VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

DVOUTLAKÝ HORIZONTÁLNÍ KOTEL NA ODPADNÍ TEPLO (HRSG)

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR WITH TWO PRESSURE LEVELS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. PETR SMOLINSKÝ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Smolinský

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

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

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

Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo (HRSG)

v anglickém jazyce:

Heat Recovery Steam Generator with Two Pressure Levels

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Seznámit se s problematikou navrhování kotlů na odpadní teplo za plynové turbíny na zemní plyn a navrhnout kotel o parametrech:

Množství spalin: 70kg/s, teplota spalin 470°C.
Parametry přehřáté páry: vysokotlaký okruh 5MPa; 420°C
nízkotlaký okruh 0,6MPa; 270°C
Teplota napájecí vody: 62°C
Objemové složení spalin: O_2 = 13,9%; Ar = 0,9%; N_2 = 73%; CO_2 = 4,4%; H_2O = 7,8%

Cíle diplomové práce:

Návrh dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo za plynovou turbínou dle zadání, včetně dimenzování výhřevných ploch.

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983
Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983
Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9
Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ DĚKANÁT

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

Abstrakt:

Tato diplomová práce se zabývá návrhem dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo za spalovací turbínou. V úvodní části práce je proveden základní tepelný výpočet a návrh uspořádání jednotlivých teplosměnných ploch. Dále jsou navrženy rozměry bubnů, zavodňovacích a převáděcích potrubí. Důraz se klade na splnění požadovaných parametrů páry a spalin na výstupu z kotle. V závěru je vypočítána ztráta tahu kotle a zhotovena technická dokumentace výkresu kotle.

Abstract:

This master‘s thesis deals with the design of horizontal heat recovery steam generators (HRSG) with two pressure levels after a combustion turbine. In the introduction part is performed thermal calculation and proposal of a heat transfer surfaces. Furthermore, are suggested dimensions of the drums and pipes for flooding and transferring. The emphasis is placed on the fulfillment the required parameters of steam and flue gas at HRSG outlet. At the end is calculated loss of boiler draft and made technical documentation a drawing of the boiler.

Klíčová slova:

kotel na odpadní teplo, horizontální, dvoutlaký, spalinový kanál, teplosměnná plocha

Keywords:

waste-heat boiler, horizontal, two pressure levels, flue-gas duck, heat-exchanging surface

Bibliografická citace:

SMOLINSKÝ, Petr. *Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo (HRSG)*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý Ph.D.

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo (HRSG)“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Lisého Ph.D. a konzultanta Ing. Pavla Křemínského. V práci jsem využil svých znalostí, odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou uvedeny v seznamu použité literatury na konci práce.

V Brně dne 25. 5. 2015 ……

Bc. Petr Smolinský

Poděkování:

Děkuji mému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Martinu Lisému, Ph.D. za odborné vedení. Rovněž děkuji panu Ing. Pavlu Křemínskému za cenné rady a připomínky v průběhu tvorby této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům, kteří mě během studia podporovali.

Děkuji.

OBSAH

ÚVOD **15**

1 ZÁKLADNÍ POPIS KOTLE **16**

1.1 ZADANÉ PARAMETRY DVOUTLAKÉHO KOTLE 17

2 TEPELNÝ VÝPOČET KOTLE **18**

2.1 PILOVÝ DIAGRAM 18
2.2 PARAMETRY VODY A PÁRY 19
2.2.1 Parametry vody a páry ve vysokotlakém okruhu *19*
2.2.2 Parametry vody a páry v nízkotlakém okruhu *20*
2.3 PARAMETRY SPALIN 21
2.3.1 Hustota spalin *21*
2.3.2 Výpočet objemového průtoku spalin *21*
2.3.3 Výpočet entalpie spalin v jednotlivých bodech *21*
2.4 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT SÁLÁNÍM KOTLE 22
2.5 PARNÍ VÝKON KOTLE A TEPLA PŘEDANÁ V JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCHÁCH 23
2.5.1 Parní výkon VT okruh *23*
2.5.2 Teplo předané v jednotlivých výhřevných plochách VT okruhu *23*
2.5.3 Parní výkon NT okruh *24*
2.5.4 Teplo předané v jednotlivých výhřevných plochách NT okruhu *24*
2.5.5 Výpočet entalpie a teploty spalin v bodech B, C, E, F, H, I *25*
2.6 SOUHRN VYPOČTENÝCH HODNOT 26

3 NÁVRH SPALINOVÉHO KANÁLU **28**

3.1 NÁVRH ROZMĚRŮ ŽEBROVANÝCH TRUBEK VT PŘEHŘÍVÁKU 2 29
3.1.1 Určení počtu trubek v jedné řadě VTP2 ..... *29*
3.1.2 Výpočet objemového průtoku spalin ve VTP2 ..... *30*
3.2 ROZMĚRY SPALINOVÉHO KANÁLU 30
3.3 SOUHRN VYPOČTENÝCH HODNOT 31

4 NÁVRH A DIMENZOVÁNÍ TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH **32**

4.1 NÁVRH VÝHŘEVNÉ PLOCHY VT PŘEHŘÍVÁKU 2 36
4.1.1 Geometrie uspořádání VT přehříváku 2 ..... *36*
4.1.2 Výpočet prostupu tepla ve VT přehříváku 2 ..... *36*
4.2 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY VT PŘEHŘÍVÁKU 1 40
4.2.1 Geometrie uspořádání VT přehříváku 1 ..... *40*
4.2.2 Výpočet prostupu tepla ve VT přehříváku 1 ..... *42*
4.3 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY VT VÝPARNÍKU 45
4.3.1 Geometrie uspořádání VT výparníku *45*
4.3.2 Výpočet prostupu tepla ve VT výparníku *46*
4.4 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY NT PŘEHŘÍVÁKU 49
4.4.1 Geometrie uspořádání NT přehříváku *49*
4.4.2 Výpočet prostupu tepla v NT přehříváku *51*
4.5 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY VT EKONOMIZÉRU 2 54
4.5.1 Geometrie uspořádání VT ekonomizéru 2 ..... *54*
4.5.2 Výpočet prostupu tepla ve VT ekonomizéru 2 ..... *56*
4.6 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY NT VÝPARNÍKU 59
4.6.1 Geometrie uspořádání NT výparníku *59*
4.6.2 Výpočet prostupu tepla v NT výparníku *61*
4.7 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY NT EKONOMIZÉRU 64

4.7.1 Geometrie uspořádání NT ekonomizéru ... *64*
4.7.2 Výpočet prostupu tepla v NT ekonomizéru ... *66*
4.8 NÁVRH TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY VT EKONOMIZÉRU 1 ... 69
4.8.1 Geometrie uspořádání VT ekonomizéru 1 ... *69*
4.8.2 Výpočet prostupu tepla ve VT ekonomizéru 1 ... *71*
4.9 SOUHRN VYPOČTENÝCH HODNOT ... 74

5 NÁVRH ROZMĚRŮ BUBNŮ A JEJICH KONTROLA ... 75

5.1 NÁVRH VYSOKOTLAKÉHO BUBNU ... 75
5.2 NÁVRH NÍZKOTLAKÉHO BUBNU ... 76
5.3 SOUHRN VYPOČTENÝCH HODNOT ... 76

6 NÁVRH ZAVODŇOVACÍCH A PŘEVÁDĚCÍCH POTRUBÍ ... 77

6.1 NÁVRH ROZMĚRŮ A POČTU ZAVODŇOVACÍCH POTRUBÍ ... 77
6.1.1 Zavodňovací potrubí vysokotlakého okruhu ... *77*
6.1.2 Zavodňovací potrubí nízkotlakého okruhu ... *78*
6.2 NÁVRH ROZMĚRŮ A POČTU PŘEVÁDĚCÍCH POTRUBÍ ... 78
6.2.1 Převáděcí potrubí vysokotlakého okruhu ... *78*
6.2.2 Převáděcí potrubí nízkotlakého okruhu ... *78*

