M_s$  → množství spalín [ $\text{kg}/\text{s}$ ]
- $M_{sp}$  → objemová podíl složek spalín [ $\text{Nm}^3/\text{s}$ ]

Následně stanovím objemové podíl složek spalín, které budou použity v dalších výpočtech

$$x_{CO_2}^{ob} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{x_{CO_2}^m}{\rho_{CO_2}} \right)}{M_{SP}} = \frac{121,3 \cdot \left( \frac{0,0469}{1,9768} \right)}{95,27} = 0,030 \quad [-]$$

$$x_{H_2O}^{ob} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{x_{H_2O}^m}{\rho_{H_2O}} \right)}{OOM_{SP}} = \frac{121,3 \cdot \left( \frac{0,418}{0,804} \right)}{95,27} = 0,066 \quad [-]$$

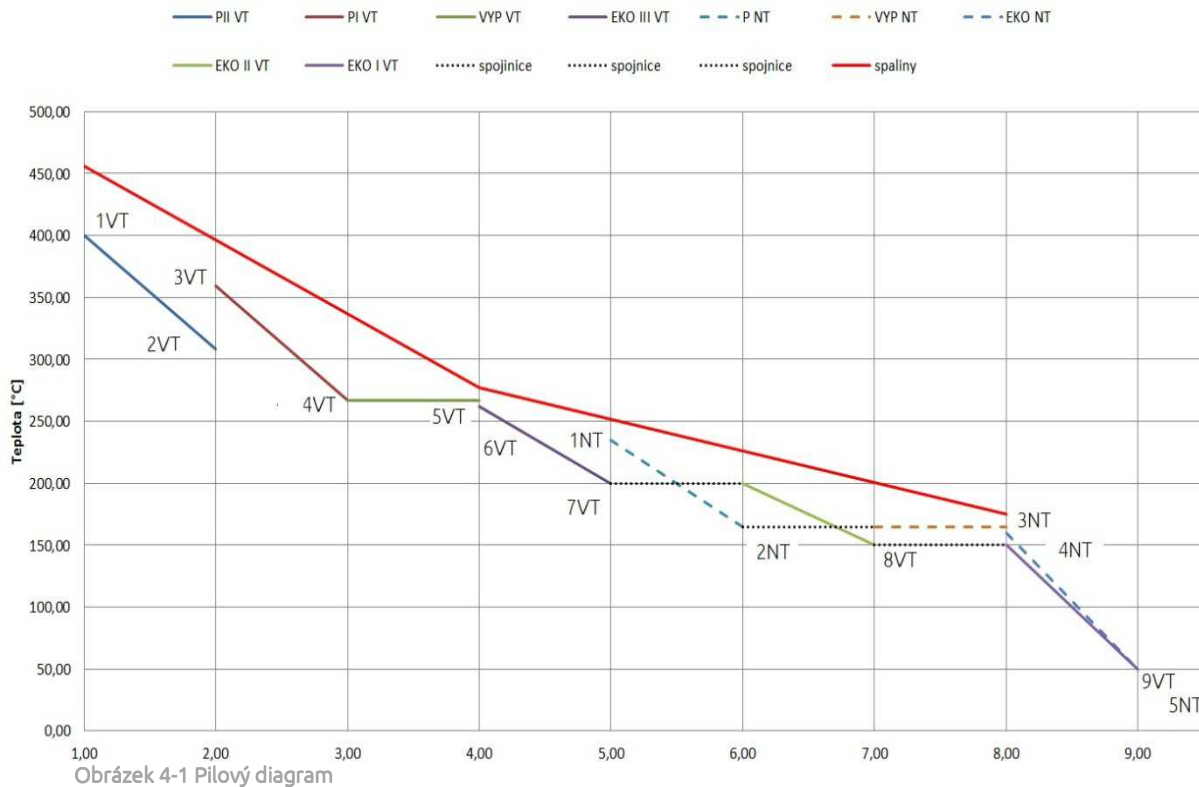
$$x_{N_2}^{ob} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{x_{N_2}^m}{\rho_{N_2}} \right)}{OOM_{SP}} = \frac{121,3 \cdot \left( \frac{0,7381}{1,2505} \right)}{95,27} = 0,752 \quad [-]$$

$$x_{O_2}^{ob} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{x_{O_2}^m}{\rho_{O_2}} \right)}{OOM_{SP}} = \frac{121,3 \cdot \left( \frac{0,1606}{1,4289} \right)}{95,27} = 0,143 \quad [-]$$

$$x_{Ar}^{ob} = \frac{M_{SP} \cdot \left( \frac{x_{Ar}^m}{\rho_{Ar}} \right)}{OOM_{SP}} = \frac{121,3 \cdot \left( \frac{0,0129}{1,7839} \right)}{95,27} = 0,009 \quad [-]$$

## 4.2 Výpočet parametrů vody v jednotlivých bodech

Teplnou bilanci na straně vody (páry) jsem provedl na základě zadaných hodnot. Při výpočtu je zapotřebí některé hodnoty volit. Hodnoty jsem volil na základě doporučení a podle (1). Několikrát jsem přitom měnil parametry a počty ploch (především EKO<sup>1</sup>) tak, aby byl pilový diagram Obr. 4-1 co nejhodnější. Výsledné hodnoty jsou uvedené v Tab. 4-1 pro VT část a Tab. 4-2 pro NT část. Postup výpočtu je uveden v kapitole 4.3 a 4.4



BODY SPALINOVÉ CESTY

Tab. 4-1 Parametry vody VT části

Bod	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]
1VT	400,0	50,0	3196,6
2VT	335,3	51,0	3026,6
3VT	379,7	51,0	3144,0
4VT	267,0	52,5	2792,1
5VT	267,0	52,5	1169,9
6VT	262,0	57,5	1144,7
7VT	220,0	58,2	944,6
8VT	150,0	58,9	635,6
9VT	50,0	59,6	214,5

Tab. 4-2 Parametry vody NT části

Bod (Pára)	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]
1NT	235,0	6,0	2926,0
2NT	160,1	6,2	2757,6
3NT	160,1	6,2	676,1
4NT	150,1	6,2	632,8
5NT	50,0	7,2	209,9

<sup>1</sup> Poslední stupně VT i NT EKA budou rozděleny. Při samotném dimenzování ploch jsem zjistil, že při ponechání svazků jako celku by teplota spalin byla menší jak teplota požadovaná na výstupu z posledního stupně EKA

## 4.3 Parametry VT části

### 4.3.1 Vysokotlaký přehřívák 2 (VT\_PRE2)

Výstup:  $p_{1VT} = 5 \text{ [MPa]}$ ;  $t_{1VT} = 500 \text{ [°C]}$   
 $h_{1VT} = 3196,6 \text{ [kJ/kg]}$  z tabulek

Na základě konzultací a (1) se doporučuje volit (v závislosti na typu, uspořádání a výkonu) pro poslední stupeň přehříváku:  $\Delta h = 150\text{-}200 \text{ [kJ/kg]}$  a  $\Delta p = 1\text{-}2 \text{ [bar]}$

Volím  $\Delta h_{VT\_PRE2} = 170 \text{ [kJ/kg]}$  a  $\Delta p_{VT\_PRE2} = 1 \text{ [bar]}$ , zbylé hodnoty se určí z parních tabulek.

Vstup:  $p_{2VT} = p_{1VT} + \Delta p_{VT\_PRE2} = 5 + 0,1 = 5,1 \text{ [MPa]}$   
 $h_{2VT} = h_{1VT} + \Delta h_{VT\_PRE2} = 3196,6 - 170 = 3026,6 \text{ [kJ/kg]}$   
 $t_{2VT} = 335,3 \text{ [°C]}$

### 4.3.2 Vysokotlaký přehřívák 1 (VT\_PRE1)

Mezi druhým a prvním stupněm VT přehříváku je vstříkem vody (napájecí  $50^\circ\text{C}$ ) regulována teplota páry. Množství vody pro vstřík jsem zvolil 4% z celkového množství páry. Entalpii páry na výstupu z VT\_PRE1 tedy určím z bilance vstříku Rov. 4-1.

Parametry napájecí vody:  $t_{NV} = 50 \text{ [°C]}$ ,  $p_{NV}^2 = 6 \text{ [MPa]}$ ; z tabulek  $h_{NV} = 209,3 \text{ [kJ/kg]}$

$$M_{PVT} \cdot h_{2VT} = 0,96 \cdot h_{3VT} \cdot M_{PVT} + 0,04 \cdot M_{PVT} \cdot h_{NV} \rightarrow h_{3VT} = \frac{h_{2VT} - 0,04 \cdot h_{NV}}{0,96}$$

$$h_{3VT} = \frac{3026,6 - 0,04 \cdot 209,3}{0,96} = 3144,0 \text{ [kJ/kg]}$$

Rov. 4-1

Výstup:  $p_{3VT} = 5,1 \text{ [MPa]}$  z tabulek  $t_{3VT} = 379,7 \text{ [°C]}$ ;  $h_{3VT} = 3144,0 \text{ [kJ/kg]}$   
 Volím  $\Delta p_{VT\_PRE1} = 1,5 \text{ [bar]}$ , zbylé hodnoty se určí z parních tabulek pro sytou páru.

Vstup:  $p_{4VT} = p_{3VT} + \Delta p_{VT\_PRE1} = 5 + 0,15 = 5,25 \text{ [MPa]}$   
 $h_{4VT} = 2792,1 \text{ [kJ/kg]}$  ( $x=1$ )  
 $t_{4VT} = 267,0 \text{ [°C]}$

### 4.3.3 Vysokotlaký výparník (VT\_VYP)

U výparníku předpokládám na výstupu  $x=1$  a na vstupu  $x=0$  a nulovou tlakovou ztrátu.

Výstup:  $p_{4VT} = 5,25 \text{ [MPa]}$ ;  $h_{4VT} = 2792,1 \text{ [kJ/kg]}$ ;  $t_{2VT} = 267,0 \text{ [°C]}$

Vstup:  $p_{5VT} = 5,25 \text{ [MPa]}$ ;  $h_{5VT} = 1169,9 \text{ [kJ/kg]}$ ;  $t_{5VT} = 267,0 \text{ [°C]}$

<sup>2</sup> Tlak napájecí vody volen podle odhadu a zpětně ověřen po celkové bilanci. Je zapotřebí pro určení entalpie páry v XSteam  $h = f(p;h)$ . Vliv tlaku na entalpii je však u vody minimální.

#### 4.3.4 Vysokotlaký ekonomizér (VT\_EKO)

Pro bilanci ekonomizéru (celého) je zapotřebí vhodně zvolit počet stupňů EKA tak aby byl pilový diagram co nejpříznivější pro výkon nízkotlaké části. V případě, že bych EKO nerozdělil, tak bude teplota spalin nižší, než je požadovaná teplota NT páry. Po několika pokusech jsem VT EKO rozdělil na tři části (VT\_EKO3; VT\_EKO2; VT\_EKO1 viz Pilový diagram Obr. 4-1), mezi které je vždy řazena výhřevná plocha pro NT část. Při návrhu jednotlivých výhřevných ploch jsem zjistil, že bude potřebné rozdělit VT\_EKO1. V této bilanci uvedu jak nerozdělené VT\_EKO1 tak rozdělené VT\_EKO1 (VT\_EKO13; VT\_EKO12; VT\_EKO11).

Při rozdělení ekonomizéru je důležité vhodně zvolit teploty resp. výkony. Tak aby teplotní rozdíl mezi spalinami a vodou (parou) byli dostatečně velké a nevycházeli abnormálně velké výhřevné plochy. Jak již jsem zmiňoval v předcházející kapitole, výpočet byl proveden v Excelu, takže jsem se snažil vhodně měnit hodnoty a podle pilového diagramu najít co možná nejvhodnější konfiguraci. Zde uvádí konečné hodnoty.

Pro výpočet jsem zvolil nedohřev  $\Delta t_{VT\_EKO} = 5^\circ\text{C}$ , celkovou tlakovou ztrátu (celé VT EKO)  $\Delta p_{VT\_EKO} = 2,1$  [bar], kterou jsem potom rozdělil na tři části.

Mezi bubnem a ekonomizérem je osazený škrťící ventil s  $\Delta p_{sv} = 5$  [bar], pro možnost regulace teploty vody vstupující do bubnu.

##### VT\_EKO3

$\Delta p_{VT\_EKO3} = 0,7$  bar

Výstup:

$$p_{6VT} = p_{5VT} + \Delta p_{sv} = 5,25 + 0,5 = 5,75 \text{ [MPa]}$$

$$t_{6VT} = t_{5VT} - \Delta t_{VT\_EKO} = 267,0 - 5,0 = 262,0 [^\circ\text{C}]$$

$$h_{6VT} = 1144,7 \text{ [kJ/kg]}; \text{ z tabulek}$$

Vstup:

$$p_{7VT} = p_{6VT} + \Delta p_{VT\_EKO3} = 5,75 + 0,07 = 5,82 \text{ [MPa]}$$

$$t_{7VT} = 220 [^\circ\text{C}]; \text{ zvolená teplota}$$

$$h_{7VT} = 944,6 \text{ [kJ/kg]}; \text{ z tabulek}$$

##### VT\_EKO2

$\Delta p_{VT\_EKO2} = 0,7$  bar

Výstup:

$$p_{7VT} = 5,82 \text{ [MPa]}$$

$$t_{7VT} = 220 [^\circ\text{C}]$$

$$h_{7VT} = 944,6 \text{ [kJ/kg]}; \text{ z tabulek}$$

Vstup:

$$p_{8VT} = p_{7VT} + \Delta p_{VT\_EKO2} = 5,82 + 0,07 = 5,89 \text{ [MPa]}$$

$$t_{8VT} = 150 [^\circ\text{C}]; \text{ zvolená teplota}$$

$$h_{8VT} = 635,6 \text{ [kJ/kg]}; \text{ z tabulek}$$



### VT\_EKO1 (návrh)

$$\Delta p_{VT\_EKO1} = 0,7 \text{ bar}$$

$$\begin{aligned} \text{Výstup:} \quad p_{8VT} &= 5,89 \text{ [MPa]} \\ t_{8VT} &= 150 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_{8VT} &= 635,6 \text{ [kJ/kg]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Vstup:} \quad p_{9VT} &= p_{8VT} + \Delta p_{VT\_EKO1} = 5,89 + 0,07 = 5,96 \text{ [MPa]} \\ t_{9VT} &= 50 \text{ [}^\circ\text{C]}; \text{ teplota napájecí vody} \\ h_{9VT} &= 214,5 \text{ [kJ/kg]; z tabulek} \end{aligned}$$

Bilance spalin podle těchto parametrů je pro ukázkou uveden v kap 5.9

### VT\_EKO13

$$\Delta p_{VT\_EKO13} = 0,1 \text{ bar}$$

$$\begin{aligned} \text{Výstup:} \quad p_{8VT} &= 5,89 \text{ [MPa]} \\ t_{8VT} &= 150 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_{8VT} &= 635,6 \text{ [kJ/kg]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Vstup:} \quad p_{9VT} &= p_{8VT} + \Delta p_{VT\_EKO13} = 5,89 + 0,01 = 5,9 \text{ [MPa]} \\ t_{9VT} &= 140,4 \text{ [}^\circ\text{C]}; \\ h_{9VT} &= 594,5 \text{ [kJ/kg]; z tabulek} \end{aligned}$$

### VT\_EKO12

$$\Delta p_{VT\_EKO12} = 0,2 \text{ bar}$$

$$\begin{aligned} \text{Výstup:} \quad p_{9VT} &= 5,9 \text{ [MPa]} \\ t_{9VT} &= 140,4 \text{ [}^\circ\text{C]}; \\ h_{9VT} &= 594,5 \text{ [kJ/kg];} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Vstup:} \quad p_{10VT} &= p_{9VT} + \Delta p_{VT\_EKO12} = 5,9 + 0,02 = 5,92 \text{ [MPa]} \\ t_{10VT} &= 113,8 \text{ [}^\circ\text{C]}; \\ h_{10VT} &= 481,5 \text{ [kJ/kg]; z tabulek} \end{aligned}$$

### VT\_EKO11

$$\Delta p_{VT\_EKO11} = 0,42 \text{ bar}$$

$$\begin{aligned} \text{Výstup:} \quad p_{10VT} &= 5,92 \text{ [MPa]} \\ t_{10VT} &= 113,8 \text{ [}^\circ\text{C]}; \\ h_{10VT} &= 481,5 \text{ [kJ/kg]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Vstup:} \quad p_{11VT} &= p_{10VT} + \Delta p_{VT\_EKO11} = 5,9 + 0,042 = 5,96 \text{ [MPa]} \\ t_{11VT} &= 50 \text{ [}^\circ\text{C]}; \\ h_{11VT} &= 214,5 \text{ [kJ/kg]; z tabulek} \end{aligned}$$

Teploty  $t_{10VT}$  a  $t_{9VT}$  jsou nejprve odhadnuty a potom z navržené teplosměnné plochy dopočítány tak aby vyšel celý počet řad. Toto jsem provedl funkcí Hledání řešení, která umožňuje ze zadaných vzorců v Excelu měnit vstupní hodnotu, tak aby výsledek byl roven požadované hodnotě. V tomto případě jsem předběžně zvolil teplotu, vypočítal součinitel prostupu tepla  $k$  a počet řad pro dané uspořádání. Potom, zpětně pro celý počet řad, byla funkcí hledání řešení spočítána teplota. Změna nebyla velká, ale provedl jsem přepočítání  $k$ , a celý postup zopakoval, tak abych hodnoty zpřesnil.

## 4.4 Parametry NT části

### 4.4.1 Nízkotlaký přehřívák (NT\_PRE)

$$\begin{aligned} \text{Výstup:} \quad p_{1NT} &= 0,6 \text{ [MPa]} \\ t_{1NT} &= 235 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_{1NT} &= 2926,0 \text{ [kJ/kg]} \text{ z tabulek} \end{aligned}$$

Na základě doporučení volím  $\Delta p_{NT\_PRE} = 0,2 \text{ [bar]}$ , zbylé hodnoty se určí z parních tabulek. NT část má jeden stupeň přehříváku, tedy hodnoty na vstupu jsou rovny hodnotám syté páry při tlaku.

$$\begin{aligned} \text{Vstup:} \quad p_{2NT} &= p_{1NT} + \Delta p_{NT\_PRE} = 0,6 + 0,02 = 0,62 \text{ [MPa]} \\ h_{2NT} &= 2757,6 \text{ [kJ/kg]} \\ t_{2NT} &= 160,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \end{aligned}$$

#### 4.4.2 Nízkotlaký výparník (NT\_VYP)

U výparníku předpokládám na výstupu  $x=1$  a na vstupu  $x=0$  a nulovou tlakovou ztrátu.

Výstup:

$$p_{2NT} = 0,62 \text{ [MPa]}$$

$$h_{2NT} = 2757,1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$t_{2NT} = 160,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Vstup:

$$p_{3NT} = 0,62 \text{ [MPa]}$$

$$h_{3NT} = 676,1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$t_{3NT} = 160,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

#### 4.4.3 Nízkotlaký ekonomizér (NT\_EKO)

Postup výpočtu NT\_EKO je obdobný jako VT\_EKO. Tedy ve zkratce uvedu, že jsem NT\_EKO rozdělil do dvou částí (NT\_EKO2 a NT\_EKO1). Uvedu zde jen spočtené hodnoty rozděleného ekonomizéru.

Volím celkovou ztrátu NT ekonomizéru  $\Delta p_{NT\_EKO} = 1 \text{ bar}$  a nedohřev  $\Delta t_{NT\_EKO} = 10^\circ\text{C}$

##### NT\_EKO2

$$\Delta p_{NT\_EKO2} = 0,6 \text{ bar}$$

Výstup:

$$p_{3NT} = 0,62 \text{ [MPa]}; h_{3NT} = 676,1 \text{ [kJ/kg]}; t_{3NT} = 160,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Vstup:

$$p_{4NT} = p_{3NT} + \Delta t_{NT\_EKO2} = 0,62 + 0,06 = 0,68 \text{ [MPa]}$$

$$t_{4NT} = 115,9 \text{ [}^\circ\text{C]};$$

$$h_{4NT} = 486,7 \text{ [kJ/kg]}; \text{ z tabulek}$$

##### NT\_EKO1

$$\Delta p_{NT\_EKO1} = 0,4 \text{ bar}$$

Výstup:

$$p_{4NT} = 0,68 \text{ [MPa]}; t_{4NT} = 115,9 \text{ [}^\circ\text{C]}; h_{4NT} = 486,7 \text{ [kJ/kg]};$$

Vstup:

$$p_{5NT} = p_{4NT} + \Delta p_{NT\_EKO1} = 0,68 + 0,04 = 0,72 \text{ [MPa]}$$

$$t_{5NT} = 50 \text{ [}^\circ\text{C]};$$

$$h_{5NT} = 209,9 \text{ [kJ/kg]}; \text{ z tabulek}$$

Teplotu  $t_{4NT}$  jsem spočítal stejně jako teploty u VT ekonomizéru, pomocí funkce hledání řešení viz Kap. 4.3.4.

## 4.5 Bilance spalín a parní výkony

V této části provedu bilanci na straně spalín. Při známých parametrech vody v jednotlivých bodech stanovím teplotu spalín v bodě 4. Volím pinchpoint 10°C. Hodnoty entalpií jsou interpolovány z hodnot v Tab. 4-3. V této chvíli jsem schopen provést bilanci spalín pro první tři výhřevné plochy (VT\_PRE2, VT\_PRE1, VT\_VYP) a určit tím parní výkon kotle.

Podle mého názoru je vhodné uvést do této kapitoly i bilanci spalín pro NT části<sup>3</sup>. Postup tepelné bilance byl v zásadě takový. Určení entalpie spalín v bodě 1 a bodě 4. Určení teoretického výkonu spalín, po korekci ztrátami sáláním můžu spočítat teoretické množství páry. Po návrh VT\_PRE2, VT\_PRE1, VT\_VYP jsem navrhl VT\_EKO3, z tohoto návrhu jsem obdržel hodnoty teploty a entalpie v bodě 5. A mohl provést bilanci spalín pro zjištění parního výkonu NT části. Jak je patrné z Obr. 4-1, skutečný výkon je nutné ponížít o výkon VT\_EKO2.

Tab. 4-3 Entalpie složek spalín zdroj (1)

Entalpie složek spalín					
t [°C]	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	Ar
0	0	0	0	0	0
25	41,62	39,1	32,53	32,78	23,3
100	170	150,6	129,5	131,7	93
200	357,5	304,5	259,9	267	186
300	558,8	462,8	392,1	406,7	278
400	771,9	625,9	526,7	550,9	372
500	994,4	794,5	664	698,7	465
600	1225	968,8	804,3	849,9	557

### 4.5.1 Entalpie spalín Bod 1 Vstup spalín

Entalpie jednotlivých složek určím interpolací hodnot uvedených v Tab. 4-3 (Rov. 4-2 až 4-6). Výsledná entalpie spalín je dána Rov. 4-7

$$h_{CO_2}^{456^\circ C} = (h_{CO_2}^{500^\circ C} - h_{CO_2}^{400^\circ C}) * 0,56 + h_{CO_2}^{400^\circ C} = (994,4 - 771,9) * 0,56 + 771,9 = 896,5 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-2

$$h_{H_2O}^{456^\circ C} = (h_{H_2O}^{500^\circ C} - h_{H_2O}^{400^\circ C}) * 0,56 + h_{H_2O}^{400^\circ C} = (794,5 - 625,9) * 0,56 + 625,9 = 720,3 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-3

$$h_{N_2}^{456^\circ C} = (h_{N_2}^{500^\circ C} - h_{N_2}^{400^\circ C}) * 0,56 + h_{N_2}^{400^\circ C} = (664,0 - 526,7) * 0,56 + 526,7 = 603,6 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-4

$$h_{O_2}^{456^\circ C} = (h_{O_2}^{500^\circ C} - h_{O_2}^{400^\circ C}) * 0,56 + h_{O_2}^{400^\circ C} = (698,7 - 550,9) * 0,56 + 550,9 = 633,7 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-5

$$h_{Ar}^{456^\circ C} = (h_{Ar}^{500^\circ C} - h_{Ar}^{400^\circ C}) * 0,56 + h_{Ar}^{400^\circ C} = (465,0 - 372,0) * 0,56 + 372,0 = 424,1 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-6

$$h_{SP}^{456^\circ C} = \sum h_i^{456^\circ C} x_i^{ob} = [kJ / Nm^3]$$

$$h_{SP}^{456^\circ C} = 896,5 \cdot 0,03 + 720,3 \cdot 0,066 + 603,6 \cdot 0,752 + 633,7 \cdot 0,143 + 424,1 \cdot 0,009 = 622,9 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-7

Kde:  $x_i^{ob}$  → objemový podíl složek spalín [-] viz kap 4.1  
 $h_i^t$  → entalpie spalín (složek spalín) při teplotě t [kJ/Nm<sup>3</sup>]

<sup>3</sup> Chronologicky je bilance provedena až po návrhu prvních 4 výhřevných ploch

### 4.5.2 Entalpie spalin bod 4

Při výpočtu entalpie spalin v bodě 4 uvažují pinchpoint 10°C. Teplota spalin je tedy  $t_4=277,0$  °C. Výpočet je stejný jako v kap. 4.2.1. Proto výsledné hodnoty uvedu v Tab. 4-4, kde řádek č. 1 zobrazuje výsledky interpolovaných hodnot podle Rov. 4-8. A řádek dvě součin entalpie a objemového podílu z Rov. 4-9.

Tab. 4-4 Výpočet entalpie spalin bod 4

	$h_{CO_2}$	$h_{H_2O}$	$h_{N_2}$	$h_{O_2}$	$h_{Ar}$
1	512,5	426,4	361,7	374,6	256,8
2	15,5	28,2	271,8	53,6	2,3

$$h_i^{277^\circ C} = (h_i^{300^\circ C} - h_i^{200^\circ C}) * 0,77 + h_i^{200^\circ C} = \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-8

$$h_{SP}^{277^\circ C} = \sum h_i^{277^\circ C} x_i^{ob} = 15,5 + 28,2 + 271,8 + 53,6 + 2,3 = 371,4 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-9

### 4.5.3 Entalpie spalin bod 8

Při výpočtu entalpie spalin v bodě 8 uvažují pinchpoint 10°C. Teplota spalin je tedy  $t_8=170,1$  °C. Výpočet je stejný jako v kap. 4.2.1. Proto výsledné hodnoty uvedu v Tab. 4-5, kde řádek č. 1 zobrazuje výsledky interpolovaných hodnot podle Rov. 4-10. A řádek dvě součin entalpie a objemového podílu z Rov. 4-11.

Tab. 4-5 Výpočet entalpie spalin Bod 8

	$h_{CO_2}$	$h_{H_2O}$	$h_{N_2}$	$h_{O_2}$	$h_{Ar}$
1	301,3	258,3	220,8	226,4	158,1
2	9,1	17,1	165,9	32,4	1,4

$$h_i^{170,1^\circ C} = (h_i^{200^\circ C} - h_i^{100^\circ C}) * 0,7 + h_i^{100^\circ C} = \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-10

$$h_{SP}^{170,1^\circ C} = \sum h_i^{170,1^\circ C} x_i^{ob} = 9,1 + 17,1 + 165,9 + 32,4 + 1,4 = 225,9 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 4-11

### 4.5.4 Parní výkon VT části

Teplo odebrané ochlazením spalin je dáno Rov. 4-12. Tato hodnota je zmenšena o ztrátu tepla sáláním do okolí (Rov. 4-13), která je určena z (1) podle parního výkonu určeného přímo z výkonu spalin. Ztrátu tepla  $z_s$  do okolí volím 0,95%.

$$Q_{SP}^{1-4} = M_{SP} \cdot (h_{SP}^{456^\circ C} - h_{SP}^{277,0^\circ C}) = 95,27 \cdot (622,9 - 371,4) = 23953,2 \quad [kW]$$

Rov. 4-12

$$Q_{IVT-SVT} = (1 - z_s) \cdot Q_{SP}^{1-4} = (1 - 0,0095) \cdot 23953,2 = 23725,6 \quad [kW]$$

Rov. 4-13

Nyní můžu z bilance prvních třech výhřevných ploch určit parní výkon VT části. Z Rov. 4-14 vyjádřím množství páry. Celkové množství páry určím z Rov. 4-15

$$Q_{IVT-SVT} = M_{P-VT} \cdot (1 - 0,04) \cdot (h_{IVT} - h_{6VT}) + M_{P-VT} \cdot (0,04) \cdot (h_{IVT} - h_{NV})$$

Rov. 4-14

$$M_{P-VT} = \frac{Q_{IVT-SVT}}{(1 - 0,04) \cdot (h_{IVT} - h_{6VT}) + (0,04) \cdot (h_{IVT} - h_{NV})}$$

$$M_{P-VT} = \frac{23725,6}{(1 - 0,04) \cdot (3196,0 - 1144,7) + (0,04) \cdot (3196,3 - 214,5)} = 11,35 \quad [kg / s]$$

Rov. 4-15

Parní výkon vysokotlaké části je tedy **40,9[t/h]**.

#### 4.5.5 Parní výkon NT části

Postup výpočtu je shodný s výpočtem parního výkonu VT části. Vstupní teplota spalin je výsledná teplota z výpočtu VT\_EKO3 tedy Bod 5 spalin, viz kap. 4-6. Výstupní teplota je stejně jako u VT\_EKA3 brána teplota výparníku navýšená o pinchpoint, který volím rovněž 10°C.

Výstup z VT\_EKO3:

$$h_{SP}^{VT\_EKO3} = 351,23 \text{ [kJ/Nm}^3\text{]}$$

Při bilanci však musím, zohledni vřazení vysokotlakého EKA (VT\_EKO2) mezi NT\_PRE a NT\_VYP. A výkon spalin musím zmenšit o výkon VT\_EKO2 = 3396,9 [kW] (viz kap 4.6)

$$Q_{SP}^{5-8} = M_{SP} \cdot (h_{SP}^{VT\_EKO2} - h_{SP}^{170,1^\circ\text{C}}) = 95,27 \cdot (351,23 - 225,9) = 11894,5 \text{ [kW]}$$

Rov. 4-16

$$Q_{1NT-3NT} = (1 - z_s) \cdot Q_{SP}^{5-8} - Q_{VT\_EKO2} = (1 - 0,0095) \cdot 11894,5 - 3396,9 = 8414,6 \text{ [kW]}$$

Rov. 4-17

Nyní můžu z bilance NT\_PRE a NT\_VYP určit parní výkon NT části. Z Rov. 4-18 vyjádřím množství páry. Celkové množství páry určím z Rov. 4-19

$$Q_{1NT-3NT} = M_{P\_NT} \cdot (h_{1NT} - h_{3NT})$$

Rov. 4-18

$$M_{P\_NT} = \frac{Q_{1NT-3NT}}{(h_{1NT} - h_{3NT})} = \frac{8414,6}{2926,0 - 676,1} = 3,66 \text{ [kg / s]}$$

Rov. 4-19

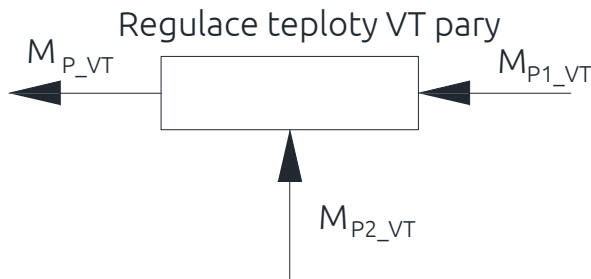
Toto množství jsem však po spočtení několika ploch mírně snížil

$$M_{P\_NT} = 3,4 \text{ [kg / s]}$$

Parní výkon nízkotlaké části je tedy **12,2 [t/h]**.

#### 4.5.6 Bilance vstřiku VT

V této kapitole určím jednotlivé množství páry procházející VT částí. Musí platit Rov. 4-20 podle Obr. 4-2. Rov. 4-21 určíme množství páry procházející výhřevnými plochami (VT\_VYP;EKO,...) a z Rov. 4-22 množství vstřikované vody  $M_{p2\_VT}$ .



Obr. 4-2 Bilance vstřiku páry

$$M_{P\_VT} = M_{P1\_VT} + M_{P2\_VT} = 11,35 \text{ [kg / s]}$$

Rov. 4-20

$$M_{P1\_VT} = M_{P\_VT} - M_{P2\_VT} = M_{P\_VT} - 0,04 \cdot M_{P\_VT} = 11,35 - 0,04 \cdot 11,34 = 10,90 \text{ [kg / s]}$$

Rov. 4-21

$$M_{P2\_VT} = M_{P\_VT} - M_{P1\_VT} = 0,04 \cdot M_{P\_VT} = 11,35 - 10,90 = 0,45 \text{ [kg / s]}$$

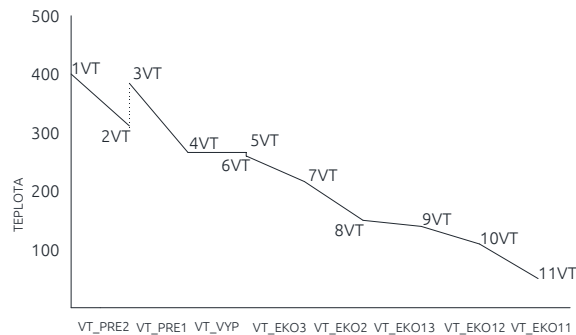
Rov. 4-22

## 4.6 Výkony jednotlivých výhřevných ploch VT části

Výkony jednotlivých ploch určím podle hodnot uvedených v Tab. 4-1, kterou jsem zde znovu uvedl pro názornost. Znázornění jednotlivých bodů VT části je na Obr. 4.3 ve zjednodušeném pilovém diagramu. Schématické zapojení výhřevných ploch viz Obr. 4-4.

Tab. 4-1 Parametry vody VT části

Bod	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]
1VT	400,0	50,0	3196,6
2VT	335,3	51,0	3026,6
3VT	379,7	51,0	3144,0
4VT	267,0	52,5	2792,1
5VT	267,0	52,5	1169,9
6VT	262,0	57,5	1144,7
7VT	220,0	58,2	944,6
8VT	150,0	58,9	635,6
9VT	50,0	59,6	214,5



Obr. 4-3 Průběh teplot VT části

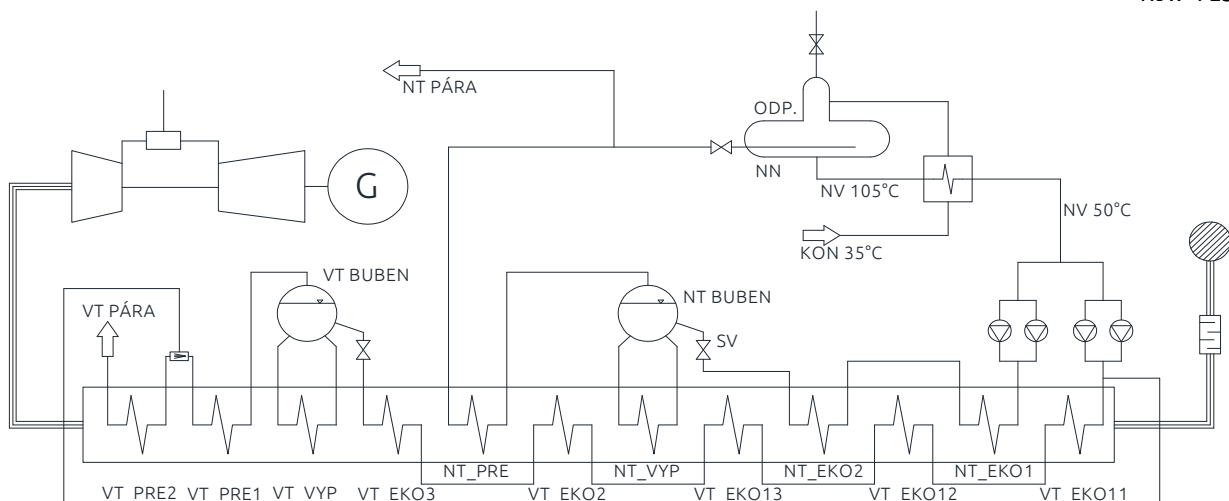
Celkový výkon vysokotlaké části kotle je dán Rov. 4-23

$$Q_{VT}^{CEL} = \sum Q_{VT_i} = 1929,5 + 3834,5 + 17950,1 + 2179,6 + 3367,0 + 480,8 + 1230,8 + 2910,0 =$$

$$Q_{VT}^{CEL} = \sum Q_{VT_i} = 33850,0 \quad [kW] \Rightarrow 33,85 MW$$

Parní výkon VT části je 40.9 [t/h]

Rov. 4-23



Obr. 4-4 Schéma zapojení kotle

### 4.6.1 VT\_PRE2

$$Q_{VT\_PRE2} = M_{P\_VT} \cdot (h_{1VT} - h_{2VT}) = 11,35 \cdot (3196,6 - 3026,6) = 1929,5 \quad [kW]$$

Rov. 4-24

### 4.6.2 VT\_PRE1

$$Q_{VT\_PRE1} = M_{P1\_VT} \cdot (h_{3VT} - h_{4VT}) = 10,9 \cdot (3144,0 - 2792,0) = 3834,5 \quad [kW]$$

Rov. 4-25

### 4.6.3 VT\_VYP

Výkon je spočítán včetně nedohřevu.

$$Q_{VT\_VYP} = M_{P1\_VT} \cdot (h_{4VT} - h_{6VT}) = 10,9 \cdot (2792,0 - 1144,7) = 17950,1 \quad [kW]$$

Rov. 4-26

### 4.6.4 VT\_EKO3

$$Q_{VT\_EKO3} = M_{P1\_VT} \cdot (h_{6VT} - h_{7VT}) = 10,9 \cdot (1144,7 - 944,6) = 2179,6 \quad [kW]$$

Rov. 4-27

#### 4.6.5 VT\_EKO2

$$Q_{VT\_EKO2} = M_{P1\_VT} \cdot (h_{7VT} - h_{8VT}) = 10,9 \cdot (944,6 - 635,6) = 3367,0 \quad [kW]$$

Rov. 4-28

#### 4.6.6 VT\_EKO13

$$Q_{VT\_EKO13} = M_{P1\_VT} \cdot (h_{8VT} - h_{9VT}) = 10,9 \cdot (635,6 - 594,5) = 448,0 \quad [kW]$$

Rov. 4-29

#### 4.6.7 VT\_EKO12

$$Q_{VT\_EKO12} = M_{P1\_VT} \cdot (h_{9VT} - h_{10VT}) = 10,9 \cdot (594,5 - 481,5) = 1230,8 \quad [kW]$$

Rov. 4-30

#### 4.6.8 VT\_EKO11

$$Q_{VT\_EKO11} = M_{P1\_VT} \cdot (h_{10VT} - h_{11VT}) = 10,9 \cdot (481,5 - 214,5) = 2910,0 \quad [kW]$$

Rov. 4-31

#### 4.6.9 VT\_EKO1 pro kap 5.9

$$Q_{VT\_EKO1} = M_{P1\_VT} \cdot (h_{8VT} - h_{11VT}) = 10,9 \cdot (635,6 - 214,5) = 4588,84 \quad [kW]$$

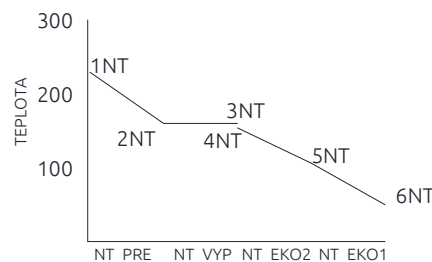
Rov. 4-32

### 4.7 Výkony jednotlivých výhřevných ploch NT části

Výkony jednotlivých ploch určím podle hodnot uvedených v Tab. 4-2, kterou jsem zde znovu uvedl pro názornost. Znázornění jednotlivých bodů VT části je na Obr. 4.5 ve zjednodušeném pilovém diagramu. Schématické zapojení výhřevných ploch viz Obr. 4-3 v předcházející kapitole.

Tab. 4-2 Parametry vody NT části

Bod (Pára)	t [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]
1NT	235,0	6,0	2926,0
2NT	160,1	6,2	2757,6
3NT	160,1	6,2	676,1
4NT	150,1	6,2	632,8
5NT	50,0	7,2	209,9



Obr. 4-5 Průběh teplot NT části

Celkový výkon vysokotlaké části kotle je dán Rov. 4-33

$$Q_{NT}^{CEL} = \sum Q_{NT\_i} = 572,7 + 7224,0 + 497,0 + 941,0 = 9235,0 \quad [kW] \Rightarrow 9,24 \quad [MW]$$

Parní výkon NT části je 12,2 [t/h]

Rov. 4-33

#### 4.7.1 NT\_PRE

$$Q_{NT\_PRE} = M_{P\_NT} \cdot (h_{1NT} - h_{2NT}) = 3,4 \cdot (2926,0 - 2757,6) = 572,7 \quad [kW]$$

Rov. 4-34

#### 4.7.2 NT\_VYP

$$Q_{NT\_VYP} = M_{P\_NT} \cdot (h_{2NT} - h_{4NT}) = 3,4 \cdot (2757,6 - 632,8) = 7224,0 \quad [kW]$$

Rov. 4-35

#### 4.7.3 NT\_EKO2

$$Q_{NT\_EKO2} = M_{P\_NT} \cdot (h_{4NT} - h_{5NT}) = 3,4 \cdot (632,8 - 486,7) = 497,0 \quad [kW]$$

Rov. 4-36

#### 4.7.4 NT\_EKO1

$$Q_{NT\_EKO1} = M_{P\_NT} \cdot (h_{5NT} - h_{6NT}) = 3,4 \cdot (486,7 - 209,9) = 941,0 \quad [kW]$$

Rov. 4-37

## 5. Dimenzování výhřevných ploch

Prvním krokem při návrhu výhřevných ploch, je stanovení rozměru spalínového kanálu kap. 5.1, tak aby byla rychlost spalín do 10 [m/s]. Tuto hodnotu jsem zvolil na základě doporučení, tak aby tlaková ztráta na straně spalín nebyla příliš velká a turbína protlačila spaliny až do komína. Jak již sem zmiňoval, celý výpočet je proveden v Excelu, tedy návrh rozměrů spalínového kanálu spočíval v navrhnutí rozměrů podle jedné plochy (VT\_PRE2). A následné ověření rozměrů u ostatních ploch tak aby rychlost spalín měla klesající trend. V kap. 5-1 je uveden pouze návrh plochy podle VT\_PRE2. A s tímto rozměrem je dále počítáno u ostatních ploch. Kde jsou vždy spočteny průtočné plochy pro spaliny a rychlosti

Dalším krokem je samotný návrh jednotlivých ploch. V tomto odstavci popíšu postup výpočtů, který byl shodný u většiny ploch (pouze poslední stupně rozděleného VT a NT EKA měli postup mírně odlišný, a bude popsán u jednotlivých ploch.

Ze vstupních teplot vody (páry), požadovaného výkonu, a vstupních parametrů spalín, spočtu jednoduchou bilancí parametry spalín na výstupu spalín. Dále střední logaritmický teplotní spád (LMDT), zvolím rozměr trubek, spočítám počet trubek podle rozměrů spalínovodu, a doporučené rychlosti media (popř. více řad nebo dělení řady). Dále podle parametrů trubek, a spalín (resp. vody) určím součinitel přestupu tepla. Z rovnice přestupu tepla určím požadovaný počet řad. To zaokrouhlím na celé číslo a zpětně, spočítám výkon dané plochy při těchto parametrech. Spočítám novou teplotu spalín za výměníkem. Dále upravuji vstupní parametry trubek (rozteč žebra, výšku žebra) a přepočítám součinitel přestupu tepla.

Plochu považuji za navrženou, když rozdíl mezi výkonem z bilance a výkonem z návrhu výměníku nepřesáhne 2%. V tomto případě můžu podle (1), uvažovat výkon plochy podle bilance.

Výstupem z toho výpočtu je geometrie výhřevné plochy, teplota a entalpie spalín na výstupu, které jsou zároveň vstupem pro další výhřevnou plochu.

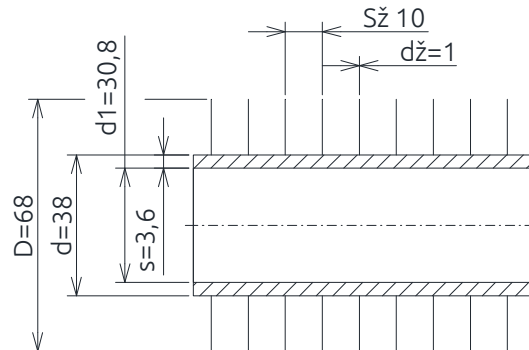


## 5.1 Rozměr spalivového kanálu

Pro přehřívák volím trubky podle Tab. 5-1. Obr. 5-1 Podle doporučení volím rychlost páry 18 [m/s] Parametry páry Tab. 5-2 z bilance tepla a parních tabulek.

Tab. 5-1 Parametry trubek VT\_PRE2

		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	30,8	0,0308
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	38	0,0380
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	68	0,0680
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	10	0,0100
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	100	



Obr. 5-1 Trubky VT\_PRE2

Tab. 5-2 Parametry páry pro VT\_PRE2

Výkon	Q <sub>VT_PRE</sub>	1929,5	[kW]
Zvolená rychlost páry	w <sub>p</sub>	18	[m/s]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,0535	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	367,63	[°C]
Množství páry	M <sub>p</sub>	11,35	[kg/s]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	50,5	[bar]

Dále z Rov. 5-1 vyjádřím entalpii na výstupu, a podle Rov. 5-2 spočítám teplotu spalin. Pro pořádek v Rov. 5-1 je požadovaný výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-3 (spočteny v kap. 4.5.1).

Tab. 5-3 Parametry spalin na vstupu

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>1</sub>	622,9	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>1</sub>	456,0	[°C]

$$Q_{VT\_PRE} \cdot (1 + z_s) = Q_{1-2}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_1 - h_2) \Rightarrow$$

$$h_2 = h_1 - \frac{Q_{VT\_PRE}^{1-2}}{M_{SP}} = 622,9 \cdot \frac{1929,5 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 602,4 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-1

$$t_2 = \frac{h_2}{h_1} \cdot t_1 = \frac{602,4}{622,9} \cdot 456,0 = 441,0 \quad [^\circ\text{C}]$$

Rov. 5-2

Nyní můžu z rovnice Rov. 5-3 a Rov 5-4 vyjádřit počet trubek, zaokrouhlím nahoru a vypočítám skutečnou plochu Rov. 5-5 a rychlost média Rov. 5-6.

$$w_p = \frac{M_{P\_VT} \cdot v}{f} \Rightarrow f = \frac{M_p \cdot v}{w_p} = \frac{11,35 \cdot 0,0535}{18} = 0,03374 \quad [\text{m}^2]$$

Rov. 5-3

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} n_{TR}^{VT\_PRE2}$$

Rov. 5-4

$$n_{TR}^{VT\_PRE2} = \frac{f \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{0,03347 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,0308^2} = 45,3 \quad [\text{ks}] \Rightarrow 46 \text{ _trubek _ v _ řadě}$$

$$f_P^{VT\_PRE2} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} n_{TR}^{VT\_PRE2} \frac{3,14 \cdot 0,0308^2}{4} \cdot 46 = 0,03427 \quad [\text{m}^2]$$

Rov. 5-5

$$w_{SP}^{VT\_PRE2} = \frac{M_{P\_VT} \cdot v}{f} = \frac{11,35 \cdot 0,0535}{0,03427} = 17,72 \quad [m/s]$$

Rov. 5-6

Dále navrhnu rozměr spalínového kanálu (r-ce kontinuity Rov. 5-8), podle doporučené rychlosti spalín. V Rov. 5-7 přepočtu množství spalín pro střední teplotu proudu ve VT\_PRE2.

$$M_{SP}^{VT\_PRE2} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{367,63 + 273,15}{273,15} = 251,8 \quad [m^3/s]$$

Rov. 5-7

$$M_{SP}^{VT\_PRE2} = S_{SP}^{VT\_PRE2} \cdot w_{SP}^{VT\_PRE2} \Rightarrow S_{SP}^{VT\_PRE2} = \frac{M_{SP}^{VT\_PRE2}}{w_{SP}^{VT\_PRE2}}$$

$$S_{SP}^{VT\_PRE2} = \frac{251,8}{10} = 25,18 \quad [m^2]$$

Rov. 5-8

Dále jsem zvolil rozteč trubek  $S_1$  tak aby šířka kanálu **A**, byla vhodná i u ostatních ploch, zvolil jsem  $S_1=75$  [mm]. Potom můžu z Rov. 5-10 vypočítat šířku kanálu a z Rov. 5-11 vyjádřit výšku kanálu **B**. Volím u všech ploch vystřídání uspořádání a žebrované trubky. Návrh uspořádání výhřevné plochy je na Obr. 5-2.