7 NÁVRH MATERIÁLŮ TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH ... 79

8 VÝPOČET TAHOVÉ ZTRÁTY KOTLE ... 80

8.1 TLAKOVÁ ZTRÁTA SPALINOVÉHO KANÁLU A JEDNOTLIVÝCH TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH ... 80
8.1.1 Tlaková ztráta VTP2 ... *81*
8.1.2 Tlaková ztráta VTP1 ... *81*
8.1.3 Tlaková ztráta VTV ... *81*
8.1.4 Tlaková ztráta NTP ... *82*
8.1.5 Tlaková ztráta VTE2 ... *82*
8.1.6 Tlaková ztráta NTV ... *82*
8.1.7 Tlaková ztráta NTE ... *82*
8.1.8 Tlaková ztráta VTE1 ... *82*
8.2 TLAKOVÁ ZTRÁTA KOMÍNA ... 83
8.2.1 Místní tlaková ztráta na vstupu a výstupu z komína ... *83*
8.2.2 Tlaková ztráta třením v komíně ... *83*
8.2.3 Vztlak komína ... *83*
8.2.4 Celková tlaková ztráta komína ... *83*
8.3 CELKOVÁ TAHOVÁ ZTRÁTA KOTLE ... 84

ZÁVĚR ... 85

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ ... 86

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ ... 87

SEZNAM OBRÁZKŮ ... 90

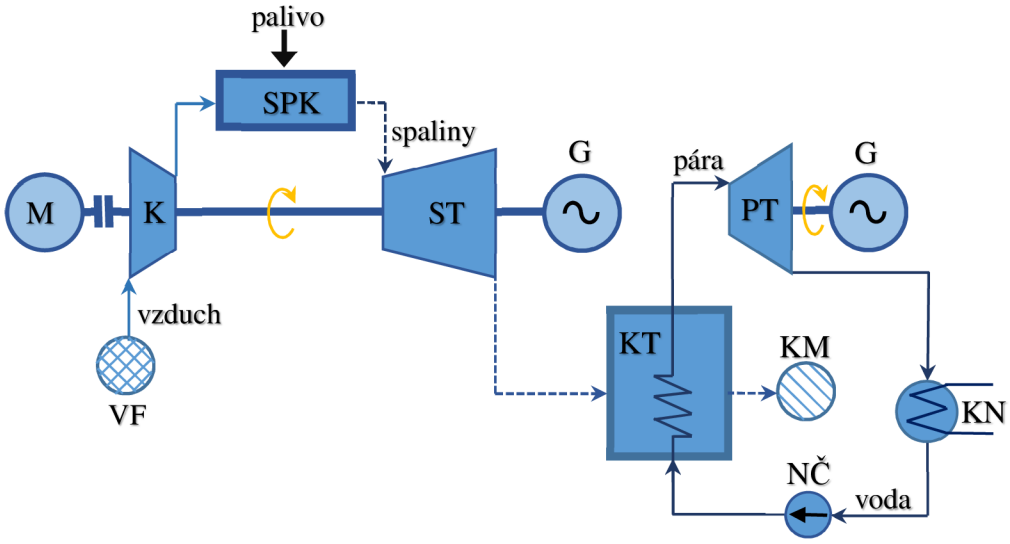
SEZNAM TABULEK ... 91

SEZNAM PŘÍLOH ... 92

ÚVOD

Kotel na odpadní teplo slouží k hospodárnějšímu využití tepla obsaženého ve spalinách, které by jinak bylo nevyužito. Proto se tyto kotle využívají v odvětvích produkujících zbytkové teplo (hutnický, chemický průmysl, atd.), pro různé technologické účely.

Velmi vhodné a nejčastější využití kotle na odpadní teplo je v paroplynovém cyklu (viz obr. 1). Zde se využívá zbytkového tepla spalin vzniklých spálením zemního plynu ve spalovací turbíně pro výrobu páry v kotli, která následně vstupuje do parní turbíny [2].



VF – vzduchový filtr; K – kompresor; M – motor; SPK – spalovací komora; ST – spalovací turbína; G – generátor; KT – kotel na odpadní teplo; KM – komín; PT – parní turbína; KN – kondenzátor; NČ – napájecí čerpadlo

Obr. 1 Schéma paroplynového cyklu [9]

Samotný proces výroby páry probíhá tak, že spaliny proudí skrze spalinový kanál (SK) kotle. Zde jsou za sebou řazeny výhřevné plochy (přehříváky, výparníky a ekonomizéry), které předávají teplo obsažené ve spalinách do vody, ta se mění v páru. Spaliny po průchodu spalinovým kanálem míří přímo do komína a následně do ovzduší [2].

V dnešní době je možné se setkat s kotli na odpadní teplo, které využívají i přídavných hořáků a ventilátorů pro zvýšení produkce spalin. Tento způsob se využívá pro stabilizaci při větších výkyvech parametrů spalin.

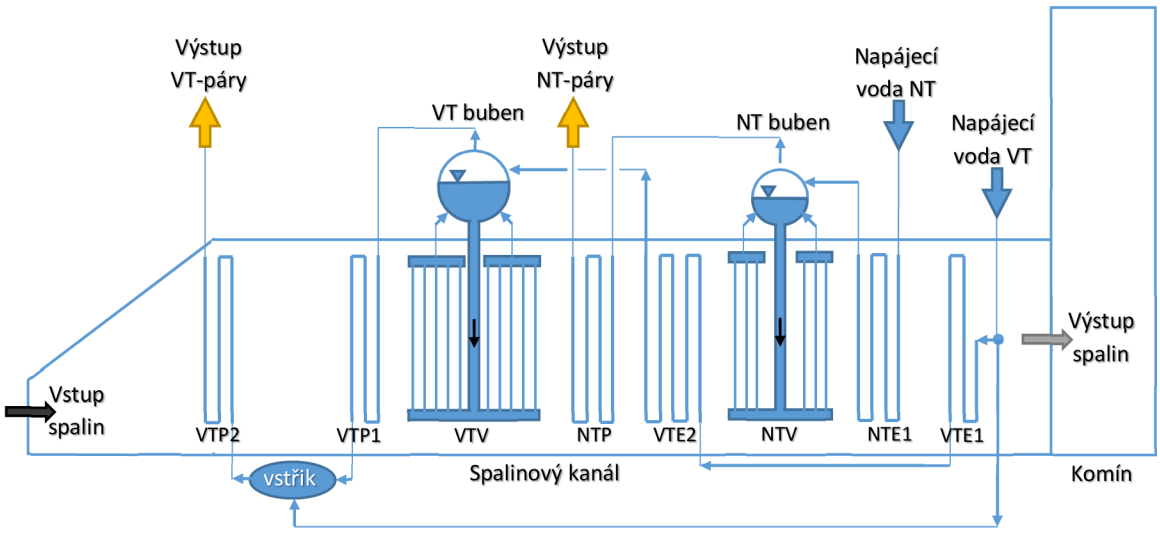
Využívání odpadního tepla zvyšuje celkovou účinnost procesu spalování.

Obr. 2 Kotel na odpadní teplo[14]

1 ZÁKLADNÍ POPIS KOTLE

Horizontální kotel na odpadní teplo, který je předmětem této práce, má byt umístěn do paroplynového cyklu za spalovací turbínou. Kotel na odpadní teplo je volen jako bubnový, vodotrubnatý s přirozenou cirkulací. Z důvodu požadavku na odběr páry pro VT turbínu a technologický odběr je volen jako dvoutlaký. Přidanou hodnotou této volby je lepší využití teplotního spádu spalin.