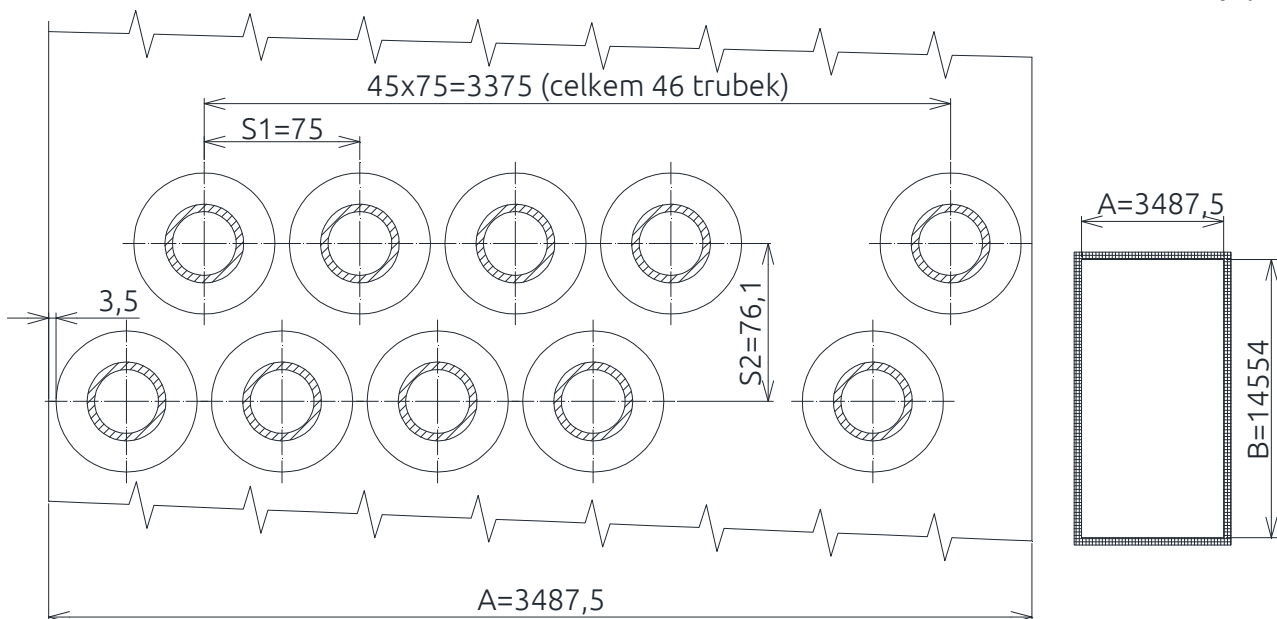
$$A = 0,5 \cdot s_1 + (n_{TR}^{VT\_PRE2} - 1) \cdot s_1 + s_1 = 0,5 \cdot 0,075 + (46 - 1) \cdot 0,075 + 0,075 = 3,4875 \quad [m]$$

Rov. 5-9

$$S_{SP}^{VT\_PRE2} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT\_PRE2} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT\_PRE2} = [m^2]$$

$$B = \frac{S_{SP}^{VT\_PRE2} + 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT\_PRE2}}{A - D \cdot n_{TR}^{VT\_PRE2}} = \frac{25,18 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 100 \cdot 46}{3,4875 - 0,038 \cdot 46} = 14,554 \quad [m]$$

Rov. 5-10



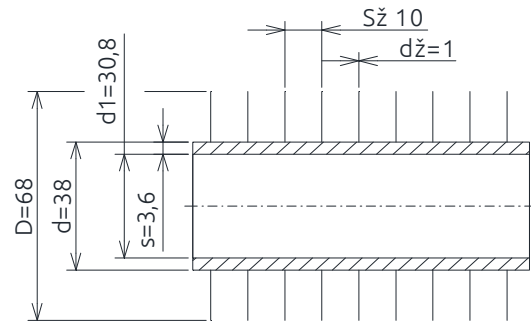
Obr. 5-2 Uspořádání trubek a rozměr spalínového kanálu VT\_PRE2

## 5.2 Návrh VT\_PRE2

Návrh počtu trubek a vstupní parametry jsou stejné jako v kap 5.1, uvedu je zde znovu.

Tab. 5-4 Parametry trubek VT\_PRE2

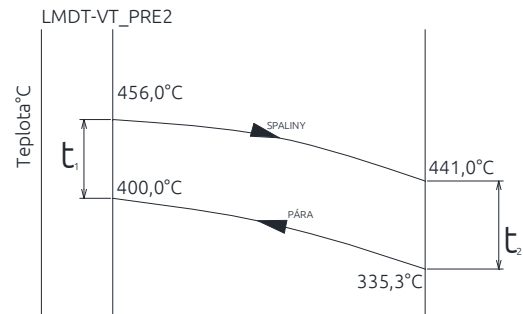
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	30,8	0,0308
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	38	0,0380
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	68	0,0680
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	10	0,0100
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	100	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	75,6	0,0756
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	76,1	0,0761



Obr. 5-3 Trubky VT\_PRE2

Tab. 5-5 Parametry páry z bilance VT\_PRE2

Výkon	Q <sub>VT_PRE</sub>	1929,5	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,0535	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	367,63	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>1VT</sub>	400,0	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>2VT</sub>	335,3	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	50,5	[bar]
Tlak na výstupu	p <sub>1VT</sub>	50,0	[bar]
Tlak na vstupu	p <sub>2VT</sub>	51,0	[bar]
Množství páry	M <sub>p</sub>	11,35	[kg/s]



Obr. 5-4 Průběh teplot- LMDT

### 5.2.1 Bilance spalín a LMDT

Z Rov. 5-11 vyjádřím entalpii na výstupu, a podle Rov. 5-12 spočítám teplotu spalín. Rov. 5-11 je požadovaný výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalín na vstupu jsou v Tab. 5-6 (spočteny v kap. 4.5.1). Podle Obr. 5-4 a Rov. 5-13 spočítám LMDT.

Tab. 5-6 Parametry spalín na vstupu

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>1</sub>	622,9	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>1</sub>	456,0	[°C]

$$Q_{VT\_PRE2} \cdot (1 + z_s) = Q_{1-2}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_1 - h_2) \Rightarrow$$

$$h_2 = h_1 - \frac{Q_{SP}^{1-2}}{M_{SP}} = 622,9 \cdot \frac{1929,5 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 602,4 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-11

$$t_2 = \frac{h_2}{h_1} \cdot t_1 = \frac{602,4}{622,9} \cdot 456,0 = 441,0 \quad [°C]$$

Rov. 5-12

$$t_{str}^{1-2} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{456 + 441,0}{2} = 448,5 \quad [°C]$$

$$LMDT^{VT\_PRE2} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(456,0 - 400,0) - (441,0 - 335,3)}{\ln \frac{(456,0 - 400,0)}{(441,0 - 335,3)}} = 78,27 \quad [°C]$$

Rov. 5-13

### 5.2.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalin

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalin  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalin a rychlost<sup>4</sup>. Počet trubek v řadě je 46 stejně jako při návrhu spalinového kanálu.

$$M_{SP}^{VT-PRE2} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{448,5 + 273,15}{273,15} = 251,8 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-14

$$S_{SP}^{VT-PRE2} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT-PRE2} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT-PRE2}$$

$$S_{SP}^{VT-PRE2} = 25,18 = [m^2]$$

Rov. 5-15

$$w_{SP}^{VT-EKO2} = \frac{M_{SP}}{S_{SP}^{VT-PRE2}} = \frac{251,8}{25,18} = 10 \quad [m / s]$$

Rov. 5-16

Nyní můžu podle Rov. 5-17 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalin

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = (0,823 \cdot 0,83 \cdot 1 + 0,177) \cdot \frac{0,85 \cdot 53,33}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 53,33} = 33,76 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-17

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,8 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 75,6 = 53,33 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-18

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,038}{0,01} = 3,8 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,01} = 1,5 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 65 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 75,6 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-19

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,8$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,98$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0750}{0,038} = 1,97 \quad [-]$$

Rov. 5-20

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0761}{0,038} = 2,00 \quad [-]$$

Rov. 5-21

Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{H_2O}^{OB} = 0,066 [-]$  a střední teploty proudu spalin  $c_f = 0,95$

<sup>4</sup> Výpočet pro VT\_PRE2 jsem provedl v kap 5.1, uvádím je zde pro úplnost.

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žeber, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,068}{0,038}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,01}{0,038} - \frac{0,001}{0,038}\right)} = 0,823 \quad [-]$$

Rov. 5-22

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,823 = 0,177 \quad [-]$$

Rov. 5-23

$E = 0,83$  [-] Součinitel efektivnosti žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žeber

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,068}{0,038} = 1,79 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-24

součinitel tepelné vodivosti žeber

$$\beta \cdot h_z = 43,71 \cdot 0,015 = 0,656 \quad [-]$$

Rov. 5-25

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 53,33}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 53,33)}} = 43,71 \quad [-]$$

Rov. 5-26

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žeber

### 5.2.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění přehřáté páry, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_d$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-7.

Tab. 5-7 Parametry pro určení  $\alpha_{2r}$  VT\_PRE2

Střední teplota	$t_{st}$	367,63	[°C]
Střední tlak	$p_{st}$	50,5	[bar]
Rychlost páry	$w_p$	17,72	[m/s]

$$f_P^{VT\_PRE2} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} n_{TR}^{VT\_PRE2} = \frac{3,14 \cdot 0,0308^2}{4} \cdot 46 = 0,03427 \quad [m^2]$$

Rov. 5-27

$$w_P^{VT\_PRE2} = \frac{M_{P\_VT} \cdot v}{f} = \frac{11,35 \cdot 0,0535}{0,03427} = 17,72 \quad [m/s]$$

Rov. 5-28

$$\alpha_{2r} = c_d \cdot \alpha_n = 1 \cdot 1360 = 1360 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-29

$$\text{Kde: } c_d = 1 \quad [-]; c_n = 1360 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.2.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použiji Rov. 5-30, která je platná pro proděnění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{VT\_PRE2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{VT\_PRE2}}{S_{p,1m}^{VT\_PRE2}}} = \frac{1}{\frac{1}{33,76} + \frac{1}{1360} \cdot \frac{0,628}{0,09676}} = 29,07 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-30

Kde:

$S_{SP,1m}^{VT\_PRE2}$  je plocha trubek včetně žeber (strana spalin) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{VT\_PRE2} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_PRE2} = \pi \cdot 0,038 \cdot 1 - \pi \cdot 0,038 \cdot 100 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,068 \cdot 100 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,068^2 - 0,038^2}{4} \right) \cdot 100$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_PRE2} = 0,628 \quad [m^2/m]$$

Rov. 5-31

$S_{p,1m}^{VT\_PRE2}$  je plocha trubek (ze strany páry) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{VT\_PRE2} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0308 = 0,09676 \quad [m^2/m]$$

Rov. 5-32

### 5.2.5 Velikost výhřevné plochy VT\_PRE2

Z Rov. 5-33 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalin, dále podle Rov. 5-34 určím plochu jedné řady a Rov. 5-35 určím potřebný počet řad.

$$Q_{VT\_PRE2} = k_{VT\_PRE2} \cdot S_{VT\_PRE2} \cdot LMDT_{VT\_PRE2} \Rightarrow S_{cel}^{VT\_PRE2} = \frac{Q_{VT\_PRE2}}{k_{VT\_PRE2} \cdot LMDT_{VT\_PRE2}}$$

$$S_{cel}^{VT\_PRE2} = \frac{1929,5 \cdot 1000}{29,07 \cdot 78,27} = 847,96 \quad [m^2]$$

Rov. 5-33

$$S_{1Rada}^{VT\_PRE2} = B \cdot n_{TR}^{VT\_PRE2} \cdot S_{SP,1m}^{VT\_PRE2} = 14,554 \cdot 46 \cdot 0,628 = 420,45 \quad [m^2]$$

Rov. 5-34

$$n_{rad}^{VT\_PRE2} = \frac{S_{cel}^{VT\_PRE2}}{S_{1rada}^{VT\_PRE2}} = \frac{847,96}{420,45} = 2,016 \quad [ks]$$

Rov. 5-35

VT\_PRE2 má 2 řad trubek

### 5.2.6 Bilance plochy VT\_PRE2

Protože jsem počet řad z Rov. 5-35 zaokrouhlil provedu přepočít výkon podle skutečné plochy a následně bilanci spalin pro určení konečné entalpie spalin za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{VT\_PRE2} = 2 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{VT\_PRE2} = 46 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{VT\_PRE2} = n_{rad}^{VT\_PRE2} \cdot S_{1Rada}^{VT\_PRE2} = 2 \cdot 420,45 = 840,9 \quad [m^2]$$

Rov. 5-36

Z Rov. 5-36 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalin) a zní vypočítám skutečný výkon Rov. 5-37, který v Rov. 5-38 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám ve novou entalpii a v Rov. 5-39 novou teplotu spalin. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-40 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{VT\_PRE2}^S = k_{VT\_PRE2} \cdot S_{VT\_PRE2} \cdot LMDT_{VT\_PRE2} = 29,07 \cdot 840,9 \cdot 78,27 = 1913,4 \quad [kW]$$

Rov. 5-37

$$Q_{VT\_PRE} \cdot (1 + z_s) = Q_{1-2}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_1 - h_2) \Rightarrow$$

$$h_2 = h_1 - \frac{Q_{SP}^{1-2}}{M_{SP}} = 622,9 \cdot \frac{1913,4 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 602,7 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-38

$$t_2 = \frac{h_2}{h_1} \cdot t_1 = \frac{602,7}{622,9} \cdot 456,0 = 441,3 \quad [^\circ C]$$

Rov. 5-39

$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{VT\_PRE2}^{skut} - Q_{VT\_PRE2}^{bilance})}{Q_{VT\_PRE2}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(1913,4 - 1929,5)}{1913,4} \cdot 100 = 0,84 \quad [%]$$

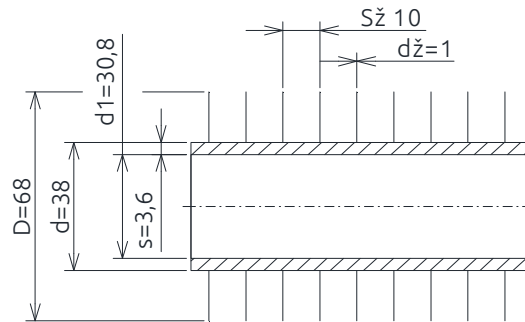
Rov. 5-40

### 5.3 Návrh VT\_PRE1

Návrh počtu trubek a vstupní parametry jsou stejné jako v kap 5.1, uvedu je zde znovu.

Tab. 5-8 Parametry trubek VTPRE1

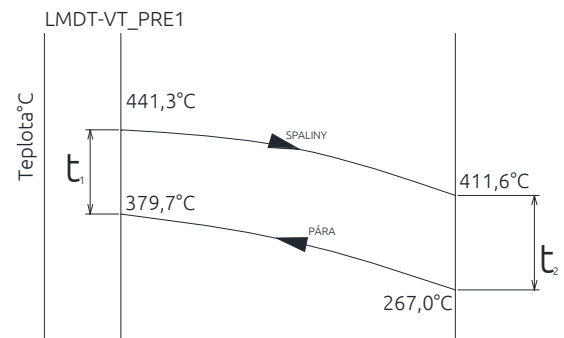
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	30,8	0,0308
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	38	0,0380
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	68	0,0680
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	10	0,0100
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	100	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	75,6	0,0756
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	76,1	0,0761



Obr. 5-5 Trubky VT\_PRE1

Tab. 5-9 Parametry vody VTPRE1

Výkon	Q <sub>VT_PRE1</sub>	3834,5	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,04668	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	323,4	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>3VT</sub>	379,68	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>2VT</sub>	267,0	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	51,75	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>1VT</sub>	51,0	[bar]
Tlak na vstupu u	p <sub>2VT</sub>	52,5	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	10,9	[kg/s]



Obr. 5-6 LMDT VT\_PRE1

#### 5.3.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-41 vyjádřím entalpii na výstupu, a podle Rov. 5-42 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-41 je požadovaný výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-xx (Rov. 5-38 a 5-39 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-6 a Rov. 5-43 spočítám LMDT.

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>2</sub>	602,7	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>2</sub>	441,3	[°C]

$$Q_{VT\_PRE1} \cdot (1 + z_s) = Q_{2-3}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_2 - h_3) \Rightarrow$$

$$h_3 = h_2 - \frac{Q_{2-3}^{SP}}{M_{SP}} = 602,7 \cdot \frac{3834,5 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 562,6 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-41

$$t_3 = \frac{h_3}{h_2} \cdot t_2 = \frac{562,6}{602,7} \cdot 441,3 = 411,6 \quad [^\circ\text{C}]$$

Rov. 5-42

$$t_{str}^{2-3} = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{441,3 + 411,6}{2} = 426,4 \quad [^\circ\text{C}]$$

$$LMDT^{VT\_PRE2} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(441,3 - 379,7) - (411,6 - 267,0)}{\ln \frac{(441,3 - 379,7)}{(411,6 - 267,0)}} = 97,256 \quad [^\circ\text{C}]$$

Rov. 5-43



### 5.3.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalín

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalín  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalín a rychlost. Počet trubek v řadě je 46 stejně jako při návrhu spalínového kanálu.

$$M_{SP}^{VT-PRE1} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{426,4 + 273,15}{273,15} = 244,0 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-44

$$S_{SP}^{VT-PRE1} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT-PRE1} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT-PRE1}$$

$$S_{SP}^{VT-PRE1} = 25,18 = [m^2]$$

Rov. 5-45

$$w_{SP}^{VT-PRE1} = \frac{M_{SP}}{S_{SP}^{VT-PRE1}} = \frac{244,0}{25,18} = 9,69 \quad [m / s]$$

Rov. 5-46

Nyní můžu podle Rov. 5-17 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalín

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-47

$$\alpha_{1r} = (0,823 \cdot 0,81 \cdot 1 + 0,177) \cdot \frac{0,85 \cdot 59,56}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 59,56} = 37,25 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-48

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 72,01 = 59,56 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-49

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,038}{0,01} = 3,8 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,01} = 1,5 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 62 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 72,01 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-50

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,9$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,98$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0756}{0,038} = 1,97 \quad [-]$$

Rov. 5-51

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0761}{0,038} = 2,00 \quad [-]$$

Rov. 5-52

$c_f = 0,95$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{H_2O}^{OB} = 0,066$  [-] a střední teplotu proudu spalín

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žeber, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,068}{0,038}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,01}{0,038} - \frac{0,001}{0,038}\right)} = 0,823 \quad [-]$$

Rov. 5-53

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,823 = 0,177 \quad [-]$$

Rov. 5-54

$E = 0,81$  [-] Součinitel efektivity žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žeber

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,068}{0,038} = 1,79 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-55

$$\beta \cdot h_z = 43,71 \cdot 0,015 = 0,69 \quad [-]$$

Rov. 5-56

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 59,56}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 59,56)}} = 45,97 \quad [-]$$

Rov. 5-57

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žeber

### 5.3.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění přehřáté páry, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_d$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-11.

Tab. 5-10 Parametry pro určení  $\alpha_{2r}$  VTPRE1

Střední teplota	$t_{st}$	323,34	[°C]
Rychlost páry	$w_p$	17,72	[m/s]

$$f_P^{VT-PRE1} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} n_{TR}^{VT-PRE2} = \frac{3,14 \cdot 0,0308^2}{4} \cdot 46 = 0,03427 \quad [m^2]$$

Rov. 5-58

$$w_P^{VT-PRE1} = \frac{M_{P-VT} \cdot v}{f} = \frac{10,9 \cdot 0,04668}{0,03427} = 14,84 \quad [m/s]$$

Rov. 5-59

$$\alpha_{2r} = c_d \cdot \alpha_n = 1 \cdot 1350 = 1350 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-60

$$\text{Kde: } c_d = 1 \quad [-]; c_n = 1350 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.3.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použiji Rov. 5-61, která je platná pro proudění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{VT-PRE1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{VT-PRE1}}{S_{p,1m}^{VT-PRE1}}} = \frac{1}{\frac{1}{37,25} + \frac{1}{1350} \cdot \frac{0,628}{0,09676}} = 31,6 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-61

Kde:

$S_{SP,1m}^{VT-PRE1}$  je plocha trubek včetně žebor (strana spalin) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{VT-PRE1} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{VT-PRE1} = \pi \cdot 0,038 \cdot 1 - \pi \cdot 0,038 \cdot 100 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,068 \cdot 100 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,068^2 - 0,038^2}{4} \right) \cdot 100$$

Rov. 5-62

$$S_{SP,1m}^{VT-PRE1} = 0,628 \quad [m^2/m]$$

$S_{p,1m}^{VT-PRE1}$  je plocha trubek (ze strany páry) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{VT-PRE1} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0308 = 0,09676 \quad [m^2/m]$$

Rov. 5-63

### 5.3.5 Velikost výhřevné plochy VT\_PRE1

Z Rov. 5-64 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalin, dále podle Rov. 5-65 určím plochu jedné řady a Rov. 5-66 určím potřebný počet řad.

$$Q_{VT\_PRE1} = k_{VT\_PRE1} \cdot S_{VT\_PRE1} \cdot LMDT_{VT\_PRE1} \Rightarrow S_{cel}^{VT\_PRE1} = \frac{Q_{VT\_PRE1}}{k_{VT\_PRE1} \cdot LMDT_{VT\_PRE1}}$$

$$S_{cel}^{VT\_PRE1} = \frac{3834,5 \cdot 1000}{31,6 \cdot 97,25} = 1248,01 \quad [m^2]$$

Rov. 5-64

$$S_{1Rada}^{VT\_PRE1} = B \cdot n_{TR}^{VT\_PRE1} \cdot S_{SP,1m}^{VT\_PRE1} = 14,554 \cdot 46 \cdot 0,628 = 420,45 \quad [m^2]$$

Rov. 5-65

$$n_{rad}^{VT\_PRE1} = \frac{S_{cel}^{VT\_PRE1}}{S_{1rada}^{VT\_PRE1}} = \frac{1248,01}{420,45} = 2,968 \quad [ks]$$

Rov. 5-66

VT\_PRE1 má 3 řad trubek

### 5.3.6 Bilance plochy VT\_PRE1

Protože jsem počet řad z Rov. 5-66 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalin pro určení konečné entalpie spalin za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{VT\_PRE1} = 3 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{VT\_PRE2} = 46 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{VT\_PRE1} = n_{rad}^{VT\_PRE1} \cdot S_{1Rada}^{VT\_PRE1} = 3 \cdot 420,45 = 1261,3 \quad [m^2]$$

Rov. 5-67

Z Rov. 5-67 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalin) a ní vypočítám skutečný výkon Rov. 5-68, který v Rov. 5-69 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám novou entalpii a v Rov. 5-70 novou teplotu spalin. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-71 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{VT\_PRE1}^S = k_{VT\_PRE1} \cdot S_{VT\_PRE1} \cdot LMDT_{VT\_PRE1} = 31,6 \cdot 1261,3 \cdot 97,25 = 3875,46 \quad [kW]$$

Rov. 5-68

$$Q_{VT\_PRE1}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{2-3}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_2 - h_3) \Rightarrow$$

$$h_3 = h_2 - \frac{Q_{2-3}^{SP}}{M_{SP}} = 602,77 \cdot \frac{3875,5 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 561,7 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-69

$$t_3 = \frac{h_3}{h_2} \cdot t_2 = \frac{411,23}{602,7} \cdot 441,3 = 411,23 \quad [^\circ C]$$

Rov. 5-70

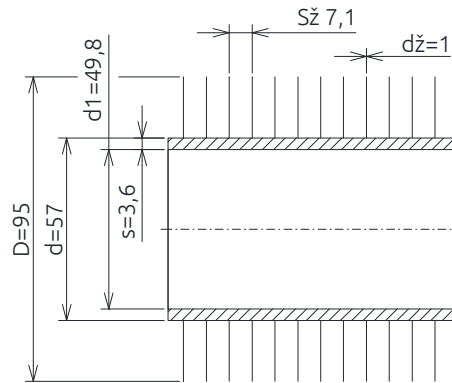
$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{VT\_PRE1}^{skut} - Q_{VT\_PRE1}^{balance})}{Q_{VT\_PRE1}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(3834,5 - 3875,5)}{3875,5} \cdot 100 = 1,04 \quad [%]$$

Rov. 5-71

## 5.4 Návrh VT\_VYP

**Tab. 5-11 Parametry trubek VT\_VYP**

		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	49,8	0,0498
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	57	0,0570
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	95	0,0950
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	19	0,019
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	71	0,071
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	140	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	114,3	0,114,3
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	101,6	0,1016


**Obr. 5-7 Trubky VT\_VYP**

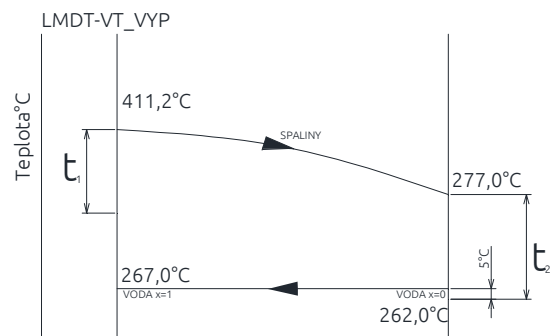
Protože znám pouze šířku spalínového kanálu musím určit počet trubek a rozteč  $S_1$  v případě výparníku neberu ohled na proudění na straně vody a volím vystřídání uspořádání trubek s počtem  $n_{tr}=30$  a roztečí  $S_1=114,3$ . Z rovnice pro šířku spalínového kanálu vyjádřím  $S_1$  Rov 5-72 a funkcí Hledání řešení a doporučení zvolit větší rozteč trubek jsem, po několika krocích došel k těmto parametrů  $n_{tr}=30$  a roztečí  $S_1=114,3$ .

$$A = 0,5 \cdot S_1 + (n_{TR}^{VT-VYP} - 1) \cdot S_1 + S_1 \Rightarrow n_{TR}^{VT-VYP} = \frac{a - 0,5 \cdot S_1}{S_1}$$

$$n_{TR}^{VT-VYP} = \frac{3487,5 - 0,5 \cdot 114,3}{114,3} = 30,0$$

**Rov. 5-72**
**Tab. 5-12 parametry páry VT\_VYP**

Výkon	$Q_{VT\_VYP}$	17950,1	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	-	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	264,5	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>4VT</sub>	262,0	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>6VT</sub>	267,0	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	52,5	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>4VT</sub>	52,5	[bar]
Tlak na vstupu u	p <sub>6VT</sub>	52,5	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	10,9	[kg/s]


**Obr. 5-8 LMDT VT\_VYP**

### 5.4.1 Bilance spalín a LMDT

Entalpii na výstupu uvažuji z bilance prvních tří ploch Tab. 5-14. Entalpie a teplota spalín na výstupu jsou v Tab. 5-13 (Rov. 5-69 a Rov. 5-70 z přecházející výhřevné plochy). Podle Obr. 5-8 a Rov. 5-74 spočítám LMDT.

**Tab. 5-13 Parametry spalín na vstupu VT\_VYP**

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>3</sub>	561,7	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>3</sub>	411,23	[°C]

**Tab. 5-14 Parametry spalín na výstupu VT\_VYP**

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>4</sub>	371,4	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>4</sub>	277,0	[°C]

$$t_{str}^{3-4} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{411,23 + 277,0}{2} = 344,1 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-73

$$LMDT^{VT-VYP} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(441,23 - 267,0) - (277,0 - 262,0)}{\ln \frac{(441,23 - 267,0)}{(277,0 - 262,0)}} = 55,12 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-74

### 5.4.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalín

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalín  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalín a rychlost. Počet trubek v řadě je 46 stejně jako při návrhu spalínového kanálu.

$$M_{SP}^{VT-VYP} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR}^{3-4} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{344,1 + 273,15}{273,15} = 215,3 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-75

$$S_{SP}^{VT-VYP} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT-PRE1} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT-PRE1}$$

$$S_{SP}^{VT-VYP} = 3,487 A \cdot 14554 - 14554 \cdot 0,057 \cdot 30 - 2 \cdot 0,019 \cdot 0,001 \cdot 140 \cdot 30$$

$$S_{SP}^{VT-VYP} = 25,7 \quad [m^2]$$

Rov. 5-76

$$w_{SP}^{VT-VYP} = \frac{M_{SP}^{VT-VYP}}{S_{SP}^{VT-VYP}} = \frac{215,3}{25,7} = 8,37 \quad [m / s]$$

Rov. 5-77

Nyní můžu podle Rov. 5-17 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalín

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-78

$$\alpha_{1r} = (0,89 \cdot 0,83 \cdot 1 + 0,11) \cdot \frac{0,85 \cdot 44,53}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 44,53} = 28,54 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-79

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 1,01 \cdot 1,05 \cdot 0,95 \cdot 44,18 = 44,53 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-80

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,057}{0,0071} = 7,98 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,019}{0,0071} = 2,66 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 38 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 44,18 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-81

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 1,01$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 1,05$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1143}{0,057} = 2,00 \quad [-]$$

Rov. 5-82

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1016}{0,057} = 1,78 \quad [-]$$

Rov. 5-83

$c_f = 0,95$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{OB}} = 0,066$  [-] a střední teploty proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebor, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,095}{0,057}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,095}{0,057}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0071}{0,057} - \frac{0,001}{0,057}\right)} = 0,89 \quad [-]$$

Rov. 5-84

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,89 = 0,11 \quad [-]$$

Rov. 5-85

$E = 0,83$  [-] Součinitel efektivnosti žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebor

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,095}{0,057} = 1,67 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-86

$$\beta \cdot h_z = 40,2 \cdot 0,019 = 0,76 \quad [-]$$

Rov. 5-87

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 44,5}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 44,5)}} = 45,97 \quad [-]$$

Rov. 5-88

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebor

### 5.4.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

U výparníku mohu  $1/\alpha_{2r}$  zanedbat, protože hodnoty vycházejí velice malé, budu však muset použít jiný vztah pro výpočet  $k$ , než u přehříváků resp. ekonomizérů.

### 5.4.4 Součinitel prostupu tepla $k$

Pro stanovení součinitele prostupu tepla  $k$ , použiji Rov. 5-89, která je platná pro prodění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{VT\_VYP} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{s}{\lambda} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{28,54} + \frac{0,0036}{43,5} + 0,002} = 25,36 \quad [W / m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-89

Kde:

$S$  je tloušťka stěny trubky [m]

$\varepsilon$  součinitel zanesení voleno při výpočtu  $\alpha_{1r}$

$\lambda$  součinitel tepelné vodivosti (volím stejné jako žebra) [W/mK]

### 5.4.5 Velikost výhřevné plochy $VT\_VYP$

Z Rov. 5-90 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalín, dále podle Rov. 5-65 určím plochu jedné řady a Rov. 5-66 určím potřebný počet řad.

$$Q_{VT\_VYP} = k_{VT\_VYP} \cdot S_{VT\_VYP} \cdot LMDT_{VT\_VYP} \Rightarrow S_{cel}^{VT\_VYP} = \frac{Q_{VT\_VYP}}{k_{VT\_VYP} \cdot LMDT_{VT\_VYP}}$$

$$S_{cel}^{VT\_VYP} = \frac{17950,1 \cdot 1000}{25,36 \cdot 55,12} = 12958,43 \quad [m^2]$$

Rov. 5-90

Rov. 5-90 udává plochu trubek na straně spalín včetně žebek na 1m trubky. Z této hodnoty se ve v Rov. 5-92 určí celková plocha jedné řady trubek

$$S_{SP,1m}^{VT\_VYP} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_VYP} = \pi \cdot 0,057 \cdot 1 - \pi \cdot 0,057 \cdot 100 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,095 \cdot 140 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,095^2 - 0,057^2}{4} \right) \cdot 140$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_VYP} = 1,47 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-91

$$S_{1Rada}^{VT\_VYP} = B \cdot n_{TR}^{VT\_VYP} \cdot S_{SP,1m}^{VT\_VYP} = 14,554 \cdot 30 \cdot 1,47 = 639,78 \quad [m^2]$$

Rov. 5-92

$$n_{rad}^{VT\_VYP} = \frac{S_{cel}^{VT\_VYP}}{S_{1rada}^{VT\_VYP}} = \frac{12958,43}{639,78} = 20,25 \quad [ks]$$

Rov. 5-93

$VT\_VYP$  má 20 řad trubek



### 5.4.6 Bilance plochy VT\_VYP

Protože jsem počet řad z Rov. 5-93 zaokrouhlil, provedu přepočít výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalín pro určení konečné entalpie spalín za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{VT-VYP} = 20 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{VT-VYP} = 30 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{VT-VYP} = n_{rad}^{VT-VYP} \cdot S_{1Rada}^{VT-VYP} = 30 \cdot 639,78 = 12795,5 \quad [m^2]$$

Rov. 5-94

Z Rov. 5-94 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalín) a ní vypočítám skutečný výkon Rov. 5-95, který v Rov. 5-96 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám novou entalpii a v Rov. 5-97 novou teplotu spalín. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-98 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{VT-VYP}^S = k_{VT-VYP} \cdot S_{VT-VYP} \cdot LMDT_{VT-VYP} = 25,36 \cdot 12795,5 \cdot 55,12 = 17892,77 \quad [kW]$$

Rov. 5-95

$$Q_{VT-VYP}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{3-4}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_3 - h_4) \Rightarrow$$

$$h_4 = h_3 - \frac{Q_{VT-VYP}^S}{M_{SP}} = 561,7 \cdot \frac{17892,77 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 373,9 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-96

$$t_4 = \frac{h_4}{h_3} \cdot t_3 = \frac{373,9}{561,7} \cdot 411,3 = 276,7 \quad [^\circ C]$$

Rov. 5-97

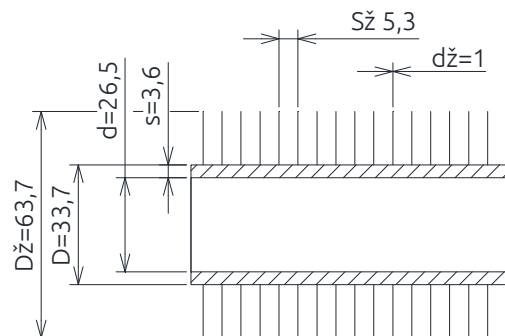
$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{VT-VYP}^{skut} - Q_{VT-VYP}^{bilance})}{Q_{VT-VYP}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(17950,1 - 17892,77)}{17892,77} \cdot 100 = 0,32 \quad [%]$$

Rov. 5-98

## 5.5 Návrh VT\_EKO3

Tab. 5-15 parametry trubek VT\_EKO3

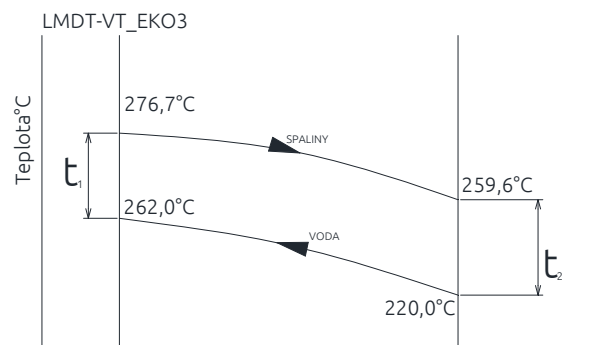
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	26,5	0,0265
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	33,7	0,0337
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	63,7	0,0637
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	5,3	0,0053
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	190	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	75,6	0,0756
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	70	0,0761



Obr. 5-9 Trubky VT\_EKO3

Tab. 5-16 Parametry vody VT\_EKO3

Výkon	Q <sub>VT_PRE</sub>	2179,6	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,00123	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	241,0	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>6VT</sub>	262,0	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>7VT</sub>	220,0	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	57,85	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>6VT</sub>	57,5	[bar]
Tlak na vstupu	p <sub>7VT</sub>	58,2	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	10,9	[kg/s]



Obr. 5-10 LMDT VT\_EKO3

### 5.5.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-99 vyjádřím entalpii na výstupu, a podle Rov. 5-100 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-99 je požadovaný výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-18 (Rov. 5-96 a 5-97 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-10 a Rov. 5-101 spočítám LMDT.

Tab. 5-17 Parametry spalin na vstupu VT\_EKO3

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>4</sub>	373,9	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>4</sub>	276,7	[°C]

$$Q_{VT\_EKO3} \cdot (1 + z_s) = Q_{4-5}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_4 - h_5) \Rightarrow$$

$$h_5 = h_4 - \frac{Q_{4-5}^{SP}}{M_{SP}} = 373,9 \cdot \frac{2179,6 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 350,8 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-99

$$t_5 = \frac{h_5}{h_4} \cdot t_4 = \frac{350,8}{373,9} \cdot 276,7 = 259,6 \quad [^\circ\text{C}]$$

Rov. 5-100

$$t_{str}^{4-5} = \frac{t_4 + t_5}{2} = \frac{276,7 + 259,6}{2} = 268,15 \quad [^\circ\text{C}]$$

$$LMDT^{VT\_EKO3} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(276,7 - 262,0) - (259,6 - 220,0)}{\ln \frac{(276,7 - 262,0)}{(259,6 - 220,0)}} = 25,12 \quad [^\circ\text{C}]$$

Rov. 5-101

### 5.5.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalin

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalin  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalin a rychlost. Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{VT-EKO3} = 46$ , stejná rozteč jako u VT\_EKO1-2.

$$M_{SP}^{VT-EKO3} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{268,154 + 273,15}{273,15} = 188,8 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-102

$$S_{SP}^{VT-EKO3} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT-EKO3} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT-EKO3}$$

$$S_{SP}^{VT-EKO3} = 3487,5 \cdot 14554,4 - 14554,4 \cdot 0,0337 \cdot 46 - 2 \cdot 0,0637 \cdot 0,001 \cdot 190 \cdot 46$$

$$S_{SP}^{VT-EKO3} = 27,93 = [m^2]$$

Rov. 5-103

$$w_{SP}^{VT-EKO3} = \frac{M_{SP}^{VT-EKO3}}{S_{SP}^{VT-EKO3}} = \frac{188,0}{29,93} = 6,76 \quad [m / s]$$

Rov. 5-104

Nyní můžu podle Rov. 5-17 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalin

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-105

$$\alpha_{1r} = (0,915 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,085) \cdot \frac{0,85 \cdot 48,86}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 48,86} = 31,9 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-106

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,94 \cdot 55,81 = 48,86 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-107

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,0337}{0,005} = 6,74 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,005} = 3 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 48 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 55,8 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-108

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,95$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,97$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0756}{0,0337} = 2,24 \quad [-]$$

Rov. 5-109

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0700}{0,0337} = 2,07 \quad [-]$$

Rov. 5-110

$c_f = 0,94$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{H_2O}^{OB} = 0,066 [-]$  a střední teplotu proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0053}{0,0337} - \frac{0,001}{0,0337}\right)} = 0,915 \quad [-]$$

Rov. 5-111

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,915 = 0,085 \quad [-]$$

Rov. 5-112

$E = 0,86$  [-] Součinitel efektivnosti žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0637}{0,0337} = 1,859 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-113

$$\beta \cdot h_z = 43,71 \cdot 0,015 = 0,69 \quad [-]$$

Rov. 5-114

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

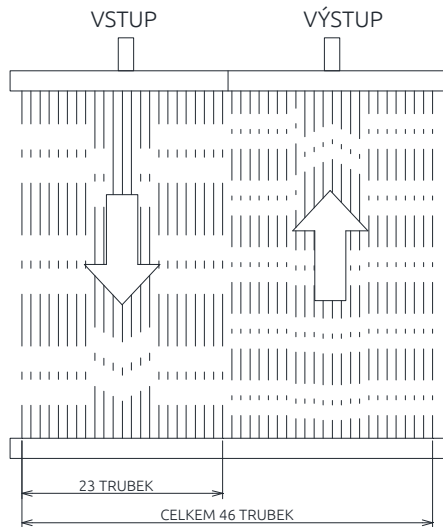
$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 55,8}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 55,8)}} = 41,2 \quad [-]$$

Rov. 5-115

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

### 5.5.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Při průtoku vody 46 trubkami v řadě by rychlost byla příliš malá, proto volím průtok vody řadou v obou směrech viz. Obr. 5-11. Rychlost vody je potom dána Rov. 5-116 kde počet trubek podělím dvěma.



Obr. 5-11 Směr proudění v jedné řadě trubek

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění vody, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_T$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-18.

Tab. 5-18 Parametry vody pro určení  $\alpha_{2r}$

Střední teplota	$t_{st}$	241,0	[°C]
Střední tlak	$p_{st}$	57,85	[bar]
Rychlost vody	$w_p$	1,05	[m/s]

$$f_p^{VT-EKO3} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{TR}^{VT-EKO3}}{2} = \frac{3,14 \cdot 0,0265^2}{4} \cdot 23 = 0,0127 \quad [m^2]$$

Rov. 5-116

$$w_p^{VT-EKO3} = \frac{M_{P1-VT} \cdot v}{f} = \frac{10,9 \cdot 0,00123}{0,0127} = 1,05 \quad [m/s]$$

Rov. 5-117

$$\alpha_{2r} = c_T \cdot \alpha_n = 1,12 \cdot 7600 = 8512 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-118

$$\text{Kde: } c_T = 1,12 \quad [-]; c_n = 7600 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.5.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použijí Rov. 5-61, která je platná pro proděnění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{VT\_EKO3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{VT\_EKO3}}{S_{p,1m}^{VT\_EKO3}}} = \frac{1}{\frac{1}{31,92} + \frac{1}{8512} \cdot \frac{1,04}{0,083}} = 30,5 \quad [W / m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-119

Kde:

$S_{SP,1m}^{VT\_EKO3}$  je plocha trubek včetně žeber (strana spalin) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO3} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO3} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 1 - \pi \cdot 0,0337 \cdot 190 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,0637 \cdot 190 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,0637^2 - 0,0337^2}{4} \right) \cdot 100$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO3} = 1,04 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-120

$S_{p,1m}^{VT\_EKO3}$  je plocha trubek (ze strany páry) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{VT\_EKO3} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0265 = 0,0832 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-121

### 5.5.5 Velikost výhřevné plochy VT\_EKO3

Z Rov. 5-122 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalin, dále podle Rov. 5-123 určím plochu jedné řady a Rov. 5-124 určím potřebný počet řad.

$$Q_{VT\_EKO3} = k_{VT\_EKO3} \cdot S_{VT\_EKO3} \cdot LMDT_{VT\_EKO3} \Rightarrow S_{cel}^{VT\_EKO3} = \frac{Q_{VT\_EKO3}}{k_{VT\_EKO3} \cdot LMDT_{VT\_EKO3}}$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO3} = \frac{2179,6}{31,92 \cdot 25,12} = 2845,5 \quad [m^2]$$

Rov. 5-122

$$S_{1Rada}^{VT\_EKO3} = B \cdot n_{TR}^{VT\_EKO3} \cdot S_{SP,1m}^{VT\_EKO3} = 14,554 \cdot 46 \cdot 1,04 = 697,7 \quad [m^2]$$

Rov. 5-123

$$n_{rad}^{VT\_EKO3} = \frac{S_{cel}^{VT\_EKO3}}{S_{1rada}^{VT\_EKO3}} = \frac{2845,5}{697,7} = 4,07 \quad [ks]$$

Rov. 5-124

VT\_EKO3 má 4 řady trubek

### 5.5.6 Bilance plochy VT\_EKO3

Protože jsem počet řad z Rov. 5-124 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalin pro určení konečné entalpie spalin za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{VT\_EKO3} = 4 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{VT\_PRE2} = 46 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO3} = n_{rad}^{VT\_EKO3} \cdot S_{1Rada}^{VT\_EKO3} = 4 \cdot 697,7 = 2790,9 \quad [m^2]$$

Rov. 5-125

Z Rov. 5-125 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalin) a ní vypočítám skutečný výkon Rov. 5-126, který v Rov. 5-127 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám novou entalpii a v Rov. 5-128 novou teplotu spalin. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-129 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{VT\_EKO3}^S = k_{VT\_EKO3} \cdot S_{VT\_EKO3} \cdot LMDT_{VT\_EKO3} = 31,92 \cdot 2790,9 \cdot 25,12 = 2137,8 \quad [kW]$$

Rov. 5-126

$$Q_{VT\_EKO3}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{-3}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_2 - h_3) \Rightarrow$$

$$h_5 = h_4 - \frac{Q_{SP}^{4-5}}{M_{SP}} = 276,7 \cdot \frac{2137,8 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 351,23 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-127

$$t_5 = \frac{h_5}{h_4} \cdot t_4 = \frac{351,23}{373,9} \cdot 441,3 = 259,94 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-128

$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{VT\_EKO3}^{skut} - Q_{VT\_EKO3}^{bilance})}{Q_{VT\_EKO3}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(2137,8 - 2179,6)}{2137,8} \cdot 100 = 1,95 \quad [\%]$$

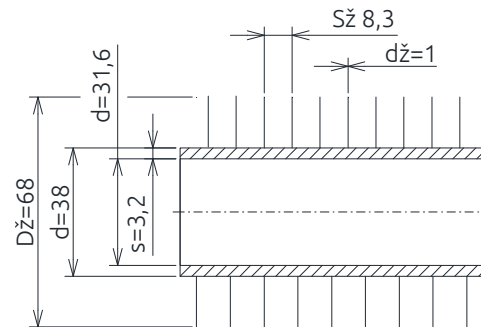
Rov. 5-129

## 5.6 Návrh NT\_PRE

Nyní po návrhu VT\_EKO3 a získání výsledných hodnot entalpie a teploty spalin můžu provést bilanci nízkotlaké části. Tuto bilanci jsem provedl v kap. 4.5.5. a Výkon na straně vody pro NT část v kap. 4.7

Tab. 5-19 parametry trubek NT\_PRE

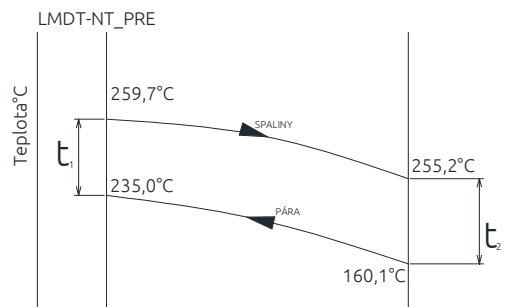
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	31,6	0,0316
Tloušťka stěny	s	3,2	0,0032
Vnější Ø trubky	D	38	0,038
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	68	0,068
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	8,3	0,0083
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	120	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	114	0,0114
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	70	0,070



Obr. 5-12 Trubky NT PRE

Tab. 5-20 parametry vody NT\_PRE

Výkon	Q <sub>NT_PRE</sub>	572,65	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,0344	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	197,6	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>1NT</sub>	235,0	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>2NT</sub>	160,1	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	6,1	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>6VT</sub>	6	[bar]
Tlak na vstup	p <sub>7VT</sub>	6,2	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	3,4	[kg/s]



Obr. 5-13 LMDT NT PRE

### 5.6.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-130 vyjádřím entalpii na výstupu, a podle Rov. 5-131 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-130 je požadovaný výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-21 (Rov. 5-127 a 5-128 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-13 a Rov. 5-132 spočítám LMDT.

Tab. 5-21 Parametry spalin na vstupu NT\_PRE

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>5</sub>	351,23	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>5</sub>	259,7	[°C]

$$Q_{NT\_PRE} \cdot (1 + z_s) = Q_{5-6}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_5 - h_6) \Rightarrow$$

$$h_6 = h_5 - \frac{Q_{5-6}^{SP}}{M_{SP}} = 351,23 \cdot \frac{572,7 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 345,2 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-130

$$t_6 = \frac{h_6}{h_5} \cdot t_5 = \frac{345,2}{351,23} \cdot 259,94 = 255,4 \quad [°C]$$

Rov. 5-131



$$t_{str}^{5-6} = \frac{t_5 + t_6}{2} = \frac{259,94 + 255,4}{2} = 257,7 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$LMDT^{NT-PRE} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(259,7 - 235,0) - (255,4 - 160,1)}{\ln \frac{(259,7 - 235,0)}{(255,4 - 160,1)}} = 52,5 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-132

### 5.6.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalín

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalín  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalín a rychlost. Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{NT-PRE} = 30$ .

$$M_{SP}^{NT-PRE} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{257,7 + 273,15}{273,15} = 185,2 \quad [\text{m}^3 / \text{s}]$$

Rov. 5-133

$$S_{SP}^{NT-PRE} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{NT-PRE} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{NT-PRE}$$

$$S_{SP}^{NT-PRE} = 3487,5 \cdot 14554,4 - 14554,4 \cdot 0,038 \cdot 30 - 2 \cdot 0,068 \cdot 0,001 \cdot 120 \cdot 30$$

$$S_{SP}^{NT-PRE} = 34,05 = [\text{m}^2]$$

Rov. 5-134

$$W_{SP}^{NT-PRE} = \frac{M_{SP}^{NT-PRE}}{S_{SP}^{NT-PRE}} = \frac{185,2}{34,05} = 5,44 \quad [\text{m} / \text{s}]$$

Rov. 5-135

Nyní můžu podle Rov. 5-17 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalín

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-136

$$\alpha_{1r} = (0,85 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,15) \cdot \frac{0,85 \cdot 43,22}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 43,22} = 28,9 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-137

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,8 \cdot 1,1 \cdot 0,96 \cdot 51,16 = 43,22 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-138

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,038}{0,0083} = 4,56 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,0083} = 1,8 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 44 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 51,16 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-139

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,8$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 1,1$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,114}{0,038} = 3 \quad [-]$$

Rov. 5-140

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0700}{0,038} = 1,84 \quad [-]$$

Rov. 5-141

$c_f = 0,96$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{OB}} = 0,066$  [-] a střední teplotu proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebra, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,068}{0,038}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0083}{0,038} - \frac{0,001}{0,038}\right)} = 0,85 \quad [-]$$

Rov. 5-142

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,915 = 0,085 \quad [-]$$

Rov. 5-143

$E = 0,86$  [-] Součinitel efektivnosti žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0637}{0,0337} = 1,79 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-144

$$\beta \cdot h_z = 43,71 \cdot 0,015 = 0,656 \quad [-]$$

Rov. 5-145

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 43,22}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 43,22)}} = 39,67 \quad [-]$$

Rov. 5-146

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

### 5.6.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění přehřáté páry, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_d$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-23.

Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{NT-PRE} = 30$ , při tomto počtu však vycházení příliš velké rychlosti páry, proto pára bude proudit ve dvou řadách rovnoběžně. Počet trubek tedy v Rov. 5-147 vynásobím dvěma.

Tab. 5-22 Parametry vody pro určení  $\alpha_{2r}$

Střední teplota	$t_{st}$	197,6	[°C]
Rychlost páry	$w_p$	24,86	[m/s]

$$f_P^{NT-PRE} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (n_{TR}^{NT-PRE} \cdot 2) = \frac{\pi \cdot 0,0316^2}{4} \cdot (30 \cdot 2) = 0,0471 \quad [m^2]$$

Rov. 5-147

$$w_P^{NT-PRE} = \frac{M_{P-NT} \cdot v}{f} = \frac{3,4 \cdot 0,344}{0,0471} = 24,86 \quad [m/s]$$

Rov. 5-148

$$\alpha_{2r} = c_d \cdot \alpha_n = 0,98 \cdot 330 = 323,4 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-149

$$\text{Kde: } c_D = 0,98 \quad [-]; c_n = 330 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.6.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použijí Rov. 5-150, která je platná pro prodělení vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{NT\_PRE} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{NT\_PRE}}{S_{p,1m}^{NT\_PRE}}} = \frac{1}{\frac{1}{28,89} + \frac{1}{323,4} \cdot \frac{0,73}{0,099}} = 17,4 \quad [W / m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-150

Kde:

$S_{SP,1m}^{NT\_PRE}$  je plocha trubek včetně žeber (strana spalín) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{NT\_PRE} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{NT\_PRE} = \pi \cdot 0,038 \cdot 1 - \pi \cdot 0,038 \cdot 120 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,068 \cdot 120 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,068^2 - 0,038^2}{4} \right) \cdot 120$$

$$S_{SP,1m}^{NT\_PRE} = 0,73 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-151

$S_{p,1m}^{NT\_PRE}$  je plocha trubek (ze strany páry) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{NT\_PRE} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0316 = 0,099 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-152

### 5.6.5 Velikost výhřevné plochy NT\_PRE

Z Rov. 5-153 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalín, dále podle Rov. 5-154 určím plochu jedné řady a Rov. 5-155 určím potřebný počet řad.

$$Q_{NT\_PRE} = k_{NT\_PRE} \cdot S_{NT\_PRE} \cdot LMDT_{NT\_PRE} \Rightarrow S_{cel}^{NT\_PRE} = \frac{Q_{NT\_PRE}}{k_{NT\_PRE} \cdot LMDT_{NT\_PRE}}$$

$$S_{cel}^{NT\_PRE} = \frac{572,7 \cdot 1000}{17,4 \cdot 52,5} = 655,7 \quad [m^2]$$

Rov. 5-153

V Rov. 5-154 beru jen jednu řadu trubek. Lichý počet řad kvůli zdvojenému uspořádání není proveditelný  $n_{rad}^{NT\_PRE}$  musí být sudý počet

$$S_{1radA}^{NT\_PRE} = B \cdot n_{TR}^{NT\_PRE} \cdot S_{SP,1m}^{NT\_PRE} = 14,554 \cdot 30 \cdot 0,73 = 318,6 \quad [m^2]$$

Rov. 5-154

$$n_{rad}^{NT\_PRE} = \frac{S_{cel}^{NT\_PRE}}{S_{1RADA}^{NT\_PRE}} = \frac{655,7}{318,6} = 1,96 \quad [ks]$$

Rov. 5-155

NT\_PRE má 2 řady trubek.

### 5.6.6 Bilance plochy NT\_PRE

Protože jsem počet řad z Rov. 5-155 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalin pro určení konečné entalpie spalin za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{NT\_PRE} = 2 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{NT\_PRE} = 30 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{NT\_PRE} = n_{rad}^{NT\_PRE} \cdot S_{1Rada}^{NT\_PRE} = 2 \cdot 318,6 = 637,3 \quad [m^2]$$

Rov. 5-156

Z Rov. 5-156 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalin) a zní vypočítám skutečný výkon který v Rov. 5-157 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám novou entalpii Rov. 158 a v Rov. 5-159 novou teplotu spalin. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-160 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{NT\_PRE}^S = k_{NT\_PRE} \cdot S_{NT\_PRE} \cdot LMDT_{NT\_PRE} = 17,4 \cdot 637,3 \cdot 52,5 = 583,27 \quad [kW]$$

Rov. 5-157

$$Q_{NT\_PRE}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{5-6}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_5 - h_6) \Rightarrow$$

$$h_6 = h_5 - \frac{Q_{5-6}^{SP}}{M_{SP}} = 259,94 \cdot \frac{583,27 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 345,05 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-158

$$t_6 = \frac{h_6}{h_5} \cdot t_{25} = \frac{345,05}{351,23} \cdot 259,94 = 255,36 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-159

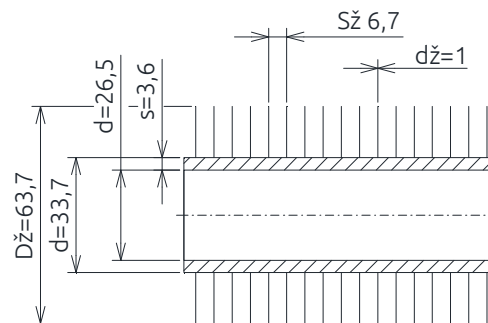
$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{NT\_PRE}^{skut} - Q_{NT\_PRE}^{bilance})}{Q_{NT\_PRE}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(583,27 - 572,65)}{583,27} \cdot 100 = 1,82 \quad [%]$$

Rov. 5-160

## 5.7 Návrh VT\_EKO2

Tab. 5-23 Parametry trubek VT EKO 2

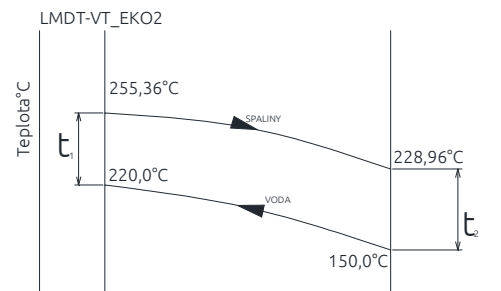
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	26,5	0,0265
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	33,7	0,0337
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	63,7	0,0637
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	6,7	0,0067
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	150	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	75,6	0,0756
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	70	0,070



Obr. 5-14 Trubky VT EKO2

Tab. 5-24 Parametry vody VT EKO2

Výkon	Q <sub>VT_PRE</sub>	3366,97	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,00113	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	185,0	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>7VT</sub>	220,0	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>8VT</sub>	150,0	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	58,55	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>7VT</sub>	58,2	[bar]
Tlak na vstup	p <sub>8VT</sub>	58,9	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	10,9	[kg/s]



Obr. 5-15 LMDT VT EKO2

### 5.7.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-161 vyjádřím entalpii na výstupu, a podle Rov. 5-162 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-161 je požadovaný výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-25 (Rov. 5-158 a 5-159 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-15 a Rov. 5-163 spočítám LMDT.

Tab. 5-25 Parametry spalin na vstupu VT EKO2

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>6</sub>	345,05	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>6</sub>	255,36	[°C]

$$Q_{VT\_EKO2} \cdot (1 + z_s) = Q_{6-7}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_4 - h_5) \Rightarrow$$

$$h_7 = h_6 - \frac{Q_{6-7}^{SP}}{M_{SP}} = 345,05 - \frac{3366,96 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 309,37 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-161

$$t_7 = \frac{h_7}{h_6} \cdot t_6 = \frac{309,37}{345,05} \cdot 255,36 = 228,96 \quad [^\circ\text{C}]$$

Rov. 5-162

$$t_{str}^{6-7} = \frac{t_6 + t_7}{2} = \frac{245,05 + 228,96}{2} = 242,16 \quad [^\circ\text{C}]$$

$$LMDT^{VT\_EKO2} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(245,05 - 220,0) - (228,96 - 150,0)}{\ln \frac{(245,05 - 220,0)}{(228,96 - 150,0)}} = 54,27 \quad [^\circ\text{C}]$$

Rov. 5-163

### 5.7.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalín

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalín  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalín a rychlost. Geometrie VT\_EKO2 je stejná jako u VT\_EKO3, Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{VT-EKO2} = 46$ ,

$$M_{SP}^{VT-EKO2} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{242,16 + 273,15}{273,15} = 179,73 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-164

$$S_{SP}^{VT-EKO2} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT-EKO2} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT-EKO2}$$

$$S_{SP}^{VT-EKO2} = 3487,5 \cdot 14554,4 - 14554,4 \cdot 0,0337 \cdot 46 - 2 \cdot 0,0637 \cdot 0,001 \cdot 150 \cdot 46$$

$$S_{SP}^{VT-EKO2} = 27,98 = [m^2]$$

Rov. 5-165

$$w_{SP}^{VT-EKO2} = \frac{M_{SP}^{VT-EKO2}}{S_{SP}^{VT-EKO2}} = \frac{179,73}{27,98} = 6,42 \quad [m / s]$$

Rov. 5-166

Nyní můžu podle Rov. 5-167 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalín

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-167

$$\alpha_{1r} = (0,884 \cdot 0,85 \cdot 1 + 0,116) \cdot \frac{0,85 \cdot 45,33}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 45,33} = 29,68 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-168

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 52,32 = 45,33 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-169

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,0337}{0,0067} = 5,05 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,0067} = 2,25 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 45 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 52,32 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-170

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,95$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,97$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0756}{0,0337} = 2,24 \quad [-]$$

Rov. 5-171

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0700}{0,0337} = 2,07 \quad [-]$$

Rov. 5-172

$c_f = 0,96$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{H_2O}^{OB} = 0,066 [-]$  a střední teplotu proudu spalín

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žeber, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0067}{0,0337} - \frac{0,001}{0,0337}\right)} = 0,884 \quad [-]$$

Rov. 5-173

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,884 = 0,116 \quad [-]$$

Rov. 5-174

$E = 0,85$  [-] Součinitel efektivity žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žeber

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0637}{0,0337} = 1,859 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-175

$$\beta \cdot h_z = 40,56 \cdot 0,015 = 0,61 \quad [-]$$

Rov. 5-176

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

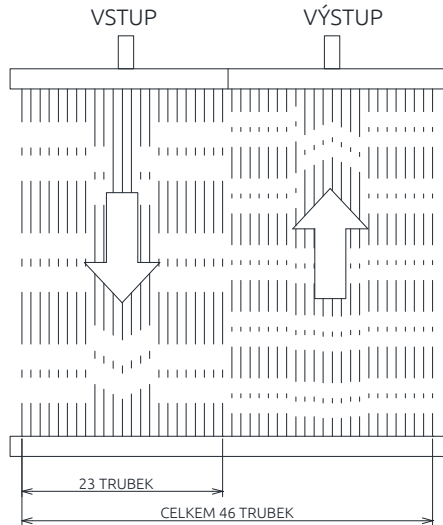
$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 45,33}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 45,33)}} = 40,56 \quad [-]$$

Rov. 5-177



### 5.7.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Při průtoku vody 46 trubkami v řadě by rychlost byla příliš malá, proto volím průtok vody řadou v obou směrech viz. Obr. 5-16. Rychlost vody je potom dána Rov. 5-179 kde počet trubek podělím dvěma.



Obr. 5-16 Směr proudění v jedné řadě trubek

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění vody, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_T$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-26.

Tab. 5-26 Parametry pro určení  $\alpha_{2r}$

Střední teplota	$t_{st}$	241,0	[°C]
Rychlost vody	$w_p$	0,97	[m/s]

$$f_P^{VT-EKO2} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{TR}^{VT-EKO2}}{2} = \frac{3,14 \cdot 0,0265^2}{4} \cdot 23 = 0,0127 \quad [m^2]$$

Rov. 5-178

$$w_P^{VT-EKO2} = \frac{M_{P1-VT} \cdot v}{f} = \frac{10,9 \cdot 0,00113}{0,0127} = 0,97 \quad [m/s]$$

Rov. 5-179

$$\alpha_{2r} = c_T \cdot \alpha_n = 1,12 \cdot 7200 = 8136 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-180

$$\text{Kde: } c_T = 1,12 \quad [-]; c_n = 7200 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.7.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použijí Rov. 5-181, která je platná pro prodění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{VT\_EKO2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{VT\_EKO2}}{S_{p,1m}^{VT\_EKO2}}} = \frac{1}{\frac{1}{29,68} + \frac{1}{8136} \cdot \frac{0,808}{0,0832}} = 28,7 \quad [W / m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-181

Kde:

$S_{SP,1m}^{VT\_EKO2}$  je plocha trubek včetně žeber (strana spalín) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO2} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO2} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 1 - \pi \cdot 0,0337 \cdot 150 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,0637 \cdot 150 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,0637^2 - 0,0337^2}{4} \right) \cdot 150$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO2} = 0,808 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-182

$S_{p,1m}^{VT\_EKO2}$  je plocha trubek (ze strany vody) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{VT\_EKO2} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0265 = 0,0832 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-183

### 5.7.5 Velikost výhřevné plochy VT\_EKO2

Z Rov. 5-184 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalín, dále podle Rov. 5-185 určím plochu jedné řady a Rov. 5-186 určím potřebný počet řad.

$$Q_{VT\_EKO2} = k_{VT\_EKO2} \cdot S_{VT\_EKO2} \cdot LMDT_{VT\_EKO2} \Rightarrow S_{cel}^{VT\_EKO2} = \frac{Q_{VT\_EKO2}}{k_{VT\_EKO2} \cdot LMDT_{VT\_EKO2}}$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO2} = \frac{3366,96 \cdot 1000}{28,7 \cdot 57,27} = 2163,84 \quad [m^2]$$

Rov. 5-184

$$S_{1Rada}^{VT\_EKO2} = B \cdot n_{TR}^{VT\_EKO2} \cdot S_{SP,1m}^{VT\_EKO2} = 14,554 \cdot 46 \cdot 0,80 = 541,0 \quad [m^2]$$

Rov. 5-185

$$n_{rad}^{VT\_EKO2} = \frac{S_{cel}^{VT\_EKO2}}{S_{1rada}^{VT\_EKO2}} = \frac{2163,84}{541,0} = 3,9996 \quad [ks]$$

Rov. 5-186

VT\_EKO2 má 4 řady trubek

### 5.7.6 Bilance plochy VT\_EKO2

Protože jsem počet řad z Rov. 5-186 zaokrouhlil, provedu přepočet výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalin pro určení konečné entalpie spalin za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{VT\_EKO2} = 4 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{VT\_EKO2} = 46 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO2} = n_{rad}^{VT\_EKO2} \cdot S_{1Rada}^{VT\_EKO2} = 4 \cdot 541,0 = 2164,0 \quad [m^2]$$

Rov. 5-187

Z Rov. 5-187 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalin) a zní vypočítám skutečný výkon který v Rov. 5-188 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám, novou entalpii Rov. 189 a v Rov. 5-190 novou teplotu spalin. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-191 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{VT\_EKO2}^S = k_{VT\_EKO2} \cdot S_{VT\_EKO2} \cdot LMDT_{VT\_EKO2} = 28,7 \cdot 2164,0 \cdot 57,27 = 3367,3 \quad [kW]$$

Rov. 5-188

$$Q_{VT\_EKO2}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{6-73}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_6 - h_7) \Rightarrow$$

$$h_7 = h_6 - \frac{Q_{SP}^{6-7}}{M_{SP}} = 345,05 - \frac{3367,3 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 309,37 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-189

$$t_7 = \frac{h_7}{h_6} \cdot t_6 = \frac{309,37}{345,05} \cdot 255,36 = 228,96 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-190

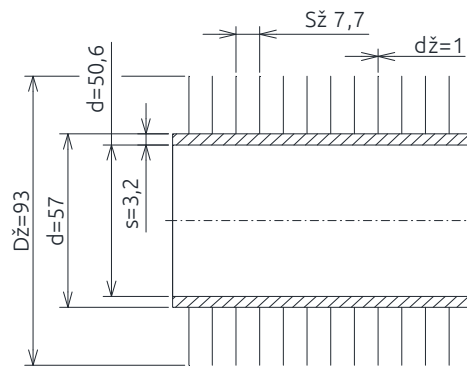
$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{VT\_EKO2}^{skut} - Q_{VT\_EKO2}^{balance})}{Q_{VT\_EKO2}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(3367,3 - 3366,96)}{2137,8} \cdot 100 = 0,0091 \quad [%]$$

Rov. 5-191

## 5.8 Návrh NT\_VYP

Tab. 5-27 Parametry trubek NT\_VYP

		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	50,6	0,0506
Tloušťka stěny	s	3,2	0,0032
Vnější Ø trubky	D	57	0,0570
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	93	0,0930
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	18	0,018
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	77	0,077
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	130	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	95,5	0,0955
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	85	0,085



Obr. 5-17 Trubky NT\_VYP

Protože znám pouze šířku spalínového kanálu musím určit počet trubek a rozteč S<sub>1</sub> v případě výparníku neberu ohled na proudění na straně vody a volím vystřídané uspořádání trubek s počtem n<sub>tr</sub>=36 a roztečí S<sub>1</sub>=95,5. Z rovnice pro šířku spalínového kanálu vyjádřím S<sub>1</sub> Rov. 5-192 a funkcí Hledání řešení a doporučení zvolit větší rozteč trubek, jsem po několika krocích došel k těmto parametrů n<sub>tr</sub>=36 a roztečí S<sub>1</sub>=95,5.

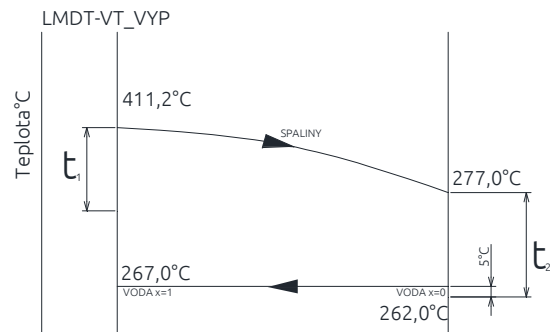
$$A = 0,5 \cdot S_1 + (n_{TR}^{NT-VYP} - 1) \cdot S_1 + S_1 \Rightarrow n_{TR}^{NT-VYP} = \frac{a - 0,5 \cdot S_1}{S_1}$$

$$n_{TR}^{NT-VYP} = \frac{3487,5 - 0,5 \cdot 95,5}{95,5} = 36$$

Rov. 5-192

Tab. 5-28 Parametry trubek NT\_VYP

Výkon	Q <sub>VT_VYP</sub>	7224,02	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	-	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	155,18	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>2NT</sub>	160,12	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>3NT</sub>	150,12	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	6,2	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>2NT</sub>	6,2	[bar]
Tlak na vstupu u	p <sub>3NT</sub>	6,2	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	3,4	[kg/s]



Obr. 5-18 LMDT NT\_VYP

### 5.8.1 Bilance spalín a LMDT

Z Rov. 5-193 vyjádřím entalpii na výstupu, a podle Rov. 5-194 spočítám teplotu spalín. Rov. 5-193 je požadovaný výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalín na vstupu jsou v Tab. 5-14 (Rov. 5-189 a Rov. 5-190 z přecházející výhřevné plochy). Podle Obr. 5-18 a Rov. 5-196 spočítám LMDT.

Tab. 5-29 Parametry spalín na vstupu do NT\_VYP

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>7</sub>	309,27	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>7</sub>	228,96	[°C]

$$Q_{NT\_VYP} \cdot (1 + z_s) = Q_{7-8}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_7 - h_8) \Rightarrow$$

$$h_8 = h_7 - \frac{Q_{7-8}^{SP}}{M_{SP}} = 345,05 - \frac{7224,02 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 232,81 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-193

$$t_7 = \frac{h_7}{h_6} \cdot t_4 = \frac{232,81}{309,37} \cdot 228,96 = 172,3 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-194

$$t_{str}^{7-8} = \frac{t_7 + t_8}{2} = \frac{228,96 + 172,3}{2} = 200,63 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-195

$$LMDT^{NT-VYP} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(228,96 - 160,1) - (172,3 - 150,1)}{\ln \frac{(228,96 - 160,1)}{(172,3 - 150,1)}} = 40,47 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-196

### 5.8.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalin

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalin  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalin a rychlost.

$$M_{SP}^{NT-VYP} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR}^{7-8} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{200,63 + 273,15}{273,15} = 165,25 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-197

$$S_{SP}^{NT-VYP} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{NT-VYP} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{NT-VYP}$$

$$S_{SP}^{NT-VYP} = 3,4875 \cdot 14,554 - 14,554 \cdot 0,057 \cdot 36 - 2 \cdot 0,019 \cdot 0,001 \cdot 130 \cdot 36$$

$$S_{SP}^{NT-VYP} = 20,72 = [m^2]$$

Rov. 5-198

$$w_{SP}^{NT-VYP} = \frac{M_{SP}^{NT-VYP}}{S_{SP}^{NT-VYP}} = \frac{165,25}{20,72} = 7,97 \quad [m / s]$$

Rov. 5-199

Nyní můžu podle Rov. 5-17 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalin

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-200

$$\alpha_{1r} = (0,876 \cdot 0,82 \cdot 1 + 0,124) \cdot \frac{0,85 \cdot 49,24}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 49,24} = 31,14 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-201

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 1,01 \cdot 1,04 \cdot 0,96 \cdot 48,83 = 49,24 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-202

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,057}{0,0077} = 7,41 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,018}{0,0077} = 2,34 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 42 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 48,83 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-203

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 1,01$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 1,04$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0955}{0,057} = 1,67 \quad [-]$$

Rov. 5-204

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,085}{0,057} = 1,49 \quad [-]$$

Rov. 5-205

$c_f = 0,96$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{OB}} = 0,066$  [-] a střední teploty proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebra, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,093}{0,057}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,093}{0,057}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0077}{0,057} - \frac{0,001}{0,057}\right)} = 0,876 \quad [-]$$

Rov. 5-206

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,876 = 0,124 \quad [-]$$

Rov. 5-207

$E = 0,82$  [-] Součinitel efektivity žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,093}{0,057} = 1,63 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-208

$$\beta \cdot h_z = 45,97 \cdot 0,018 = 0,76 \quad [-]$$

Rov. 5-209

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 49,24}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 49,24)}} = 42,14 \quad [-]$$

Rov. 5-210

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

### 5.8.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

U výparníku mohu  $1/\alpha_{2r}$  zanedbat, protože hodnoty vycházejí velice malé, budu však muset použít jiný vztah pro výpočet  $k$ , než u přehříváků resp. ekonomizérů.