Z kotle jsou spaliny vedeny přímo do komína, jehož součástí je žebřík a ochoz. Kotel je pro snadnější přepravu po délce rozdělen do několika modulů a vybaven kontrolními průlezy. Hlavní část kotle obsahuje 8 výhřevných ploch řazených za sebou, které tvoří jeden nízkotlaký a jeden vysokotlaký okruh (viz obr. 1.1).



Obr. 1.1 Schéma dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo

Nízkotlaký okruh tvoří přehřívák, výparník a ekonomizér. Vysokotlaký okruh je tvořen dvěma přehříváky, výparníkem a ekonomizérem děleným do dvou stupňů.

Proces výroby přehřáté páry pro parní turbínu probíhá následovně. Do ekonomizéru vstupuje napájecí voda o teplotě 62 °C, zde je ohřáta a vedena do bubnu. Ze spodní části bubnu vedou zavodňovací potrubí do komor, které přivádí vodu do výparníku. Vněm vzniká vlivem přestupu tepla parovodní směs, která přirozenou cirkulací pokračuje do sběrných komor. Odtud je převáděcím potrubím vedena směs zpět do bubnu, jehož hlavní funkce je separace syté páry od syté kapaliny. Z nejvyššího místa bubnu je následně vedena separovaná sytá pára do přehříváků, kde dochází k přehřátí páry. Pro lepší regulaci parametrů páry VT okruhu, je před druhým stupněm přehříváku volen vstřik napájecí vody.

Při provozu navrhovaného kotle na odpadní teplo se počítá s odluhem 0,5 %. Vliv odluhu při této velikosti by neměl mít vliv na tepelný výpočet kotle, proto se při výpočtu zanedbává. Vliv odluhu na tepelný výpočet se bere v úvahu, je-li odluh větší než 2 % [13].

V prvním kroku návrhu kotle se stanoví počet a řazení výhřevných ploch. Následně se sestaví pilový diagram, který slouží k určení parametrů páry a spalin v jednotlivých bodech diagramu. Poté se navrhne geometrie první výhřevné plochy, která nám stanoví výsledný rozměr spalinového kanálu. Dále je proveden výpočet rozměrů bubnu, zavodňovacích a převáděcích potrubí. V závěru je vypočítána ztráta tahu spalinového kotle a nakreslena výkresová dokumentace.

1.1 Zadané parametry dvoutlakého kotle

Zadané parametry spalin:

Hmotnostní průtok spalin: $\dot{M}_{SP} = 70\ \mathrm{kg \cdot s^{-1}}$
Vstupní teplota spalin: $t_{SP} = 470\ °\mathrm{C}$

Teplota napájecí vody: $t_{NV} = 62\ °\mathrm{C}$

Požadované výstupní parametry přehřáté páry:

Vysokotlaký okruh	teplota:	$t_1^{VT} = 420\ °\mathrm{C}$
	tlak:	$p_1^{VT} = 5\ \mathrm{MPa}$
Nízkotlaký okruh	teplota:	$t_1^{NT} = 270\ °\mathrm{C}$
	tlak:	$p_1^{NT} = 0{,}6\ \mathrm{MPa}$

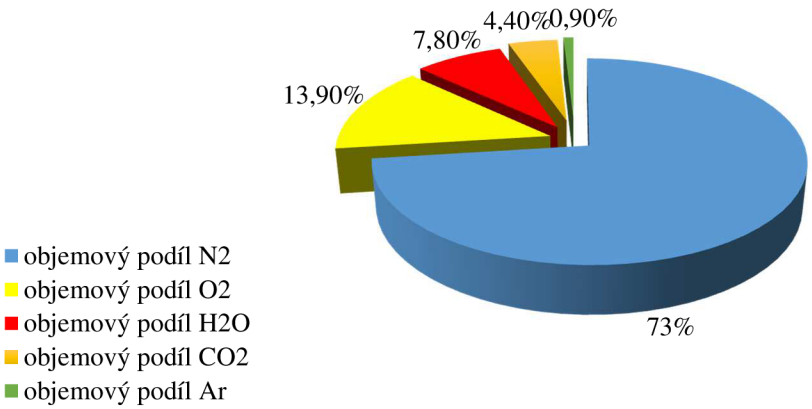
Maximální přípustné tlakové ztráty:

Pro výpočet je stanovena maximální dovolená tahová ztráta kotle. Tato přípustná ztráta vyplývá z volby spalovací turbíny o zadaných parametrech. V případě překročení dovolené ztráty by došlo k nesprávnému odvodu spalin z kotle. Proto je požadavkem, že tahová ztráta kotle nesmí být větší než 1000 Pa.

Dovolená tahová ztráty: $\Delta p_{DZ} = 1000\ \mathrm{Pa}$

Objemové složení spalin:

Objemový podíl N_2: $x_{N2} = 0{,}730$
Objemový podíl O_2: $x_{O2} = 0{,}139$
Objemový podíl H_2O: $x_{H2O} = 0{,}078$
Objemový podíl CO_2: $x_{CO2} = 0{,}044$
Objemový podíl Ar: $x_{Ar} = 0{,}009$



Obr. 1.2 Graf objemového složení spalin

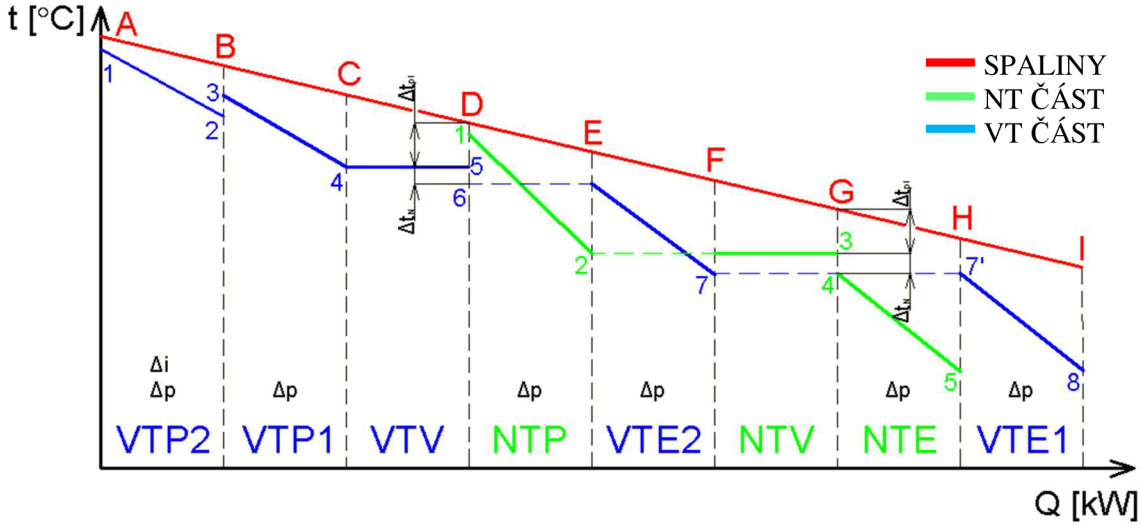
Hustota jednotlivých složek spalin [3]:

Hustota N_2: $\rho_{N2} = 1{,}2505\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}}$
Hustota O_2: $\rho_{O2} = 1{,}4289\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}}$
Hustota H_2O: $\rho_{H2O} = 0{,}8040\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}}$
Hustota CO_2: $\rho_{CO2} = 1{,}9768\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}}$
Hustota Ar: $\rho_{Ar} = 1{,}7839\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}}$