### 5.8.4 Součinitel prostupu tepla $k$

Pro stanovení součinitele prostupu tepla  $k$ , použiji Rov. 5-211, která je platná pro prodění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{NT\_VYP} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{s}{\lambda} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{31,14} + \frac{0,0032}{43,5} + 0,002} = 29,25 \quad [W / m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-211

Kde:

$S$  je tloušťka stěny trubky [m]

$\varepsilon$  součinitel zanesení voleno při výpočtu  $\alpha_{1r}$

$\lambda$  součinitel tepelné vodivosti (volím stejné jako žebra) [W/mK]

### 5.8.5 Velikost výhřevné plochy $VT\_VYP$

Z Rov. 5-212 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalin, dále podle Rov. 5-65 určím plochu jedné řady a Rov. 5-66 určím potřebný počet řad.

$$Q_{NT\_VYP} = k_{NT\_VYP} \cdot S_{NT\_VYP} \cdot LMDT_{NT\_VYP} \Rightarrow S_{cel}^{NT\_VYP} = \frac{Q_{NT\_VYP}}{k_{NT\_VYP} \cdot LMDT_{NT\_VYP}}$$

$$S_{cel}^{NT\_VYP} = \frac{7224,01 \cdot 1000}{29,25 \cdot 40,73} = 6158,71 \quad [m^2]$$

Rov. 5-212

Rov. 5-213 udává plochu trubek na straně spalin včetně žebek na 1m trubky. Z této hodnoty se v Rov. 5-214 určí celková plocha jedné řady trubek. A v Rov.5-215 počet řad trubek

$$S_{SP,1m}^{NT\_VYP} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{NT\_VYP} = \pi \cdot 0,057 \cdot 1 - \pi \cdot 0,057 \cdot 130 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,093 \cdot 130 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,093^2 - 0,057^2}{4} \right) \cdot 130$$

$$S_{SP,1m}^{NT\_VYP} = 1,29 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-213

$$S_{1Rada}^{NT\_VYP} = B \cdot n_{TR}^{NT\_VYP} \cdot S_{SP,1m}^{NT\_VYP} = 14,554 \cdot 35 \cdot 1,29 = 678,95 \quad [m^2]$$

Rov. 5-214

$$n_{rad}^{NT\_VYP} = \frac{S_{cel}^{NT\_VYP}}{S_{1Rada}^{NT\_VYP}} = \frac{6158,71}{678,95} = 9,07 \quad [ks]$$

Rov. 5-215

NT\_VYP má 9 řad trubek

### 5.8.6 Bilance plochy NT\_VYP

Protože jsem počet řad z Rov. 5-215 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalin pro určení konečné entalpie spalin za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{NT-VYP} = 9 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{NT-VYP} = 36 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{NT-VYP} = n_{rad}^{NT-VYP} \cdot S_{1Rada}^{NT-VYP} = 36 \cdot 1,29 = 6110,6 \quad [m^2]$$

Rov. 5-216

Z Rov. 5-216 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalin) a nyní vypočítám skutečný výkon v Rov. 5-217 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám novou entalpii v Rov. 5-218 novou teplotu spalin. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-219 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{NT-VYP}^S = k_{NT-VYP} \cdot S_{NT-VYP} \cdot LMDT_{NT-VYP} = 29,25 \cdot 6110,6 \cdot 40,47 = 7167,54 \quad [kW]$$

Rov. 5-217

$$Q_{NT-VYP}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{7-8}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_7 - h_8) \Rightarrow$$

$$h_8 = h_7 - \frac{Q_{7-8}^{SP}}{M_{SP}} = 309,37 - \frac{7167,54 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 234,13 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-218

$$t_8 = \frac{h_8}{h_7} \cdot t_7 = \frac{234,13}{309,37} \cdot 228,96 = 173,28 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-219

$$\text{Rozdíl} = \frac{\text{abs}(Q_{NT-VYP}^{skut} - Q_{NT-VYP}^{bilance})}{Q_{NT-VYP}^{skut}} \cdot 100 = \frac{\text{abs}(7167,54 - 7224,01)}{7167,54} \cdot 100 = 0,79 \quad [\%]$$

Rov. 5-220

### 5.9 VT\_EKO1 jako jeden celek

V této kapitole provedu jen bilanci spalin pro poslední stupeň EKA. A tím ukážu nutnost poslední stupně EKA rozdělit na několik stupňů tak, aby rozdíl teplot spalin a vody byl vždy dostatečný. Výkon  $Q_{VT\_EKO1} = 4588,8 [kW]$  beru z bilance kap. 4.6.9

Z Rov. 5-221 vyjádřím entalpii na výstupu, a podle Rov. 5-222 spočítám teplotu spalin. V Rov. 5-193 je požadovaný výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-30 (Rov. 5-218 a Rov. 5-219 z přecházející výhřevné plochy).

Tab. 5-30 Parametry spalin na vstupu VT EKO1

$M_{SP}$	95,27	$[Nm^3/s]$
$h_8$	234,13	$[kJ/Nm^3]$
$t_8$	173,28	$[^{\circ}C]$

$$Q_{VT\_EKO1} \cdot (1 + z_s) = Q_{8-out}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_8 - h_{out}) \Rightarrow$$

$$h_{out} = h_8 - \frac{Q_{8-out}^{SP}}{M_{SP}} = 234,13 - \frac{4588,8 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 185,5 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-221

$$t_{out} = \frac{h_{out}}{h_8} \cdot t_8 = \frac{185,5}{234,13} \cdot 173,28 = 137,3 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-222

Teplota spalin na vstupu do NT\_EKA je menší, jako teplota vody na výstupu z NT EKA. Proto je vhodné jednotlivé řady ekonomizéru prostřídát viz Obr.4-3 kap 4-6.

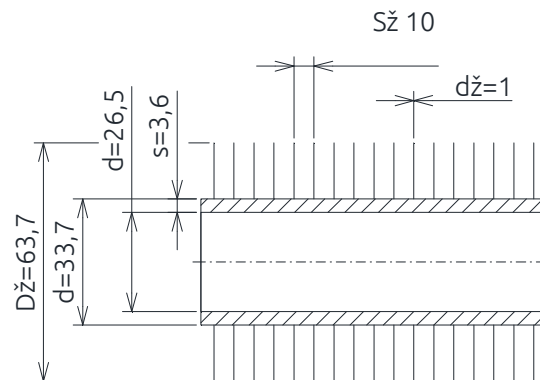


## 5.10 Návrh VT\_EKO13

U posledních stupňů EKA je postup výpočtu opačný. Použil jsem funkci hledání řešení a pro navržené parametry trubek a počet řad jsem vypočítal teplotu na vstupu na straně vody. A hodnotu ověřil po přepočítání součinitele přestupu tepla. Uvádím zde výsledek tohoto postupu ve vzorcích, které jsou stejné jako u VT\_EKO2 a 3, kde jsem se změnou parametrů trubek snažil dosáhnout požadovaného výkonu.

Tab. 5-31 Parametry trubek VT\_EKO13

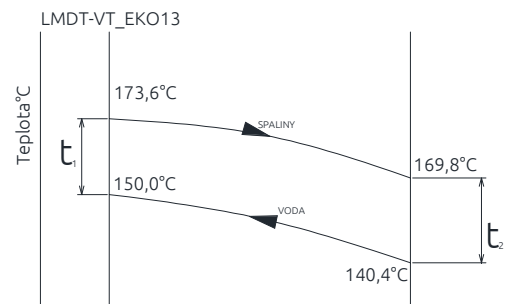
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	26,5	0,0265
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	33,7	0,0337
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	63,7	0,0637
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žebér	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žebér	s <sub>ž</sub>	10	0,010
Počet žebér	n <sub>ž</sub>	100	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	75,6	0,0756
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	70	0,070



Obr. 5-19 Trubky VT EKO 13

Tab. 5-32 Parametry vody VT\_EKO13

Výkon	Q <sub>VT_EKO13</sub>	448,02	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,00108	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	145,2	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>8VT</sub>	150,0	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>9VT</sub>	145,2	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	58,935	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>8VT</sub>	58,9	[bar]
Tlak na vstupu	p <sub>9VT</sub>	58,97	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	10,9	[kg/s]



Obr. 5-20 LMDT VT EKO13

### 5.10.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-223 vyjádřím entalpii spalin, a podle Rov. 5-224 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-161 je výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-18 (Rov. 5-218 a 5-219 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-20 a Rov. 5-225 spočítám LMDT.

Tab. 5-33 Parametry spalin VT\_EKO13

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>9</sub>	234,13	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>9</sub>	173,28	[°C]

$$Q_{VT\_EKO13} \cdot (1 + z_s) = Q_{8-9}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_8 - h_9) \Rightarrow$$

$$h_9 = h_8 - \frac{Q_{9-8}^{SP}}{M_{SP}} = 234,12 - \frac{448,02 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 229,4 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-223

$$t_9 = \frac{h_9}{h_8} \cdot t_8 = \frac{229,4}{234,12} \cdot 173,27 = 169,8 \quad [^\circ\text{C}]$$

Rov. 5-224

$$t_{str}^{8-9} = \frac{t_8 + t_9}{2} = \frac{173,27 + 169,76}{2} = 171,52 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$LMDT^{VT\_EKO13} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(173,27 - 150,0) - (169,8 - 140,4)}{\ln \frac{(173,27 - 150,0)}{(169,8 - 140,4)}} = 26,02 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-225

### 5.10.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalín

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalín  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalín a rychlost. Geometrie VT\_EKO13 je stejná jako u VT\_EKO3 a 2, Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{VT\_EKO13} = 46$ ,

$$M_{SP}^{VT\_EKO13} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{171,52 + 273,15}{273,15} = 155,09 \quad [\text{m}^3 / \text{s}]$$

Rov. 5-226

$$S_{SP}^{VT\_EKO13} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT\_EKO13} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT\_EKO13}$$

$$S_{SP}^{VT\_EKO13} = 3487,5 \cdot 14554,4 - 14554,4 \cdot 0,0337 \cdot 46 - 2 \cdot 0,0637 \cdot 0,001 \cdot 100 \cdot 46$$

$$S_{SP}^{VT\_EKO13} = 28,05 = [\text{m}^2]$$

Rov. 5-227

$$w_{SP}^{VT\_EKO13} = \frac{M_{SP}^{VT\_EKO13}}{S_{SP}^{VT\_EKO13}} = \frac{155,09}{28,05} = 5,53 \quad [\text{m} / \text{s}]$$

Rov. 5-228

Nyní můžu podle Rov. 5-229 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalín

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-229

$$\alpha_{1r} = (0,83 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,17) \cdot \frac{0,85 \cdot 32,8}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 32,8} = 22,4 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-230

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 1,02 \cdot 41,86 = 32,79 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-231

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,0337}{0,01} = 3,37 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,01} = 1,5 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 36 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 41,86 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-232

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně zjistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,95$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,96$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0756}{0,0337} = 2,24 \quad [-]$$

Rov. 5-233

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0700}{0,0337} = 2,07 \quad [-]$$

Rov. 5-234

$c_f = 1,02$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{OB}} = 0,066$  [-] a střední teplotu proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebra, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,01}{0,0337} - \frac{0,001}{0,0337}\right)} = 0,828 \quad [-]$$

Rov. 5-235

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,884 = 0,116 \quad [-]$$

Rov. 5-236

$E = 0,86$  [-] Součinitel efektivity žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W/mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0637}{0,0337} = 1,89 \quad [W/mK]$$

Rov. 5-237

$$\beta \cdot h_z = 34,84 \cdot 0,015 = 0,522 \quad [-]$$

Rov. 5-238

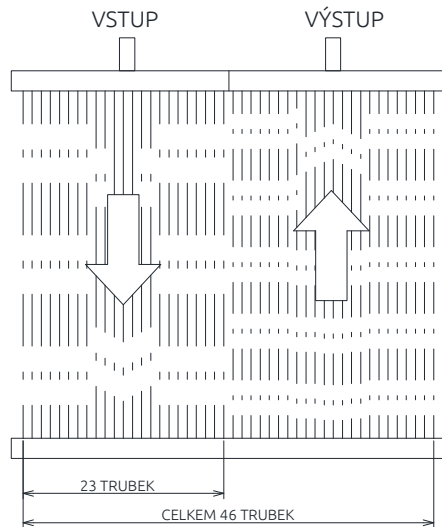
$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 32,8}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 32,8)}} = 34,84 \quad [-]$$

Rov. 5-239

### 5.10.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Při průtoku vody 46 trubkami v řadě by rychlost byla příliš malá, proto volím průtok vody řadou v obou směrech viz. Obr. 5-21. Rychlost vody je potom dána Rov. 5-241 kde počet trubek podělím dvěma.



Obr. 5-21 Směr proudění v jedné řadě trubek

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění vody, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_T$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-19.

Tab. 5-34 Parametry pro určení  $\alpha_{2r}$

Střední teplota	$t_{st}$	145,2	[°C]
Rychlost vody	$w_p$	0,93	[m/s]

$$f_P^{VT-EKO13} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{TR}^{VT-EKO13}}{2} = \frac{3,14 \cdot 0,0265^2}{4} \cdot 23 = 0,0127 \quad [m^2]$$

Rov. 5-240

$$w_P^{VT-EKO13} = \frac{M_{P1-VT} \cdot v}{f} = \frac{10,9 \cdot 0,00108}{0,0127} = 0,93 \quad [m/s]$$

Rov. 5-241

$$\alpha_{2r} = c_T \cdot \alpha_n = 1,05 \cdot 7000 = 7350 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-242

$$\text{Kde: } c_T = 1,05 \quad [-]; \quad c_n = 7000 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.10.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použijí Rov. 5-243, která je platná pro proudění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{VT\_EKO13} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{VT\_EKO13}}{S_{p,1m}^{VT\_EKO13}}} = \frac{1}{\frac{1}{22,4} + \frac{1}{7350} \cdot \frac{0,574}{0,0832}} = 22,0 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-243

Kde:

$S_{SP,1m}^{VT\_EKO13}$  je plocha trubek včetně žebek (strana spalín) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO13} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO13} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 1 - \pi \cdot 0,0337 \cdot 100 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,0637 \cdot 100 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,0637^2 - 0,0337^2}{4} \right) \cdot 100$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO13} = 0,574 \quad [m^2/m]$$

Rov. 5-244

$S_{p,1m}^{VT\_EKO13}$  je plocha trubek (ze strany vody) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{VT\_EKO13} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0265 = 0,0832 \quad [m^2/m]$$

Rov. 5-245

### 5.10.5 Velikost výhřevné plochy VT\_EKO13

Z Rov. 5-246 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalín, dále podle Rov. 5-247 určím plochu jedné řady a z Rov. 5-248 určím potřebný počet řad.

$$Q_{VT\_EKO13} = k_{VT\_EKO13} \cdot S_{VT\_EKO13} \cdot LMDT_{VT\_EKO13} \Rightarrow S_{cel}^{VT\_EKO13} = \frac{Q_{VT\_EKO13}}{k_{VT\_EKO13} \cdot LMDT_{VT\_EKO13}}$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO13} = \frac{448,02 \cdot 1000}{22,0 \cdot 26,2} = 778,04 \quad [m^2]$$

Rov. 5-246

$$S_{1Rada}^{VT\_EKO13} = B \cdot n_{TR}^{VT\_EKO13} \cdot S_{SP,1m}^{VT\_EKO13} = 14,554 \cdot 46 \cdot 0,574 = 384,3 \quad [m^2]$$

Rov. 5-247

$$n_{rad}^{VT\_EKO13} = \frac{S_{cel}^{VT\_EKO13}}{S_{1rada}^{VT\_EKO13}} = \frac{778,04}{384,3} = 2,02 \quad [ks]$$

Rov. 5-248

VT\_EKO13 má 2 řady trubek

### 5.10.6 Bilance plochy VT\_EKO13

Protože jsem počet řad z Rov. 5-248 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalín pro určení konečné entalpie spalín za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{VT\_EKO13} = 2 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{VT\_EKO13} = 46 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO13} = n_{rad}^{VT\_EKO13} \cdot S_{1Rada}^{VT\_EKO13} = 2 \cdot 384,3 = 768,6 \quad [m^2]$$

Rov. 5-249

Z Rov. 5-249 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalín) a ní vypočítám skutečný výkon který v Rov. 5-250 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám, novou entalpii Rov. 251 a v Rov. 5-252 novou teplotu spalín. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-253 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{VT\_EKO13}^S = k_{VT\_EKO13} \cdot S_{VT\_EKO13} \cdot LMDT_{VT\_EKO13} = 22,0 \cdot 768,6 \cdot 26,2 = 442,6 \quad [kW]$$

Rov. 5-250

$$Q_{VT\_EKO13}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{8-9}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_8 - h_9) \Rightarrow$$

$$h_9 = h_8 - \frac{Q_{SP}^{8-9}}{M_{SP}} = 234,13 - \frac{442,6 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 229,4 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-251

$$t_9 = \frac{h_9}{h_8} \cdot t_8 = \frac{169,81}{234,13} \cdot 173,3 = 169,76 \quad [^\circ C]$$

Rov. 5-252

$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{VT\_EKO13}^{skut} - Q_{VT\_EKO13}^{bilance})}{Q_{VT\_EKO13}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(442,6 - 448,02)}{442,6} \cdot 100 = 1,23 \quad [\%]$$

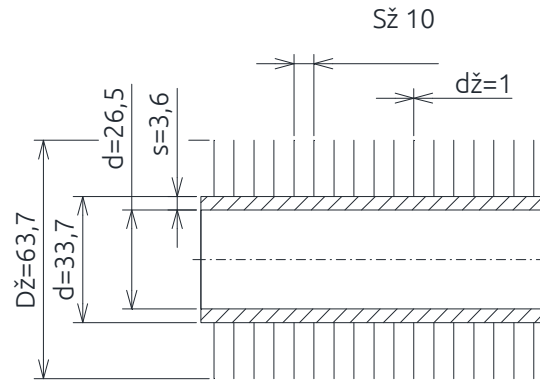
Rov. 5-253

## 5.11 Návrh NT\_EKO2

U NT\_EKA2 jsem použil stejný způsob návrhu jako u VT\_EKO13, tedy použil jsem funkci hledání řešení a pro navržené parametry trubek a počet řad jsem vypočetl teplotu na vstupu na straně vody. A hodnotu ověřil po přepočítání součinitele přestupu tepla. Uvádím zde výsledek tohoto postupu ve vzorcích, které jsou stejné jako u VT\_EKO 3 a 2, kde jsem se změnou parametrů trubek snažil dosáhnout požadovaného výkonu.

Tab. 5-35 Parametry trubek NT\_EKO2

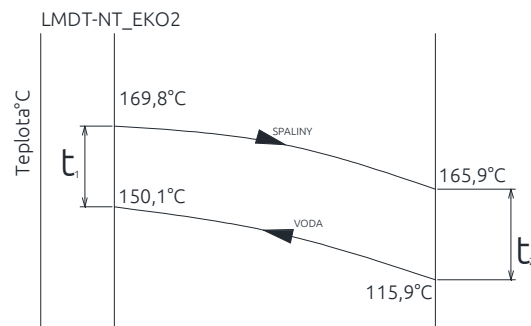
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	26,5	0,0265
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	33,7	0,0337
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	63,7	0,0637
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	10	0,010
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	100	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	82	0,082
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	70	0,070



Obr. 5-22 Trubky NT\_EKO2

Tab. 5-36 Parametry trubek NT\_EKO2

Výkon	Q <sub>NT_EKO2</sub>	496,95	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,00107	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	133,0	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>3NT</sub>	150,12	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>4NV</sub>	115,9	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	6,5	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>3NV</sub>	6,2	[bar]
Tlak na vstup	p <sub>4VT</sub>	6,8	[bar]
Množství páry	M <sub>pNT</sub>	3,4	[kg/s]



Obr. 5-23 LMDT NT\_EKO2

### 5.11.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-254 vyjádřím entalpii spalin, a podle Rov. 5-256 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-254 je výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-37 (Rov. 5-254 a 5-252 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-23 a Rov. 5-256 spočítám LMDT.

Tab. 5-37 Parametry spalin NT\_EKO2

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>9</sub>	229,44	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>9</sub>	169,8	[°C]

$$Q_{NT\_EKO2} \cdot (1 + z_s) = Q_{9-10}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_9 - h_{10}) \Rightarrow$$

$$h_{10} = h_9 - \frac{Q_{10-9}^{SP}}{M_{SP}} = 229,4 - \frac{496,95 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 224,2 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-254

$$t_{10} = \frac{h_{10}}{h_9} \cdot t_9 = \frac{224,2}{229,44} \cdot 169,9 = 165,9 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-255

$$t_{str}^{10-9} = \frac{t_{10} + t_9}{2} = \frac{169,8 + 165,9}{2} = 167,85 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$LMDT^{NT-EKO2} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(169,8 - 150,1) - (165,9 - 115,8)}{\ln \frac{169,8 - 150,1}{165,9 - 115,8}} = 32,53 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-256

### 5.11.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalín

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalín  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalín a rychlost. Geometrie VT\_EKO13 je stejná jako u VT\_EKO3 a 2, Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{NT-EKO2} = 42$ , viz kap 5.11.3

$$M_{SP}^{NT-EKO2} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{167,85 + 273,15}{273,15} = 153,81 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-257

$$S_{SP}^{NT-EKO2} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{NT-EKO2} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{NT-EKO2}$$

$$S_{SP}^{NT-EKO2} = 3487,5 \cdot 14554,4 - 14554,4 \cdot 0,0337 \cdot 42 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 100 \cdot 42$$

$$S_{SP}^{NT-EKO2} = 30,03 = [m^2]$$

Rov. 5-258

$$w_{SP}^{NT-EKO2} = \frac{M_{SP}^{NT-EKO2}}{S_{SP}^{NT-EKO2}} = \frac{153,81}{30,03} = 5,12 \quad [m / s]$$

Rov. 5-259

Nyní můžu podle Rov. 5-260 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalín

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-260

$$\alpha_{1r} = (0,828 \cdot 0,85 \cdot 1 + 0,172) \cdot \frac{0,85 \cdot 32,23}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 32,23} = 21,84 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-261

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,8 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 44,18 = 32,23 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-262

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,0337}{0,01} = 3,37 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,01} = 1,5 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 38 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 44,18 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-263

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně zjistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,8$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,97$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,082}{0,0337} = 2,43 \quad [-]$$

Rov. 5-264



Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0700}{0,0337} = 2,07 \quad [-]$$

Rov. 5-265

$c_f = 0,98$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{OB}} = 0,066$  [-] a střední teplotu proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebra, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,01}{0,0337} - \frac{0,001}{0,0337}\right)} = 0,828 \quad [-]$$

Rov. 5-266

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,884 = 0,116 \quad [-]$$

Rov. 5-267

$E = 0,85$  [-] Součinitel efektivity žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0637}{0,0337} = 1,89 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-268

$$\beta \cdot h_z = 34,84 \cdot 0,015 = 0,518 \quad [-]$$

Rov. 5-269

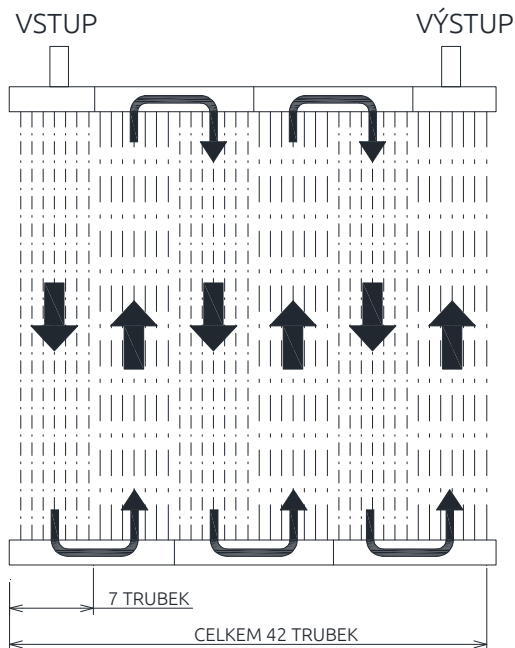
$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 32,23}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 32,23)}} = 34,56 \quad [-]$$

Rov. 5-270

### 5.11.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Při průtoku vody 42 trubkami v řadě by rychlost byla příliš malá, proto volím průtok vody řadou v šesti svazcích po sedmi trubkách viz Obr. 5-24. Rychlost vody je potom dána Rov. 5-272 kde počet trubek podělím šesti.



Obr. 5-24 Směr proudění v jedné řadě trubek

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění vody, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_T$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-19.

Tab. 5-38 Parametry pro určení  $\alpha_{2r}$

Střední teplota	$t_{st}$	133,02	[°C]
Rychlost vody	$w_p$	0,94	[m/s]

$$f_P^{NT-EKO2} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{TR}^{NT-EKO2}}{6} = \frac{3,14 \cdot 0,0265^2}{4} \cdot 7 = 0,0039 \quad [m^2]$$

Rov. 5-271

$$w_P^{NT-EKO2} = \frac{M_{P-NT} \cdot v}{f} = \frac{3,4 \cdot 0,00107}{0,0039} = 0,94 \quad [m/s]$$

Rov. 5-272

$$\alpha_{2r} = c_T \cdot \alpha_n = 1 \cdot 7000 = 7000 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-273

$$\text{Kde: } c_T = 1 \quad [-]; \quad c_n = 7000 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.11.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použijí Rov. 5-274, která je platná pro proudění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{NT\_EKO2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{NT\_EKO2}}{S_{p,1m}^{NT\_EKO2}}} = \frac{1}{\frac{1}{21,83} + \frac{1}{7000} \cdot \frac{0,574}{0,0832}} = 21,3 \quad [W / m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-274

Kde:

$S_{SP,1m}^{NT\_EKO2}$  je plocha trubek včetně žebek (strana spalin) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{NT\_EKO2} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{NT\_EKO2} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 1 - \pi \cdot 0,0337 \cdot 100 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,0637 \cdot 100 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,0637^2 - 0,0337^2}{4} \right) \cdot 100$$

$$S_{SP,1m}^{NT\_EKO2} = 0,574 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-275

$S_{p,1m}^{NT\_EKO2}$  je plocha trubek (ze strany vody) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{NT\_EKO2} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0265 = 0,0832 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-276

### 5.11.5 Velikost výhřevné plochy NT\_EKO2

Z Rov. 5-277 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalin, dále podle Rov. 5-278 určím plochu jedné řady a z Rov. 5-279 určím potřebný počet řad.

$$Q_{NT\_EKO2} = k_{NT\_EKO2} \cdot S_{NT\_EKO2} \cdot LMDT_{NT\_EKO2} \Rightarrow S_{cel}^{NT\_EKO2} = \frac{Q_{NT\_EKO2}}{k_{NT\_EKO2} \cdot LMDT_{NT\_EKO2}}$$

$$S_{cel}^{NT\_EKO2} = \frac{496,95 \cdot 1000}{21,3 \cdot 32,53} = 715,87 \quad [m^2]$$

Rov. 5-277

$$S_{1Rada}^{NT\_EKO2} = B \cdot n_{TR}^{NT\_EKO2} \cdot S_{SP,1m}^{NT\_EKO2} = 14,554 \cdot 42 \cdot 0,574 = 354,38 \quad [m^2]$$

Rov. 5-278

$$n_{rad}^{NT\_EKO2} = \frac{S_{cel}^{NT\_EKO2}}{S_{1rada}^{NT\_EKO2}} = \frac{778,04}{357,89} = 2,02 \quad [ks]$$

Rov. 5-279

NT\_EKO2 má 2 řady trubek

### 5.11.6 Bilance plochy NT\_EKO2

Protože jsem počet řad z Rov. 5-279 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalin pro určení konečné entalpie spalin za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{NT\_EKO2} = 2 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{NT\_EKO2} = 42 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{NT\_EKO2} = n_{rad}^{NT\_EKO2} \cdot S_{1Rada}^{NT\_EKO2} = 2 \cdot 354,38 = 708,8 \quad [m^2]$$

Rov. 5-280

Z Rov. 5-280 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalin) a ní vypočítám skutečný výkon, který v Rov. 5-281 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám, novou entalpii Rov. 282 a v Rov. 5-283 novou teplotu spalin. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-284 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{NT\_EKO2}^S = k_{NT\_EKO2} \cdot S_{NT\_EKO2} \cdot LMDT_{NT\_EKO2} = 21,3 \cdot 768,6 \cdot 32,53 = 492,02 \quad [kW]$$

Rov. 5-281

$$Q_{NT\_EKO2}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{9-10}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_9 - h_{10}) \Rightarrow$$

$$h_{10} = h_9 - \frac{Q_{9-10}^{SP}}{M_{SP}} = 229,44 - \frac{492,02 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 224,23 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-282

$$t_{10} = \frac{h_{10}}{h_9} \cdot t_9 = \frac{224,23}{229,23} \cdot 169,8 = 165,95 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-283

$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{NT\_EKO2}^{skut} - Q_{NT\_EKO2}^{bilance})}{Q_{NT\_EKO2}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(492,02 - 496,95)}{492,02} \cdot 100 = 1,23 \quad [%]$$

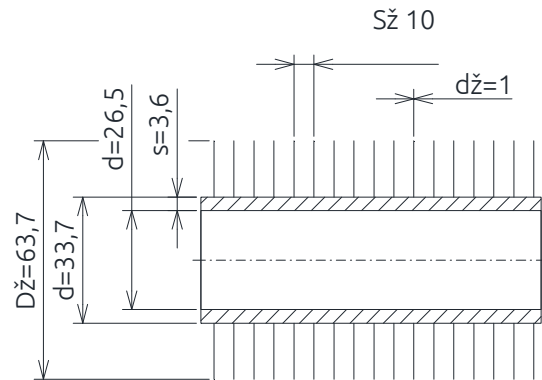
Rov. 5-284

## 5.12 Návrh VT\_EKO12

Postup výpočtu je shodný jako u VT EKO13.

Tab. 5-39 Parametry trubek VT\_EKO12

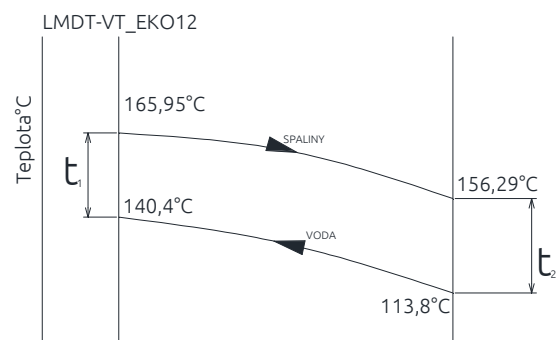
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	26,5	0,0265
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	33,7	0,0337
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	63,7	0,0637
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žebra	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žebra	s <sub>ž</sub>	10	0,010
Počet žebra	n <sub>ž</sub>	100	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	75,6	0,0756
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	70	0,070



Obr. 5-25 Trubky VT EKO12

Tab. 5-40 Parametry vody VT\_EKO12

Výkon	Q <sub>VT_EKO12</sub>	1230,83	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,00106	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	127,09	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>9VT</sub>	140,39	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>10VT</sub>	113,78	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	59,093	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>9VT</sub>	58,97	[bar]
Tlak na vstupu	p <sub>10VT</sub>	59,215	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	10,9	[kg/s]



Obr. 5-26 LMDT VT EKO12

### 5.12.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-285 vyjádřím entalpii spalin, a podle Rov. 5-286 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-285 je výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-41 (Rov. 5-218 a 5-219 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-26 a Rov. 5-287 spočítám LMDT.

Tab. 5-41 Parametry spalin na vstupu VT\_EKO12

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>10</sub>	224,23	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>10</sub>	165,95	[°C]

$$Q_{VT\_EKO12} \cdot (1 + z_s) = Q_{10-11}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_{10} - h_{11}) \Rightarrow$$

$$h_{11} = h_{10} - \frac{Q_{10-11}^{SP}}{M_{SP}} = 224,23 - \frac{1230,83 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 211,2 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-285

$$t_{11} = \frac{h_{11}}{h_{10}} \cdot t_{10} = \frac{211,2}{224,23} \cdot 165,95 = 156,3 \quad [°C]$$

Rov. 5-286

$$t_{str}^{10-11} = \frac{t_{10} + t_{11}}{2} = \frac{165,95 + 156,3}{2} = 161,12 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$LMDT^{VT\_EKO12} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(165,95 - 140,39) - (156,29 - 113,78)}{\ln \frac{(165,95 - 140,39)}{(156,29 - 113,78)}} = 33,31 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-287

### 5.12.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalin

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalin  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalin a rychlost. Geometrie VT\_EKO12 je stejná jako u VT\_EKO 3,2 a13, Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{VT\_EKO12} = 46$ ,

$$M_{SP}^{VT\_EKO12} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{161,12 + 273,15}{273,15} = 151,45 \quad [\text{m}^3 / \text{s}]$$

Rov. 5-288

$$S_{SP}^{VT\_EKO12} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT\_EKO12} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT\_EKO12}$$

$$S_{SP}^{VT\_EKO12} = 3487,5 \cdot 14554,4 - 14554,4 \cdot 0,0337 \cdot 46 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 100 \cdot 46$$

$$S_{SP}^{VT\_EKO12} = 28,05 = [\text{m}^2]$$

Rov. 5-289

$$w_{SP}^{VT\_EKO12} = \frac{M_{SP}^{VT\_EKO12}}{S_{SP}^{VT\_EKO12}} = \frac{151,45}{28,05} = 5,40 \quad [\text{m} / \text{s}]$$

Rov. 5-290

Nyní můžu podle Rov. 5-291 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalin

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-291

$$\alpha_{1r} = (0,83 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,17) \cdot \frac{0,85 \cdot 36,89}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 36,89} = 25,03 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-292

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,9 \cdot 0,96 \cdot 1,02 \cdot 41,86 = 36,89 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-293

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,0337}{0,01} = 3,37 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,01} = 1,5 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 36 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 41,86 \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}]$$

Rov. 5-294

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně zjistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,9$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,96$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0756}{0,0337} = 2,24 \quad [-]$$

Rov. 5-295

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0700}{0,0337} = 2,07 \quad [-]$$

Rov. 5-296

$c_f = 1,02$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{OB}} = 0,066$  [-] a střední teplotu proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebor, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,01}{0,0337} - \frac{0,001}{0,0337}\right)} = 0,828 \quad [-]$$

Rov. 5-297

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,884 = 0,116 \quad [-]$$

Rov. 5-298

$E = 0,86$  [-] Součinitel efektivnosti žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebor

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0637}{0,0337} = 1,89 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-299

$$\beta \cdot h_z = 34,84 \cdot 0,015 = 0,522 \quad [-]$$

Rov. 5-300

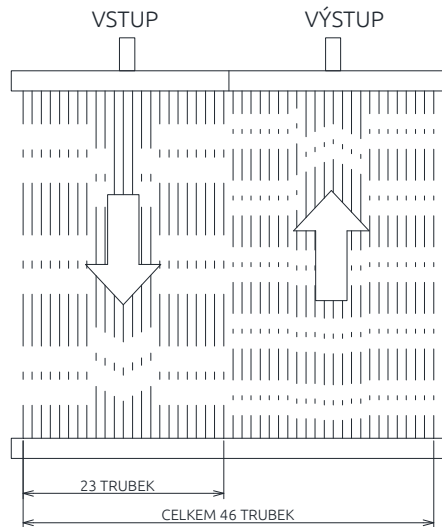
$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 32,8}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 32,8)}} = 34,84 \quad [-]$$

Rov. 5-301

### 5.12.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Při průtoku vody 46 trubkami v řadě by rychlost byla příliš malá, proto volím průtok vody řadou v obou směrech, viz Obr. 5-27. Rychlost vody je potom dána Rov. 5-302 kde počet trubek podělím dvěma.



Obr. 5-27 Směr proudění v jedné řadě trubek

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění vody, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_T$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-19.

Tab. 5-42 parametry pro určení  $\alpha_{2r}$

Střední teplota	$t_{st}$	127,092	[°C]
Rychlost vody	$w_p$	0,94	[m/s]

$$f_P^{VT-EKO12} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{TR}^{VT-EKO12}}{2} = \frac{3,14 \cdot 0,0265^2}{4} \cdot 23 = 0,0127 \quad [m^2]$$

Rov. 5-302

$$w_P^{VT-EKO12} = \frac{M_{P1\_VT} \cdot v}{f} = \frac{10,9 \cdot 0,00106}{0,0127} = 0,91 \quad [m/s]$$

Rov. 5-303

$$\alpha_{2r} = c_T \cdot \alpha_n = 0,98 \cdot 7000 = 6860 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-304

$$\text{Kde: } c_T = 0,98 \quad [-]; \quad c_n = 7000 \quad [W/m^2 \cdot K]$$



### 5.12.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použijí Rov. 5-305, která je platná pro proudění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{VT\_EKO12} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{VT\_EKO12}}{S_{p,1m}^{VT\_EKO12}}} = \frac{1}{\frac{1}{25,03} + \frac{1}{6860} \cdot \frac{0,574}{0,0832}} = 24,4 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-305

Kde:

$S_{SP,1m}^{VT\_EKO12}$  je plocha trubek včetně žebor (strana spalín) vztažená na 1 m trubky

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO12} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO12} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 1 - \pi \cdot 0,0337 \cdot 100 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,0637 \cdot 100 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,0637^2 - 0,0337^2}{4} \right) \cdot 100$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO12} = 0,574 \quad [m^2/m]$$

Rov. 5-306

$S_{p,1m}^{VT\_EKO12}$  je plocha trubek (ze strany vody) vztažená na 1 m trubky

$$S_{p,1m}^{VT\_EKO12} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0265 = 0,0832 \quad [m^2/m]$$

Rov. 5-307

### 5.12.5 Velikost výhřevné plochy VT\_EKO12

Z Rov. 5-308 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalín, dále podle Rov. 5-309 určím plochu jedné řady a z Rov. 5-310 určím potřebný počet řad.

$$Q_{VT\_EKO12} = k_{VT\_EKO12} \cdot S_{VT\_EKO12} \cdot LMDT_{VT\_EKO12} \Rightarrow S_{cel}^{VT\_EKO12} = \frac{Q_{VT\_EKO12}}{k_{VT\_EKO12} \cdot LMDT_{VT\_EKO12}}$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO12} = \frac{1230,83 \cdot 1000}{24,4 \cdot 33,32} = 1515,7 \quad [m^2]$$

Rov. 5-308

$$S_{1Rada}^{VT\_EKO12} = B \cdot n_{TR}^{VT\_EKO12} \cdot S_{SP,1m}^{VT\_EKO12} = 14,554 \cdot 46 \cdot 0,574 = 384,3 \quad [m^2]$$

Rov. 5-309

$$n_{rad}^{VT\_EKO12} = \frac{S_{cel}^{VT\_EKO12}}{S_{1Rada}^{VT\_EKO12}} = \frac{778,04}{384,3} = 3,94 \quad [ks]$$

Rov. 5-310

VT\_EKO12 má 4 řady trubek

### 5.12.6 Bilance plochy VT\_EKO12

Protože jsem počet řad z Rov. 5-310 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalín pro určení konečné entalpie spalín za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{VT\_EKO12} = 3 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{VT\_EKO12} = 46 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO12} = n_{rad}^{VT\_EKO12} \cdot S_{1Rada}^{VT\_EKO12} = 3 \cdot 384,3 = 1537,2 \quad [m^2]$$

Rov. 5-311

Z Rov. 5-311 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalín) a ní vypočítám skutečný výkon který v Rov. 5-312 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám, novou entalpii v Rov. 313 a v Rov. 5-314 novou teplotu spalín. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-315 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{VT\_EKO12}^S = k_{VT\_EKO12} \cdot S_{VT\_EKO12} \cdot LMDT_{VT\_EKO12} = 24,40 \cdot 768,6 \cdot 33,32 = 1248,28 \quad [kW]$$

Rov. 5-312

$$Q_{VT\_EKO12}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{8-9}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_8 - h_9) \Rightarrow$$

$$h_{11} = h_{10} - \frac{Q_{VT\_EKO12}^S}{M_{SP}} = 224,23 - \frac{1248,28 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 211,00 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-313

$$t_{11} = \frac{h_{11}}{h_{10}} \cdot t_{10} = \frac{211,00}{224,23} \cdot 173,3 = 156,16 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-314

$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{VT\_EKO12}^{skut} - Q_{VT\_EKO12}^{bilance})}{Q_{VT\_EKO12}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(1248,28 - 1230,8)}{1248,8} \cdot 100 = 1,4 \quad [\%]$$

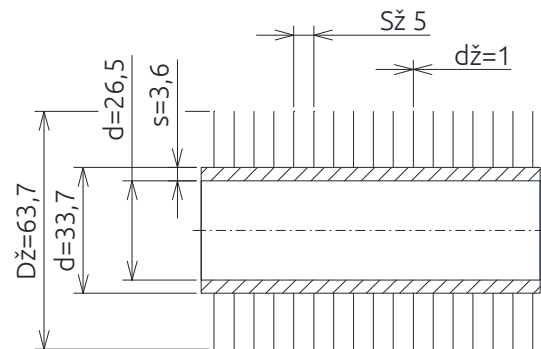
Rov. 5-315

## 5.13 Návrh NT\_EKO1

U NT EKO1 je poslední plocha pro návrh NT části ve směru spalin. Výpočet je proveden standardně podle níže uvedených vzorců.

Tab. 5-43 parametry trubek NT\_EKO1

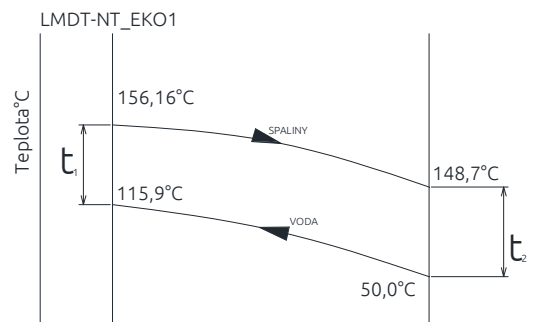
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	26,5	0,0265
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	33,7	0,0337
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	63,7	0,0637
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	5	0,005
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	200	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	82	0,082
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	70	0,070



Obr. 5-28 Trubky NT\_EKO 2

Tab. 5-44 Parametry trubek NT\_EKO1

Výkon	Q <sub>NT_EKO1</sub>	940,91	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,00103	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	82,9	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>5NT</sub>	115,9	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>6NV</sub>	50	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	6,5	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>5NV</sub>	6,2	[bar]
Tlak na vstup	p <sub>6VT</sub>	6,8	[bar]
Množství páry	M <sub>pNT</sub>	3,4	[kg/s]



Obr. 5-29 LMDT NT\_EKO 2

### 5.13.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-316 vyjádřím entalpii spalin, a podle Rov. 5-317 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-316 je výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-45 (Rov. 5-313 a 5-314 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-29 a Rov. 5-318 spočítám LMDT.

Tab. 5-45 Parametry spalin na vstupu NT\_EKO1

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>11</sub>	211,0	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>11</sub>	156,16	[°C]

$$Q_{NT\_EKO1} \cdot (1 + z_s) = Q_{11-12}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_{11} - h_{12}) \Rightarrow$$

$$h_{12} = h_{11} - \frac{Q_{11-12}^{SP}}{M_{SP}} = 211 - \frac{940,92 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 201,03 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-316

$$t_{12} = \frac{h_{12}}{h_{11}} \cdot t_{11} = \frac{201,03}{211,0} \cdot 156,16 = 148,7 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-317

$$t_{str}^{11-12} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{156,16 + 148,7}{2} = 152,5 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$LMDT^{NT-EKO1} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(156,16 - 115,9) - (148,7 - 50)}{\ln \frac{156,16 - 115,9}{148,7 - 50}} = 65,2 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-318

### 5.13.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalín

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalín  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalín a rychlost. Geometrie NT\_EKO2 je stejná jako u NT\_EKO1, Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{NT-EKO1} = 42$ , viz kap 5.13.3.

$$M_{SP}^{NT-EKO1} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{152,5 + 273,15}{273,15} = 148,45 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-319

$$S_{SP}^{NT-EKO1} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{NT-EKO1} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{NT-EKO1}$$

$$S_{SP}^{NT-EKO1} = 3487,5 \cdot 14554,4 - 14554,4 \cdot 0,0337 \cdot 42 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 200 \cdot 42$$

$$S_{SP}^{NT-EKO1} = 29,9 = [m^2]$$

Rov. 5-320

$$w_{SP}^{NT-EKO1} = \frac{M_{SP}^{NT-EKO1}}{S_{SP}^{NT-EKO1}} = \frac{148,45}{29,9} = 4,96 \quad [m / s]$$

Rov. 5-321

Nyní můžu podle Rov. 5-322 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalín

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-322

$$\alpha_{1r} = (0,915 \cdot 0,85 \cdot 1 + 0,085) \cdot \frac{0,85 \cdot 35,88}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 35,88} = 23,68 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-323

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,8 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 47,67 = 35,88 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-324

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,0337}{0,005} = 6,74 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,005} = 3 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 41 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 47,67 [W / m^2 K]$$

Rov. 5-325

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,8$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,97$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,082}{0,0337} = 2,43 \quad [-]$$

Rov. 5-326

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0700}{0,0337} = 2,07 \quad [-]$$

Rov. 5-327

$c_f = 0,97$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{OB}} = 0,066$  [-] a střední teplotu proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebra, pro žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,005}{0,0337} - \frac{0,001}{0,0337}\right)} = 0,915 \quad [-]$$

Rov. 5-328

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,884 = 0,085 \quad [-]$$

Rov. 5-329

$E = 0,85$  [-] Součinitel efektivity žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W / mK] součinitel tepelné vodivosti žebra

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0637}{0,0337} = 1,89 \quad [W / mK]$$

Rov. 5-330

$$\beta \cdot h_z = 35,36 \cdot 0,015 = 0,54 \quad [-]$$

Rov. 5-331

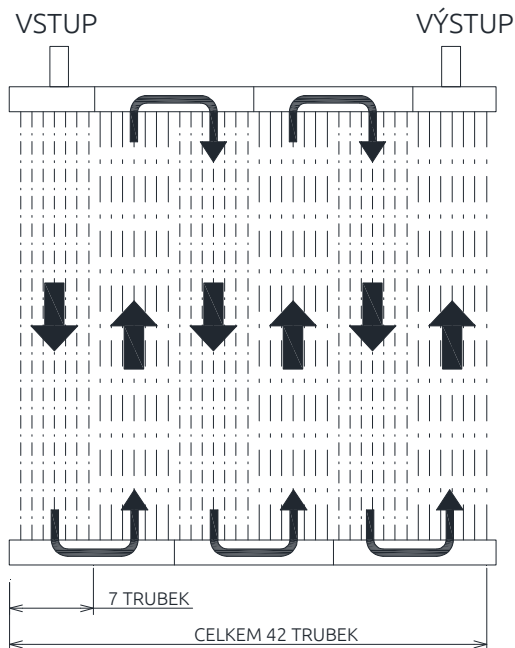
$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 35,88}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 35,88)}} = 33,35 \quad [-]$$

Rov. 5-332

### 5.13.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Při průtoku vody 42 trubkami v řadě by rychlost byla příliš malá, proto volím průtok vody jednou řadou v šesti svazcích po sedmi trubkách viz Obr. 5-24. Rychlost vody je potom dána Rov. 5-272 kde počet trubek podělím šesti.



Obr. 5-30 Směr proudění v jedné řadě trubek

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění vody, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_T$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-46.

Tab. 5-46 Parametry pro určení  $\alpha_{2r}$

Střední teplota	$t_{st}$	133,02	[°C]
Rychlost vody	$w_p$	0,91	[m/s]

$$f_P^{NT-EKO1} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{TR}^{NT-EKO1}}{6} = \frac{3,14 \cdot 0,0265^2}{4} \cdot 7 = 0,0039 \quad [m^2]$$

Rov. 5-333

$$w_P^{NT-EKO1} = \frac{M_{P-NT} \cdot v}{f} = \frac{3,4 \cdot 0,00103}{0,0039} = 0,91 \quad [m/s]$$

Rov. 5-334

$$\alpha_{2r} = c_T \cdot \alpha_n = 0,98 \cdot 6900 = 6300 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-335

$$\text{Kde: } c_T = 0,9 \quad [-]; \quad c_n = 6900 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.13.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použijí Rov. 5-336, která je platná pro proudění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{NT\_EKO1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{NT\_EKO1}}{S_{p,1m}^{NT\_EKO1}}} = \frac{1}{\frac{1}{21,83} + \frac{1}{6300} \cdot \frac{1,042}{0,0832}} = 22,6 \quad [W / m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-336

Kde:

$S_{SP,1m}^{NT\_EKO1}$  je plocha trubek včetně žebek (strana spalin) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{NT\_EKO1} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{NT\_EKO1} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 1 - \pi \cdot 0,0337 \cdot 10000 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,0637 \cdot 200 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,0637^2 - 0,0337^2}{4} \right) \cdot 200$$

$$S_{SP,1m}^{NT\_EKO1} = 1,042 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-337

$S_{p,1m}^{NT\_EKO1}$  je plocha trubek (ze strany vody) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{NT\_EKO1} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0265 = 0,0832 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-338

### 5.13.5 Velikost výhřevné plochy NT\_EKO1

Z Rov. 5-339 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalin, dále podle Rov. 5-340 určím plochu jedné řady a z Rov. 5-341 určím potřebný počet řad.

$$Q_{NT\_EKO1} = k_{NT\_EKO1} \cdot S_{NT\_EKO1} \cdot LMDT_{NT\_EKO1} \Rightarrow S_{cel}^{NT\_EKO1} = \frac{Q_{NT\_EKO1}}{k_{NT\_EKO1} \cdot LMDT_{NT\_EKO1}}$$

$$S_{cel}^{NT\_EKO2} = \frac{940,91 \cdot 1000}{22,6 \cdot 65,2} = 637,06 \quad [m^2]$$

Rov. 5-339

$$S_{1Rada}^{NT\_EKO1} = B \cdot n_{TR}^{NT\_EKO1} \cdot S_{SP,1m}^{NT\_EKO1} = 14,554 \cdot 42 \cdot 1,04 = 637,05 \quad [m^2]$$

Rov. 5-340

$$n_{rad}^{NT\_EKO1} = \frac{S_{cel}^{NT\_EKO1}}{S_{1rada}^{NT\_EKO1}} = \frac{637,06}{637,05} = 1,000 \quad [ks]$$

Rov. 5-341

NT\_EKO1 má 1 řadu trubek

### 5.13.6 Bilance plochy NT\_EKO1

Protože jsem počet řad z Rov. 5-341 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalín pro určení konečné entalpie spalín za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{NT\_EKO1} = 1 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{NT\_EKO1} = 42 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{NT\_EKO1} = n_{rad}^{NT\_EKO1} \cdot S_{1Rada}^{NT\_EKO1} = 1 \cdot 354,38 = 637,5 \quad [m^2]$$

Rov. 5-342

Z Rov. 5-342 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalín) a ní vypočítám skutečný výkon, který v Rov. 5-343 zvětším o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám novou entalpii z Rov. 344 a v Rov. 5-345 novou teplotu spalín. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-346 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{NT\_EKO1}^S = k_{NT\_EKO1} \cdot S_{NT\_EKO1} \cdot LMDT_{NT\_EKO1} = 23,68 \cdot 637,5 \cdot 65,2 = 940,9 \quad [kW]$$