2 TEPELNÝ VÝPOČET KOTLE

2.1 Pilový diagram

Prvním krokem tepelného výpočtu je sestavení pilového diagramu s ohledem na co největší využití tepelné energie obsažené ve spalinách. Důraz se klade na bod D, který určuje hlavní výkon VT části kotle. Rozdíl mezi teplotou spalin v tomto bodě a teplotou parovodní směsi ve výparníku se nazývá „pinchpoint“ Δt_{pi}. Jeho velikost se pohybuje mezi 5 až 15 °C [13]. Další důležitou hodnotou je volba nedohřevu Δt_N mezi výparníkem a ekonomizérem, kdy při nižších hodnotách Δt_N roste počet teplosměnných ploch, a tím i náklady na kotel, zatím co při vyšších hodnotách Δt_N nedochází k maximálnímu využití tepelné energie spalin, a tím dochází k navýšení komínové ztráty [2]. Pro snížení této ztráty se využívá dělení teplosměnných ploch. Z tohoto důvodu je u VT okruhu rozdělen přehřívák a ekonomizér na dvě části. Předběžné schéma řazení jednotlivých výhřevných ploch je uvedeno v pilovém diagramu na obr. 2.1.



Obr. 2.1 Schéma předběžného pilového diagramu navrhovaného kotle

Body 1 pro VT a NT část v pilovém diagramu jsou zadány, zbývající body jsou dopočítány pomocí softwaru X-Steam [11], nebo voleny na základě konzultací (pinchpointy, nedohřevy). Pro přehlednost jsou hodnoty uvedeny v tab. 2.1.

Tab. 2.1 Zvolené hodnoty pro tepelný výpočet kotle

Zvolené veličiny	Značení	Hodnota	Jednotka
Tlaková ztráta na VT přehříváku 2	Δp_{P2}^{VT}	0,15	[MPa]
Tlaková ztráta na VT přehříváku 1	Δp_{P1}^{VT}	0,15	[MPa]
Tlaková ztráta na VT ekonomizéru 2	Δp_{E2}^{VT}	0,2	[MPa]
Tlaková ztráta na VT ekonomizéru 1	Δp_{E1}^{VT}	0,2	[MPa]
Tlaková ztráta na NT přehříváku	Δp_{P}^{NT}	0,1	[MPa]
Tlaková ztráta na NT ekonomizéru	Δp_{E}^{NT}	0,15	[MPa]
Entalpický spád na VT přehříváku 2	Δi_{P2}^{VT}	270	[kJ·kg^{-1}]
Teplota nedohřevu u VT okruhu	Δt_{N}^{VT}	7	[°C]
Teplota nedohřevu u NT okruhu	Δt_{N}^{NT}	5	[°C]
Pinchpoint pro VT okruh	Δt_{pi}^{VT}	8	[°C]
Pinchpoint pro NT okruh	Δt_{pi}^{NT}	10	[°C]

2.2 Parametry vody a páry

Tato podkapitola se zabývá stanovením hodnot veličin tlaku, teploty a entalpie v jednotlivých bodech VT a NT okruhu. Tyto hodnoty budou následně použity k určení parních výkonů a výpočtu měrných objemů média. Při výpočtu bylo využito softwaru X-steam verze 2.6 [11].

2.2.1 Parametry vody a páry ve vysokotlakém okruhu

Parametry přehřáté páry v bodě 1-VT:

p_1^{VT} = 5 MPa (zadaná hodnota)

t_1^{VT} = 420 °C (zadaná hodnota)

i_1^{VT} = 3245,31 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_1^{VT} = f(t_1^{VT}; p_1^{VT})$)

Parametry přehřáté páry v bodě 2-VT:

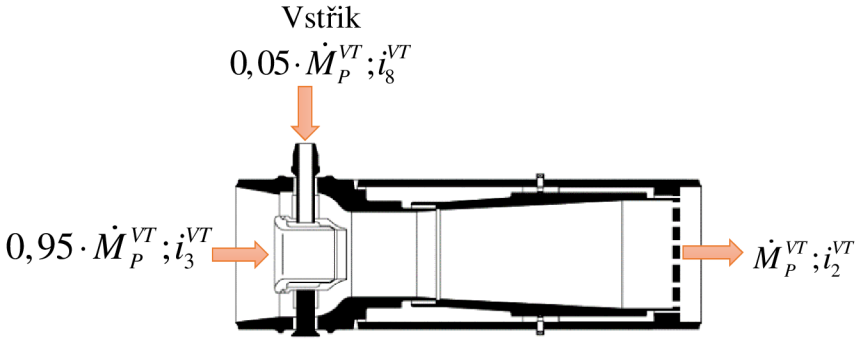
$p_2^{VT} = p_1^{VT} + \Delta p_{P2}^{VT}$ = 5 + 0,15 = 5,15 MPa (voleno)

$i_2^{VT} = i_1^{VT} - \Delta i_{P2}^{VT}$ = 3245,31 – 270 = 2975,31 kJ·kg^{-1} (voleno)

t_2^{VT} = 317,9 °C (určeno X-Steam; $t_2^{VT} = f(i_2^{VT}; p_2^{VT})$)

Parametry přehřáté páry v bodě 3-VT:

V bodě 3-VT je teplota páry regulována pomocí vstřiku napájecí vody t_{NV} o teplotě 62 °C. Pro výpočet entalpie se použije rovnice bilance vstřiku (2.1). Bilance je znázorněna na obr. 2.2. Na základě konzultace se volí jeden 5% vstřik napájecí vody [13].



Obr. 2.2 Parní chladiče pro vstřik napájecí vody [10]

Rovnice bilance vstřiku:

$$\dot{M}_P^{VT} \cdot i_2^{VT} = 0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot i_3^{VT} + 0,05 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot i_8^{VT} \tag{2.1}$$

$$i_3^{VT} = \frac{i_2^{VT} - 0,5 \cdot i_8^{VT}}{0,95} = \frac{2975,31 - 0,05 \cdot 264,26}{0,95} = 3117,99 \text{ kJ·kg}^{-1}$$

$p_3^{VT} = p_2^{VT}$ = 5,15 MPa (zadaná hodnota)

t_3^{VT} = 369,9 °C (určeno X-Steam; $t_3^{VT} = f(i_3^{VT}; p_3^{VT})$)

Parametry páry v bodě 4-VT:

$p_4^{VT} = p_3^{VT} + \Delta p_{P1}^{VT}$ = 5,15+ 0,15 = 5,3 MPa (voleno)

t_4^{VT} = 267,6 °C (určeno X-Steam; $t_4^{VT} = f(p_4^{VT})$ = teplota saturace)

i_4^{VT} = 2791,60 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_4^{VT} = f(p_4^{VT})$)

Parametry vody v bodě 5-VT:

$p_5^{VT} = p_4^{VT}$ = 5,3 MPa (zadaná hodnota)

$t_5^{VT} = t_4^{VT}$ = 267,6 °C (zadaná hodnota)

i_5^{VT} = 1172,96 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_5^{VT} = f(p_5^{VT}; t_5^{VT})$)

Parametry vody v bodě 6-VT:

$p_6^{VT} = p_5^{VT}$ = 5,3 MPa (zadaná hodnota)

$t_6^{VT} = t_5^{VT} - \Delta t_N^{VT}$ = 267,6 – 7 = 260,6 °C (voleno)

i_6^{VT} = 1137,76 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_6^{VT} = f(p_6^{VT}; t_6^{VT})$)

Parametry vody v bodě 7-VT = 7A-VT = 7B-VT:

$p_7^{VT} = p_6^{VT} + \Delta p_{E2}^{VT}$ = 5,3 + 0,2 = 5,5 MPa (voleno)

t_7^{VT} = 160 °C (voleno)

i_7^{VT} = 678,44 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_7^{VT} = f(p_7^{VT}; i_7^{VT})$)

Parametry vody v bodě 8-VT:

$p_8^{VT} = p_7^{VT} + \Delta p_{E1}^{VT}$ = 5,5 + 0,2 = 5,7 MPa (voleno)

t_8^{VT} = t_{NV} = 62 °C (zadaná hodnota)

i_8^{VT} = 264,26 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_8^{VT} = f(p_8^{VT}; t_8^{VT})$)

2.2.2 Parametry vody a páry v nízkotlakém okruhu

Parametry přehřáté páry v bodě 1-NT:

p_1^{NT} = 0,6 MPa (zadaná hodnota)

t_1^{NT} = 270 °C (zadaná hodnota)

i_1^{NT} = 2999,56 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_1^{NT} = f(t_1^{NT}; p_1^{NT})$)

Parametry páry v bodě 2-NT:

$p_2^{NT} = p_1^{NT} + \Delta p_P^{NT}$ = 0,6 + 0,1 = 0,7 MPa (voleno)

t_2^{NT} = 165 °C (určeno X-Steam; $t_2^{NT} = f(p_2^{NT})$ = teplota saturace)

i_2^{NT} = 2762,56 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_2^{NT} = f(p_2^{NT})$)

Parametry vody v bodě 3-NT:

$p_3^{NT} = p_2^{NT}$ = 0,7 MPa (zadaná hodnota)

$t_3^{NT} = t_2^{NT}$ = 165 °C (zadaná hodnota)

i_3^{NT} = 697,14 kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_3^{NT} = f(p_3^{NT}; t_3^{NT})$)

Parametry vody v bodě 4-NT:

$p_4^{NT} = p_3^{NT} = 0{,}7$ MPa (zadaná hodnota)

$t_4^{NT} = t_3^{NT} - \Delta t_N^{NT} = 165 - 5 = 160$ °C (voleno)

$i_4^{NT} = 675{,}42$ kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_4^{NT} = f(p_4^{NT}; t_4^{NT})$)

Parametry vody v bodě 5-NT:

$p_5^{NT} = p_4^{NT} + \Delta p_E^{NT} = 0{,}7 + 0{,}15 = 0{,}85$ MPa (voleno)

$t_5^{NT} = \Delta t_{NV} = 62$ °C (zadaná hodnota)

$i_5^{NT} = 260{,}21$ kJ·kg^{-1} (určeno X-Steam; $i_5^{NT} = f(p_5^{NT}; t_5^{NT})$)

2.3 Parametry spalin

2.3.1 Hustota spalin

V zadání je množství spalin uvedeno v kg·s^{-1}. Pro další výpočet je zapotřebí toto množství převést na Nm^3·s^{-1}. Proto je nutné přepočítat hustotu spalin, za pomocí tab. 2.2 a zadaného objemového složení (viz kap. 1.1).

Tab. 2.2 Měrné hmotnosti plynů obsažených ve spalinách při 0 °C a 0,101 MPa [3]

ρ_{N2} [Nm^3·kg^{-1}]	ρ_{O2} [Nm^3·kg^{-1}]	ρ_{H2O} [Nm^3·kg^{-1}]	ρ_{CO2} [Nm^3·kg^{-1}]	ρ_{Ar} [Nm^3·kg^{-1}]
1,2505	1,4289	0,804	1,9768	1,7839

$$\rho_{SP} = x_{N2} \cdot 1{,}2505 + x_{O2} \cdot 1{,}4289 + x_{H2O} \cdot 0{,}804 + x_{CO2} \cdot 1{,}9768 + x_{Ar} \cdot 1{,}7839 \tag{2.2}$$

$$\rho_{SP} = 0{,}730 \cdot 1{,}2505 + 0{,}139 \cdot 1{,}4289 + 0{,}078 \cdot 0{,}804 + 0{,}044 \cdot 1{,}9768 + 0{,}009 \cdot 1{,}7839$$

$$\rho_{SP} = 1{,}27723 \text{ Nm}^3\text{·kg}^{-1}$$

2.3.2 Výpočet objemového průtoku spalin

Cílem níže uvedeného výpočtu je přepočet hmotnostního průtoku spalin na objemový, který poslouží k získání hodnoty entalpie spalin v jednotlivých bodech pilového diagramu, a také k určení střední rychlosti spalin pro každou teplosměnnou plochu ve spalinovém kanálu.

$$\dot{M}_{VSP} = \frac{\dot{M}_{SP}}{\rho_{SP}} = \frac{70}{1{,}27723} = 54{,}81 \text{ Nm}^3\text{·s}^{-1} \tag{2.3}$$

2.3.3 Výpočet entalpie spalin v jednotlivých bodech

Tabulka 2.3 udává hodnoty entalpií pro jednotlivé složky spalin při dané teplotě. Následuje názorná ukázka výpočtu entalpie zadaných spalin pro teplotu 100 °C.

Tab. 2.3 Měrná entalpie složek spalin na 1 m^3 při 0 °C a 0,101 MPa [3]

t [°C]	*i* [*kJ·Nm*$^{-3}$]					I_{SP} [*kJ·Nm*$^{-3}$]
	N_2	O_2	H_2O	CO_2	*Ar*	
100	130	132	150	170	93	**133,265**
200	260	267	304	357	186	**268,007**
300	392	407	463	559	278	**405,945**
400	527	551	626	772	372	**580,293**
500	666	699	795	994	456	**693,272**

Vzor výpočtu pro 100 °C:

$$I_{SP100} = x_{N2} \cdot 130 + x_{O2} \cdot 132 + x_{H2O} \cdot 150 + x_{CO2} \cdot 170 + x_{Ar} \cdot 93 \tag{2.4}$$

$$I_{SP100} = 0,73 \cdot 130 + 0,139 \cdot 132 + 0,078 \cdot 150 + 0,044 \cdot 170 + 0,009 \cdot 93$$

$$I_{SP100} = 133,265 \ \text{kJ·Nm}^{-3}$$

Vypočtené entalpie spalin pro ostatní teploty jsou uvedeny v tabulce 2.3 na pravé straně.

2.3.3.1 *Entalpie spalin v bodě A*

Výpočet vstupní entalpie spalin pro $t_{SP} = t_A$ = 470 °C:
Entalpie spalin v bodě A je určena pomocí interpolace hodnot spalin (v tabulce 2.3) pro interval teplot od 400 do 500 °C. Výpočet interpolace je proveden dle vzorce (2.5).

$$I_{SPA} = I_{SP400} + (I_{SP500} - I_{SP400}) \cdot \frac{t_A - 400}{100} \tag{2.5}$$

$$I_{SPA} = 580,293 + (693,272 - 580,293) \cdot \frac{470 - 400}{100} = 659,378 \ \text{kJ·Nm}^{-3}$$

2.3.3.2 *Entalpie spalin v bodě D*

Teplota spalin v bodě D je určena ze zvoleného pinchpointu Δt_{pi}^{VT} pro VT okruh a teploty ve výparníku t_5^{VT}.

$$t_D = t_5^{VT} + \Delta t_{pi}^{VT} = 267,6 + 8 = 275,6 \ \text{°C}$$

Entalpie spalin v bodě D se určí stejným způsobem jako v případě bodu A, a to za pomocí interpolace pro výpočtovou teplotu 275,6 °C.

$$I_{SPD} = I_{SP200} + (I_{SP300} - I_{SP200}) \cdot \frac{t_D - 200}{100} = 268,007 + (405,945 - 268,007) \cdot \frac{275,6 - 200}{100} = 371,474 \ \text{kJ·Nm}^{-3}$$

2.3.3.3 *Entalpie spalin v bodě G*

Teplota spalin v bodě G je určena ze zvoleného pinchpointu pro NT okruh Δt_{pi}^{NT} a teploty ve výparníku t_3^{NT}.

$$t_G = t_3^{NT} + \Delta t_{pi}^{NT} = 165 + 10 = 175 \ \text{°C}$$

Entalpie spalin v bodě G se určí opět za pomocí interpolace pro výpočtovou teplotu 175 °C.

$$I_{SPG} = I_{SP100} + (I_{SP200} - I_{SP100}) \cdot \frac{t_G - 100}{100} = 133,265 + (268,007 - 133,265) \cdot \frac{175 - 100}{100} = 234,258 \ \text{kJ·Nm}^{-3}$$

2.4 Výpočet tepelných ztrát sáláním kotle

Ztráta sálání kotle zohledňuje množství tepla, které uniká pláštěm kotle do okolí. Závisí na velikosti výkonu kotle, druhu paliva a dále pak na kvalitě izolace stěn [8]. Pro výpočet ztráty sáláním je tedy zapotřebí vypočítat maximální teoreticky využitelný tepelný výkon spalin, určit konstantu C a hodnoty dosadit do rovnice (2.7). K určení ztráty je využita norma ČSN EN 12952-15 [7].

Výpočet tepla spalin na vstupu do kotle:

$$Q_{SPA} = \dot{M}_{VSP} \cdot I_{SPA} = 54,81 \cdot 659,378 = 36138,001 \ \text{kW} = 36,138 \ \text{MW} \tag{2.6}$$

Výpočet ztráty sáláním:

Konstanta C = 0.0113 (voleno pro kotle na kapalná paliva a zemní plyn)

$$Q_{RC} = C \cdot Q_{SPA}^{0,7} = 0,0113 \cdot 36,138^{0,7} = 0,139205 \text{ MW} = 139,205 \text{ kW} \tag{2.7}$$

$$z_S = \frac{Q_{RC}}{Q_{SPA}} = \frac{0,139205}{36,138} = 0,00385 = 0,385\ \% \tag{2.8}$$

Celková tepelná ztráta sáláním činí 0,385 %.

2.5 Parní výkon kotle a tepla předaná v jednotlivých výhřevných plochách

Výpočty uvedené v této kapitole slouží k určení parního výkonu VT a NT okruhu. Po stanovení jednotlivých výkonů následuje výpočet předpokládaného tepla předaného v jednotlivých teplosměnných plochách kotle.

2.5.1 Parní výkon VT okruh

Pro výpočet parního výkonu ve VT okruhu je potřeba vypočítat teplo odevzdané spalinami mezi body A až D.

$$Q_{SPA-D} = \dot{M}_{VSP} \cdot (I_{SPA} - I_{SPD}) = \cdot (659,378 - 372,301) = 15733,58 \text{ kW} \tag{2.9}$$

Tento tepelný tok přechází ze strany spalin do parní části kotle, je nutné ale vzít v úvahu ztráty vzniklé sáláním do okolí.

$$Q_{1-6}^{VT} = Q_{SPA-D} \cdot (1 - z_S) = 15733,58 \cdot (1 - 0,385) = 15672,98 \text{ kW} \tag{2.10}$$

2.5.1.1 *Výpočet hmotnostního průtoku páry ve VT okruhu*

Průtok páry se stanoví z vypočtených hodnot předaného tepla $\dot{Q}_{1-6}^{VT}$ a entalpií média ve VT okruhu. Již dříve byl zvolen vstřik 5 %.

$$Q_{1-6}^{VT} = \dot{M}_P^{VT} \cdot \left[(i_1^{VT} - i_2^{VT}) + 0,95 \cdot (i_2^{VT} - i_6^{VT}) + 0,05 \cdot (i_2^{VT} - i_7^{VT}) \right] \tag{2.11}$$

$$\dot{M}_P^{VT} = \frac{Q_{1-6}^{VT}}{(i_1^{VT} - i_2^{VT}) + 0,95 \cdot (i_2^{VT} - i_6^{VT}) + 0,05 \cdot (i_2^{VT} - i_8^{VT})}$$

$$\dot{M}_P^{VT} = \frac{15672,98}{\left[(3245,31 - 2975,31) + 0,95 \cdot (2975,31 - 1137,76) + 0,05 \cdot (2975,31 - 264,26) \right]} = 7,286 \quad \text{kg·s}^{-1}$$

Parní výkon VT okruhu je 7,286 kg·s^{-1}což odpovídá 26,228 tunám páry za hodinu.

2.5.2 Teplo předané v jednotlivých výhřevných plochách VT okruhu

Tepelný výkon VT přehříváku 2:

$$Q_{VTP2} = \dot{M}_P^{VT} \cdot (i_1^{VT} - i_2^{VT}) = 7,286 \cdot (3245,31 - 2975,31) = 1967,115 \text{ kW}$$

Tepelný výkon VT přehříváku 1:

$$Q_{VTP1} = 0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot (i_3^{VT} - i_4^{VT}) = 0,95 \cdot 7,286 \cdot (3117,99 - 2791,60) = 2259,047 \text{ kW}$$

Tepelný výkon VT výparníku:

$$Q_{VTV} = 0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot (i_4^{VT} - i_6^{VT}) = 0,95 \cdot 7,286 \cdot (2791,60 - 1137,76) = 11446,815 \text{ kW}$$

Tepelný výkon VT ekonomizéru 2:

$$Q_{VTE2} = 0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot (i_6^{VT} - i_7^{VT}) = 0,95 \cdot 7,286 \cdot (1137,76 - 678,44) = 3179,091 \text{ kW}$$

Tepelný výkon VT ekonomizéru 1:

$$Q_{VTE1} = 0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot (i_7^{VT} - i_8^{VT}) = 0,95 \cdot 7,286 \cdot (678,44 - 264,26) = 2866,649 \text{ kW}$$

Kontrola:

Součet předaných tepel v jednotlivých výhřevných plochách (přehřívák 1, přehřívák 2 a výparník) má být roven předanému teplu ze strany spalin s povolenou odchylkou do 0,5 %.

$$Q_{VTP2} + Q_{VTP1} + Q_{VTV} = \dot{Q}_{SPA-D} \cdot (1 - z_S) \tag{2.12}$$

$$1967,115 + 2259,047 + 11446,815 = 15733,58 \cdot (1 - 0,00385)$$

$$15672,977 \text{ kW} = 15673,009 \text{ kW}$$

$$\left| \left(\frac{15673,009}{15672,977} - 1 \right) \cdot 100 \right| = 0,0002\% \Rightarrow \textbf{Výpočet je správně.}$$

2.5.3 Parní výkon NT okruh

Parní výkon NT okruhu je stanoven podobně jako VT okruh. Vypočte se velikost tepla, kterou odevzdají spaliny NT přehříváku a výparníku, tedy teplo odevzdané spalinami mezi body D až G. Je nutné odečíst teplo, které odebere VT ekonomizér 2 umístěný mezi těmito plochami (bod E a F).

$$Q_{SPD-G} = \dot{M}_{VSP} \cdot [I_{SPD} - I_{SPG} - (I_{SPE} - I_{SPF})] = 54,81 \cdot [372,301 - 234,258 - (364,107 - 305,877)] = 4407,81 \text{ kW}$$

Tento tepelný tok přechází ze strany spalin do parní části kotle, je nutné ale vzít v úvahu ztráty vzniklé sáláním do okolí.

$$Q_{1-4}^{NT} = Q_{SPD-G} \cdot (1 - z_S) = 80,425 \cdot (1 - 0,00385) = 4390,84 \text{ kW}$$

2.5.3.1 *Výpočet hmotnostního průtoku páry v NT okruhu*

Průtok páry se stanoví z vypočtených hodnot předaného tepla Q_{1-4}^{NT} a entalpií vody a páry v NT okruhu.

$$Q_{1-4}^{NT} = \dot{M}_P^{NT} \cdot \left[(i_1^{NT} - i_2^{NT}) + (i_2^{NT} - i_4^{NT}) \right]$$

$$\dot{M}_P^{NT} = \frac{Q_{1-4}^{NT}}{(i_1^{NT} - i_2^{NT}) + (i_2^{NT} - i_4^{NT})} = \frac{4390,84}{(2999,56 - 2762,56) + (2762,56 - 675,42)} = 1,889 \text{ kg·s}^{-1}$$

Parní výkon NT okruhu je 1,889 kg·s^{-1} což odpovídá 6,8 tunám páry za hodinu.