Rov. 5-343

$$Q_{NT\_EKO1}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{11-12}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_9 - h_{10}) \Rightarrow$$

$$h_{12} = h_{11} - \frac{Q_{SP}^{11-12}}{M_{SP}} = 211,0 - \frac{940,9 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 201,03 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-344

$$t_{12} = \frac{h_{12}}{h_{11}} \cdot t_{11} = \frac{201,03}{211,0} \cdot 1 \cdot 69,8 = 148,78 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-345

$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{NT\_EKO1}^{skut} - Q_{NT\_EKO1}^{bilance})}{Q_{NT\_EKO1}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(940,90 - 940,91)}{940,90} \cdot 100 = 0,0012 \quad [%]$$

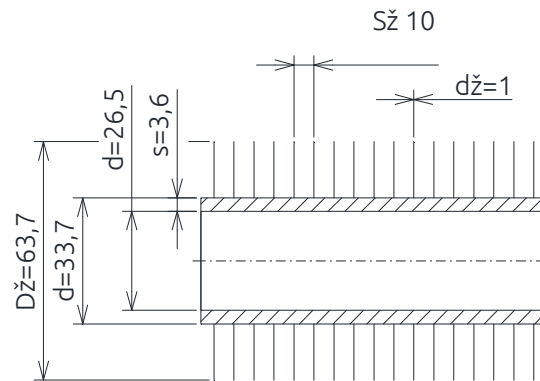
Rov. 5-346



## 5.14 Návrh VT\_EKO11

Tab. 5-47 Parametry trubek VT\_EKO11

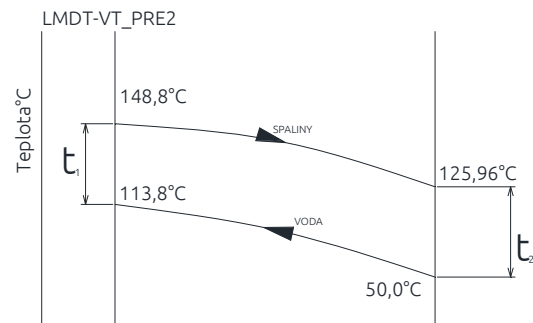
		mm	m
Vnitřní Ø trubky	d	26,5	0,0265
Tloušťka stěny	s	3,6	0,0036
Vnější Ø trubky	D	33,7	0,0337
Průměr přes žebra	D <sub>ž</sub>	63,7	0,0637
Tloušťka žebra	t <sub>ž</sub>	1	0,0010
Výška žeber	h <sub>ž</sub>	15	0,0150
Rozteč žeber	s <sub>ž</sub>	10	0,010
Počet žeber	n <sub>ž</sub>	100	
Příčná rozteč	S <sub>1</sub>	75,6	0,0756
Podélná rozteč	S <sub>2</sub>	70	0,070



Obr. 5-31 Trubky VT\_EKO11

Tab. 5-48 Parametry trubek VT\_EKO11

Výkon	Q <sub>VT_EKO11</sub>	2010	[kW]
Měrný objem pro střední hodnoty p a t	v	0,00103	[m <sup>3</sup> /kg]
Střední teplota	t <sub>st</sub>	81,89	[°C]
Teplota na výstupu	t <sub>10VT</sub>	113,78	[°C]
Teplota na vstupu	t <sub>11VT</sub>	50,0	[°C]
Střední tlak	p <sub>st</sub>	59,42	[bar]
Tlak na výstup	p <sub>10VT</sub>	59,21	[bar]
Tlak na vstup	p <sub>11VT</sub>	59,64	[bar]
Množství páry	M <sub>p1</sub>	10,9	[kg/s]



Obr. 5-32 LMDT VT\_EKO11

### 5.14.1 Bilance spalin a LMDT

Z Rov. 5-347 vyjádřím entalpii spalin, a podle Rov. 5-548 spočítám teplotu spalin. Rov. 5-549 je výkon plochy zvětšen o ztrátu sáláním. Entalpie a teplota spalin na vstupu jsou v Tab. 5-49 (Rov. 5-344 a 5-345 z předcházející plochy). Podle Obr. 5-32 a Rov. 5-349 spočítám LMDT.

Tab. 5-49 Parametry spalin na vstupu VT\_EKO11

M <sub>SP</sub>	95,27	[Nm <sup>3</sup> /s]
h <sub>10</sub>	201,03	[kJ/Nm <sup>3</sup> ]
t <sub>10</sub>	148,8	[°C]

$$Q_{VT\_EKO11} \cdot (1 + z_s) = Q_{12-13}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_{12} - h_{13}) \Rightarrow$$

$$h_{13} = h_{12} - \frac{Q_{12-13}^{SP}}{M_{SP}} = 201,03 - \frac{2910 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 170,2 \quad [\text{kJ} / \text{Nm}^3]$$

Rov. 5-347

$$t_{13} = \frac{h_{13}}{h_{12}} \cdot t_{12} = \frac{170,2}{201,03} \cdot 148,8 = 125,96 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-348

$$t_{str}^{12-13} = \frac{t_{12} + t_{13}}{2} = \frac{148,8 + 125,96}{2} = 137,37 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$LMDT^{VT\_EKO11} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}} = \frac{(148,8 - 113,8) - (125,96 - 50)}{\ln \frac{(148,8 - 113,8)}{(125,96 - 50)}} = 52,9 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Rov. 5-349

### 5.14.2 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{1r}$ strana spalin

Výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla ze strany spalin  $\alpha_{1r}$  je proveden podle vzorců a monogramů uvedených v (1)

Nejdříve spočítám průtočnou plochu spalin a rychlost. Geometrie VT\_EKO12 je stejná jako u VT\_EKO 3,2 a13, Počet trubek v řadě je  $n_{TR}^{VT-EKO11} = 46$ ,

$$M_{SP}^{VT-EKO11} = M_{SP} \cdot \frac{t_{STR} + 273,15}{273,15} = 95,27 \cdot \frac{137,37 + 273,15}{273,15} = 143,18 \quad [m^3 / s]$$

Rov. 5-350

$$S_{SP}^{VT-EKO11} = A \cdot B - B \cdot D \cdot n_{TR}^{VT-EKO11} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{TR}^{VT-EKO11}$$

$$S_{SP}^{VT-EKO11} = 3487,5 \cdot 14554 - 14554 \cdot 0,0337 \cdot 46 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 100 \cdot 46$$

$$S_{SP}^{VT-EKO11} = 28,05 = [m^2]$$

Rov. 5-351

$$w_{SP}^{VT-EKO11} = \frac{M_{SP}^{VT-EKO11}}{S_{SP}^{VT-EKO11}} = \frac{143,18}{28,05} = 5,10 \quad [m / s]$$

Rov. 5-352

Nyní můžu podle Rov. 5-353 spočítat redukovaný součinitel ze strany spalin

$$\alpha_{1r} = \left( \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

Rov. 5-353

$$\alpha_{1r} = (0,828 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,0172) \cdot \frac{0,85 \cdot 36,89}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 36,89} = 24,8 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-354

Kde

$$\alpha_K = c_z \cdot c_s \cdot c_f \cdot \alpha_n = 0,9 \cdot 0,96 \cdot 1,02 \cdot 41,86 = 36,89 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-355

$\alpha_n$  určím podle monogramu pro žebrované trubky s vystřídáním uspořádáním v pro parametry:

$$\frac{D}{s_z} = \frac{0,0337}{0,01} = 3,37 \quad [-]; \quad \frac{h_z}{s_z} = \frac{0,015}{0,01} = 1,5 \quad [-]$$

$$0,86 \cdot \alpha_N = 36 \quad [-]$$

$$\alpha_N = \frac{0,86 \cdot \alpha_N}{0,86} = 41,86 \quad [W / m^2 K]$$

Rov. 5-356

Opravný koeficient na počet řad, dosadím 1, předběžně jistím počet řad a hodnotu zpětně dosadím

$$c_z = 0,9$$

Opravný koeficient na uspořádání svazku, určím podle  $\sigma_1$  a  $\sigma_2$

$$c_s = 0,96$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0756}{0,0337} = 2,24 \quad [-]$$

Rov. 5-357

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,0700}{0,0337} = 2,07 \quad [-]$$

Rov. 5-358

$c_f = 1,02$  Opravný součinitel na teplotu proudu, podle parametru  $x_{H_2O}^{OB} = 0,066$  [-] a střední teplotu proudu spalin

$\psi_z = 0,85$  [-] koeficient nepravidelného rozložení  $\alpha_k$  po povrchu žebra kruhového průřezu

$\varepsilon = 0,002$  [-] součinitel znečištění, voleno na základě doporučení a podle (1)

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,0637}{0,0337}\right) - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,01}{0,0337} - \frac{0,001}{0,0337}\right)} = 0,828 \quad [-]$$

Rov. 5-359

Podíl volných trubek a celkové plochy

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,884 = 0,172 \quad [-]$$

Rov. 5-360

$E = 0,85$  [-] Součinitel efektivity žebra určený podle monogramu v (1) a následujících hodnot:

$\lambda_z = 43,5$  [W/mK] součinitel tepelné vodivosti žeber

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,0637}{0,0337} = 1,89 \quad [W/mK]$$

Rov. 5-361

$$\beta \cdot h_z = 36,83 \cdot 0,015 = 0,555 \quad [-]$$

Rov. 5-362

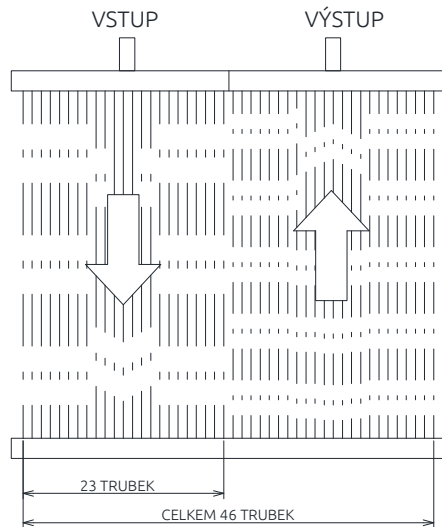
$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \quad [-]$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 36,8}{0,001 \cdot 43,5 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 36,8)}} = 36,83 \quad [-]$$

Rov. 5-363

### 5.14.3 Součinitel přestupu tepla $\alpha_{2r}$ strana vody

Při průtoku vody 46 trubkami v řadě by rychlost byla příliš malá, proto volím průtok vody řadou v obou směrech, viz Obr. 5-33. Rychlost vody je potom dána Rov. 5-364 kde počet trubek podělím dvěma.



Obr. 5-33 Směr proudění v jedné řadě trubek

Protože jsou trubky z vnitřní strany hladké, součinitel přestupu tepla stanovím jako součinitel přestupu tepla při podélném proudění vody, hodnotu  $\alpha_n$  a  $c_T$  určím z monogramu podle hodnot v Tab. 5-50.

Tab. 5-50 Parametry pro určení VT EKO11

Střední teplota	$t_{st}$	81,8	[°C]
Rychlost vody	$w_p$	0,88	[m/s]

$$f_P^{VT-EKO11} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{TR}^{VT-EKO11}}{2} = \frac{3,14 \cdot 0,0265^2}{4} \cdot 23 = 0,0127 \quad [m^2]$$

Rov. 5-364

$$w_P^{VT-EKO11} = \frac{M_{P1-VT} \cdot v}{f} = \frac{10,9 \cdot 0,00103}{0,0127} = 0,88 \quad [m/s]$$

Rov. 5-365

$$\alpha_{2r} = c_T \cdot \alpha_n = 0,85 \cdot 6400 = 5540 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-366

$$\text{Kde: } c_T = 0,85 \quad [-]; \quad c_n = 6400 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

### 5.14.4 Součinitel prostupu tepla k

Pro stanovení součinitele prostupu tepla k, použijí Rov. 5-367, která je platná pro proudění vody i páry v žebrovaných trubkách.

$$k_{VT\_EKO11} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{SP,1m}^{VT\_EKO11}}{S_{p,1m}^{VT\_EKO11}}} = \frac{1}{\frac{1}{24,8} + \frac{1}{5540} \cdot \frac{0,574}{0,0832}} = 24,0 \quad [W / m^2 \cdot K]$$

Rov. 5-367

Kde:

$S_{SP,1m}^{VT\_EKO11}$  je plocha trubek včetně žebek (strana spalín) vztažená na 1m trubky

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO11} = \pi \cdot D \cdot 1 - \pi \cdot D \cdot n_z \cdot t_z + \pi \cdot D_z \cdot n_z \cdot t_z + 2 \cdot \left( \pi \frac{D_z^2 - D^2}{4} \right) \cdot n_z$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO11} = \pi \cdot 0,0337 \cdot 1 - \pi \cdot 0,0337 \cdot 100 \cdot 0,001 + \pi \cdot 0,0637 \cdot 100 \cdot 0,001 + 2 \cdot \left( \pi \frac{0,0637^2 - 0,0337^2}{4} \right) \cdot 100$$

$$S_{SP,1m}^{VT\_EKO12} = 0,574 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-368

$S_{p,1m}^{VT\_EKO11}$  je plocha trubek (ze strany vody) vztažená na 1m trubky

$$S_{p,1m}^{VT\_EKO11} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0265 = 0,0832 \quad [m^2 / m]$$

Rov. 5-369

### 5.14.5 Velikost výhřevné plochy NT\_EKO11

Z Rov. 5-370 vyjádřím plochu, tato plocha je vztažená na stranu spalín, dále podle Rov. 5-371 určím plochu jedné řady a z Rov. 5-372 určím potřebný počet řad.

$$Q_{VT\_EKO11} = k_{VT\_EKO11} \cdot S_{VT\_EKO11} \cdot LMDT_{VT\_EKO11} \Rightarrow S_{cel}^{VT\_EKO11} = \frac{Q_{VT\_EKO11}}{k_{VT\_EKO11} \cdot LMDT_{VT\_EKO11}}$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO11} = \frac{1230,83 \cdot 1000}{24,0 \cdot 52,8} = 2289,2 \quad [m^2]$$

Rov. 5-370

$$S_{1Rada}^{VT\_EKO11} = B \cdot n_{TR}^{VT\_EKO11} \cdot S_{SP,1m}^{VT\_EKO11} = 14,554 \cdot 46 \cdot 0,574 = 384,3 \quad [m^2]$$

Rov. 5-371

$$n_{rad}^{VT\_EKO11} = \frac{S_{cel}^{VT\_EKO11}}{S_{1rada}^{VT\_EKO11}} = \frac{2289,2}{384,3} = 5,95 \quad [ks]$$

Rov. 5-372

VT\_EKO11 má 6 řad trubek

### 5.14.6 Bilance plochy VT\_EKO11

Protože jsem počet řad z Rov. 5-373 zaokrouhlil, provedu přepočítání výkonu podle skutečné plochy a následně bilanci spalín pro určení konečné entalpie spalín za plochou. Výkon z bilance a skutečný výkon spočítaný z přestupu tepla by neměl být větší jak 2%, v tomto případě můžeme brát výkon z bilance. Parametry plochy jsou

$$n_{rad}^{VT\_EKO11} = 6 \quad [ks]$$

$$n_{TR}^{VT\_EKO11} = 46 \quad [ks]$$

$$S_{cel}^{VT\_EKO11} = n_{rad}^{VT\_EKO11} \cdot S_{1Rada}^{VT\_EKO11} = 3 \cdot 384,3 = 2930,9 \quad [m^2]$$

Rov. 5-373

Z Rov. 5-373 jsem určil celkovou plochu (ze strany spalín) a z ní vypočítám skutečný výkon který v Rov. 5-374 zvětší o ztrátu tepla kotle sáláním a z této hodnoty spočítám, novou entalpii v Rov. 375 a v Rov. 5-376 novou teplotu spalín. Tyto hodnoty jsou vstupem pro výpočet následující plochy. Rov. 5-377 udává procentuální rozdíl mezi teplem z bilance a teplem skutečně předaným.

$$Q_{VT\_EKO11}^S = k_{VT\_EKO11} \cdot S_{VT\_EKO11} \cdot LMDT_{VT\_EKO11} = 24,0 \cdot 2930,4 \cdot 52,8 = 2931 \quad [kW]$$

Rov. 5-374

$$Q_{VT\_EKO11}^S \cdot (1 + z_s) = Q_{12-13}^{SP} = M_{SP} \cdot (h_{12} - h_{13}) \Rightarrow$$

$$h_{13} = h_{12} - \frac{Q_{SP}^{12-13}}{M_{SP}} = 201,03 - \frac{2930,4 \cdot (1 + 0,9095)}{95,27} = 170,2 \quad [kJ / Nm^3]$$

Rov. 5-375

$$t_{13} = \frac{h_{13}}{h_{12}} \cdot t_{12} = \frac{170,2}{201,03} \cdot 148,8 = 125,8 \quad [^{\circ}C]$$

Rov. 5-376

$$Rozdíl = \frac{abs(Q_{VT\_EKO11}^{skut} - Q_{VT\_EKO11}^{bilance})}{Q_{VT\_EKO11}^{skut}} \cdot 100 = \frac{abs(2931 - 2910)}{2931} \cdot 100 = 0,71 \quad [%]$$

Rov. 5-377

## 6. Závěr

Úkolem této práce bylo navrhnout horizontální dvoutlaký spalínový kotel za spalovací turbínu, podle zadaných parametrů spalin a parametrů vystupující páry (VT 400°C 5MPa a NT 235°C a 0,6MPa). V úvodu práce byla provedena bilance jednotlivých bodů a bilance ploch, podle kterých jsem navrhl uspořádání výhřevných ploch za sebou, tak aby byl rozdíl teplot mezi vodou a spalinami vždy dostatečný.

Podle první plochy, tedy druhého stupně vysokotlakého přehříváku jsem navrhl rozměr spalínového kanálu (šířka 3,487m a výška 14,554m).

Dále jsem, podle vypočtených entalpií spalin, stanovil parní výkon vysokotlaké části (40,9 [t<sub>par</sub>/h]). Ze známé entalpie spalin na začátku a výkonu plochy z bilance jsem dopočítal entalpii spaliny na konci a plochu navrhl. Po čtyřech plochách vysokotlaké části jsem se dostal k první teplosměnné ploše nízkotlaké části a stanovil parní výkon (12,2 [t<sub>par</sub>/h]). Následně jsem dopočítal zbylé plochy. Návrh kotle je zpracovaný ve výkrese, kde jsou uvedené i základní rozměry kotle (příloha 1).

## Použité zdroje

1. Budaj, F. *Parní kotle podklady pro tepelný výpočet*. Brno : VUT Brno, 1992.

## Seznam použitých symbolů

Indexy:

SP	Spaliny
P	Pára
1-11	Parametry spalin v bodech 1-11
1-6 NT	Parametry nízkotlaké páry v bodech 1-6
1-13VT	Parametry vysokotlaké páry v bodech 1-13
NV	Napájecí voda

$A$	$[mm; m]$	Šířka spalinového kanálu
$B$	$[mm; m]$	Výška spalinového kanálu
$d$	$[mm; m]$	Vnitřní průměr trubky
$D$	$[mm; m]$	Vnější průměr trubky
$D_z$	$[mm; m]$	Průměr trubky přes žebra
$f_p^i$	$[m^2]$	Průtočná plocha páry plochou $i$
$h_i^t$	$[kJ / kg]$	Entalpie složky spalin $i$ při teplotě $t$
$h_i$	$[kJ / kg]$	Entalpie spalin $i$ při teplotě $t$
$h_{iVT}$	$[kJ / kg]$	Entalpie páry v bodě $i$
$h_z$	$[mm; m]$	Výška žebra
$LMDT_i$	$[°C]$	Střední teplotní logaritmický spád
$M_{P\_VT}$	$[Nm^3 / s]$	Hmotnostní průtok vody celkový
$M_{P1\_VT}$	$[Nm^3 / s]$	Hmotnostní průtok vody bez vstříku
$M_{P2\_VT}$	$[Nm^3 / s]$	Hmotnostní průtok vody vstříku
$M_{SP}$	$[Nm^3 / s]$	Množství spalin
$M_{SP}^i$	$[m^3 / s]$	Skutečný objem spalin na ploše $i$



$M_s$	$[kg / s]$	Množství spalin
$n_z$	$[1 / m]$	Počet žeber na metr
$n_{TR}^i$	$[ks]$	Počet trubek v řadě plochy i
$n_{rad}^i$	$[ks]$	počet řad plochy i
$S_{1rad}^i$	$[m^2]$	celková plocha jedné řady trubek plochy i
$Q_{SP}^{a-b}$	$[kW]$	Teplo odebrané ochlazením spalin mezi body a-b
$Q_{a-b}$	$[kW]$	Výkon předaný do vody (páry) mezi body a-b
$Q_{VT}^{CEL}$	$[kW]$	Celková výkon VT části
$Q_{NT}^{CEL}$	$[kW]$	Celková výkon NT části
$Q_{NT\_i}$	$[kW]$	Výkon plochy i
$Q_{VT\_i}$	$[kW]$	Výkon plochy i
$s$	$[mm; m]$	Tloušťka stěny trubky
$S_{SP}^i$	$[m^2]$	Průtočná plocha spalin plochou i
$\Delta p_i$	$[bar]$	Tlaková ztráta
$x_i^m$	$[-]$	Hmotnostní podíl složek spalin
$x_i^{ob}$	$[-]$	Objemový podíl složek spalin
$s_z$	$[mm; m]$	Rozteč žeber
$S_{cel}^i$	$[m^2]$	Celkový výhřevná plocha plochy i
$t_{iVT}$	$[^\circ C]$	Teplota páry v bodě i
$t_{st}$	$[^\circ C]$	Střední teplota vody (páry)
$t_z$	$[mm; m]$	Tloušťka žebra
$\Delta p_i$	$[bar]$	Tlaková ztráta

---

$p_{st}$	$[^{\circ}C]$	Střední tlak páry
$w_p^i$	$[m/s]$	Rychlost vody (páry) plochou i
$w_{sp}^i$	$[m^2]$	Rychlost spalin plochou i
$z_s$	$[-]$	Ztráta tepla sáláním kotle
$\rho_{CO_2}$	$[kg/Nm^3]$	Hustota složek spalin
$v$	$[m^3/kg]$	Měrný objem vody (páry)

## Seznam obrázků

Obr. 4-1 Pilový diagram.....	14
Obr. 4-2 Bilance vstříku páry .....	21
Obr. 4-3 Průběh teplot VT části .....	22
Obr. 4-4 Schéma zapojení kotle .....	22
Obr. 4-5 Průběh teplot NT části.....	23
Obr. 5-1 Trubky VT_PRE2.....	25
Obr. 5-2 Uspořádání trubek a rozměr spalínového kanálu VT_PRE2.....	26
Obr. 5-3 Trubky VT_PRE2.....	27
Obr. 5-4 Průběh teplot- LMDT .....	27
Obr. 5-5 Trubky VT_PRE1 .....	32
Obr. 5-6 LMDT VT_PRE1.....	32
Obr. 5-7 Trubky VT_VYP .....	37
Obr. 5-8 LMDT VT_VYP.....	37
Obr. 5-9 Trubky VT_EKO3 .....	42
Obr. 5-10 LMDT VT_EKO3.....	42
Obr. 5-11 Směr proudění v jedné řadě trubek.....	45
Obr. 5-12 Trubky NT PRE.....	48
Obr. 5-13 LMDT NT PRE .....	48
Obr. 5-14 Trubky VT EKO2 .....	54
Obr. 5-15 LMDT VT EKO2.....	54
Obr. 5-16 Směr proudění v jedné řadě trubek.....	57
Obr. 5-17 Trubky NT VYP.....	60
Obr. 5-18 LMDT NT VYP .....	60
Obr. 5-19 Trubky VT EKO 13.....	65
Obr. 5-20 LMDT VT EKO13 .....	65
Obr. 5-21 Směr proudění v jedné řadě trubek.....	68
Obr. 5-22 Trubky NT EKO 2.....	71
Obr. 5-23 LMDT NT EKO2 .....	71
Obr. 5-24 Směr proudění v jedné řadě trubek.....	74
Obr. 5-25 Trubky VT EKO12.....	77
Obr. 5-26 LMDT VT EKO12 .....	77
Obr. 5-27 Směr proudění v jedné řadě trubek.....	80
Obr. 5-28 Trubky NT EKO 2.....	83
Obr. 5-29 LMDT NT EKO 2 .....	83
Obr. 5-30 Směr proudění v jedné řadě trubek.....	86
Obr. 5-31 Trubky VT EKO11.....	89
Obr. 5-32 LMDT VT EKO11 .....	89
Obr. 5-33 Směr proudění v jedné řadě trubek.....	92

## Seznam příloh

Příloha č 1	Konstrukční uspořádání kotle výkres formátu (A2)
Příloha č 2	CD