2.5.4 Teplo předané v jednotlivých výhřevných plochách NT okruhu

Tepelný výkon NT přehříváku

$$Q_{NTP} = \dot{M}_P^{NT} \cdot (i_1^{NT} - i_2^{NT}) = 1,889 \cdot (2999,56 - 2762,56) = 447,379 \text{ kW}$$

Tepelný výkon NT výparníku

$$Q_{NTV} = \dot{M}_P^{NT} \cdot (i_2^{NT} - i_4^{NT}) = 1,889 \cdot (2762,56 - 675,42) = 3943,462 \text{ kW}$$

Tepelný výkon NT ekonomizéru

$$Q_{NTE} = \dot{M}_P^{NT} \cdot (i_4^{NT} - i_5^{NT}) = 1,889 \cdot (675,42 - 260,21) = 784,415 \text{ kW}$$

Kontrola:

Součet předaných tepel v jednotlivých výhřevných plochách (přehřívák a výparník) má být roven předanému teplu ze strany spalin s povolenou odchylkou do 0,5 %.

$$Q_{NTP} + Q_{NTV} = Q_{SPD-G} \cdot (1 - z_S)$$

$$447,379 + 3943,462 = 4407,81 \cdot (1 - 0,00385)$$

$$4390,841 \text{ kW} = 4390,841 \text{ kW}$$

$$\left| \left(\frac{4390,841}{4390,841} - 1 \right) \cdot 100 \right| = 0\% \Rightarrow \textbf{Výpočet je správně.}$$

2.5.5 Výpočet entalpie a teploty spalin v bodech B, C, E, F, H, I

Entalpie a teplota spalin v bodě B:

$$I_{SPB} = I_{SPA} - \frac{Q_{VTP2}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 659,378 - \frac{1967,115}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 623,347 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

$$t_{SPB} = \frac{(I_{SPB} - I_{SP400}) \cdot 100}{I_{SP500} - I_{SP400}} + 400 = \frac{(623,347 - 580,293) \cdot 100}{693,272 - 580,293} + 400 = 438,1 \text{ °C}$$

Entalpie a teplota spalin v bodě C:

$$I_{SPC} = I_{SPB} - \frac{Q_{VTP1}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 623,347 - \frac{2259,047}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 581,969 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

$$t_{SPC} = \frac{(I_{SPC} - I_{SP400}) \cdot 100}{I_{SP500} - I_{SP400}} + 400 = \frac{(581,969 - 580,293) \cdot 100}{693,272 - 580,293} + 400 = 401,5 \text{ °C}$$

Entalpie a teplota spalin v bodě E:

$$I_{SPE} = I_{SPD} - \frac{Q_{NTP}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 653,95 - \frac{447,379}{(1 - 0,00385) \cdot 54,23} = 364,107 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

$$t_{SPE} = \frac{(I_{SPE} - I_{SP200}) \cdot 100}{I_{SP300} - I_{SP200}} + 200 = \frac{(364,107 - 268,007) \cdot 100}{405,945 - 268,007} + 200 = 269,7 \text{ °C}$$

Entalpie a teplota spalin v bodě F:

$$I_{SPF} = I_{SPE} - \frac{Q_{VTE2}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 364,107 - \frac{3179,091}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 305,877 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

$$t_{SPF} = \frac{(I_{SPF} - I_{SP200}) \cdot 100}{I_{SP300} - I_{SP200}} + 200 = \frac{(305,877 - 268,007) \cdot 100}{405,945 - 268,007} + 200 = 227,5 \text{ °C}$$

Entalpie a teplota spalin v bodě H:

$$I_{SPH} = I_{SPG} - \frac{Q_{NTE}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 653,95 - \frac{784,415}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 219,278 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

$$t_{SPH} = \frac{(I_{SPH} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(219,278 - 133,265) \cdot 100}{268,007 - 133,265} + 100 = 163,8 \text{ °C}$$

Entalpie a teplota spalin v bodě I:

$$I_{SPI} = I_{SPH} - \frac{Q_{VTE1}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 653,95 - \frac{2866,649}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 166,770 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

$$t_{SPI} = \frac{(I_{SPI} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(166,770 - 133,265) \cdot 100}{268,007 - 133,265} + 100 = 127,9 \text{ °C}$$

2.6 Souhrn vypočtených hodnot

Tato kapitola obsahuje přehledný souhrn všech doposud získaných výsledků. Hodnoty vypočtených teplot páry v jednotlivých bodech pilového diagramu jsou uvedeny v tab. 2.4 a teploty spalin tab. 2.6. Dílčí výsledky velikostí tepel předaných v jednotlivých výhřevných plochách jsou sumarizovány v tab. 2.5.

Tab. 2.4 Vypočtené teploty vody a páry v jednotlivých bodech pilového diagramu

Příslušný bod v pilovém diagramu	Teploty vody a páry pro příslušný bod [°C]
1-VT	420,0
2-VT	317,9
3-VT	369,9
4-VT	267,6
5-VT	267,6
6-VT	260,6
7-VT	160,0
8-VT	62,0
1-NT	270,0
2-NT	165,0
3-NT	165,0
4-NT	160,0
5-NT	62,0

Tab. 2.5 Velikosti předaných tepel v jednotlivých teplosměnných plochách

Teplosměnná plocha	Velikost předaného tepla Q [kW]
VT přehřívák 2	1967,115
VT přehřívák 1	2259,047
VT výparník	11446,815
VT ekonomizér 2	3179,091
VT ekonomizér 1	2866,649
NT přehřívák	447,379
NT výparník	3943,462
NT ekonomizér	784,415
Celkové teplo ve VT části	21718,717
Celkové teplo v NT části	5175,256
Celkové předané teplo	**26893,973**

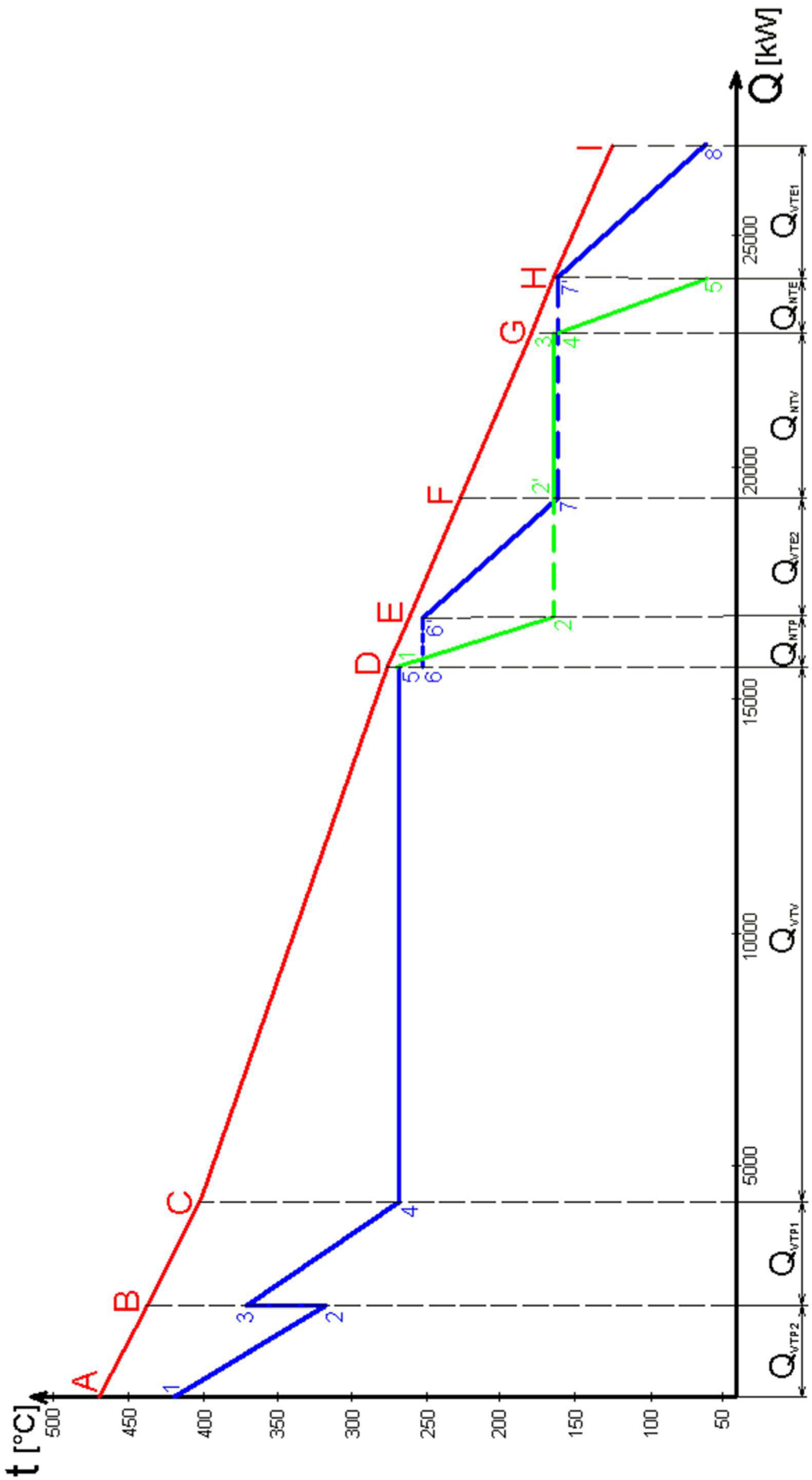
Tab. 2.6 Vypočtené teploty spalin v jednotlivých bodech pilového diagramu

Příslušný bod v pilovém diagramu	Teplota spalin pro příslušný bod [°C]
A	470,0
B	438,1
C	401,5
D	275,6
E	269,7
F	227,5
G	174,5
H	163,8
I	124,9

Tab. 2.7 Přehled dalších vypočtených hodnot

Veličina	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Hustota spalin	ρ_{SP}	1,27723	[Nm^3·kg^{-1}]
Objemový tok spalin	$\dot{M}_{VSP}$	54,81	[Nm^3·s^{-1}]
Velikost vstřiku do VT části	*Vstřik*	5	[%]
Parní výkon VT části	$\dot{M}_P^{VT}$	7,286	[kg·s^{-1}]
Parní výkon NT části	$\dot{M}_P^{NT}$	1,889	[kg·s^{-1}]
Tepelné ztráty sáláním	z_S	0,358	[%]

Pro lepší názornost jsou tyto hodnoty zaznačeny do pilového diagramu na obr. 2.3

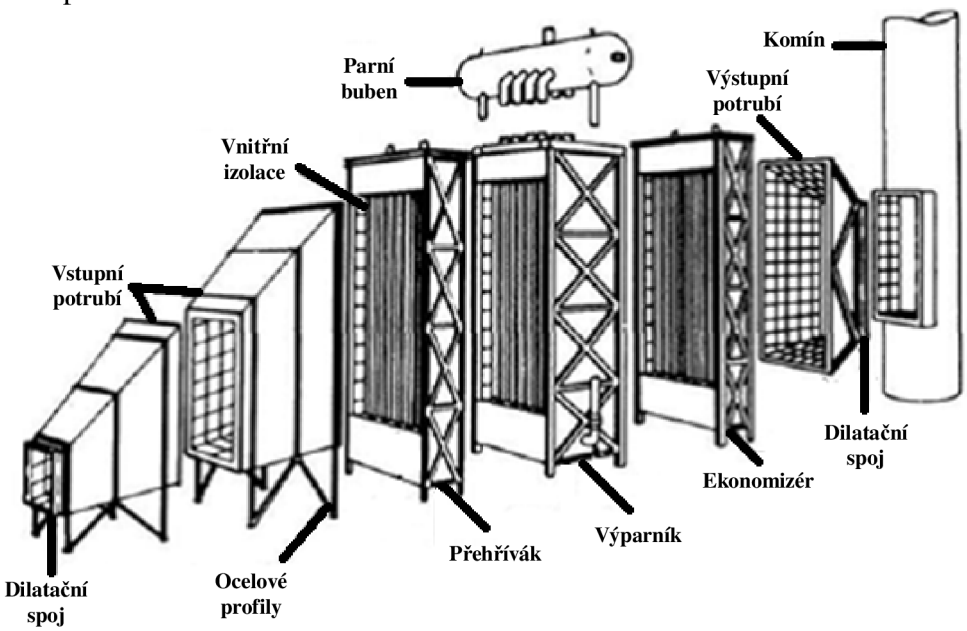


Obr. 2.3 Skutečný pilový diagram

3 NÁVRH SPALINOVÉHO KANÁLU

Tato kapitola se zabývá návrhem rozměrů spalinového kanálu. V první fázi návrhu se určí výhřevná plocha, od které se výpočet odvíjí. Zvolenou plochou je první teplosměnná plocha po vstupu spalin do kotle, kterou je VT přehřívák 2.

Na počátku se zvolí základní rozměry normovaných žebrovaných trubek VT přehříváku 2 a rychlost přehřáté páry. Ta bývá volena pro přehříváky v mezích od 15−30 m·s^{-1}. Na základě toho se vypočítá množství trubek n_{tr} v jedné podélné řadě a jejich příčná rozteč s_1. Následně se zkontroluje, je-li rychlost w_{P2}^{skut} proudění přehřáté páry ve VT přehříváku 2 přípustná. Pokud ano, tak se dále vypočítá šířka spalinového kanálu $\check{S}$, která je dána počtem trubek v jedné podélné řadě a příčnou roztečí mezi nimi.



Obr. 3.1 Modulová koncepce spalinového kanálu [9]

Z pohledu spalin je nutné vypočítat reálný objemový tok spalin $\dot{M}_{VSP}^{skut}$ pro střední teplotu spalin $\overline{t}_{SP}$ ve VTP2 a zvolit rychlost proudění spalin w_{SP} tak, aby bylo možné dopočítat průtočnou plochu S_{kan} spalin pro VTP2. U dvoutlakých kotlů na odpadní teplo se volí rychlost spalin mezi hodnotami 8−12 m·s^{-1} z důvodu nižších tlakových ztrát. Výška spalinového kanálu H se stanoví z vypočítané průtočné plochy a šířky spalinového kanálu a ze zvolených rozměrů žebrovaných trubek VTP2.

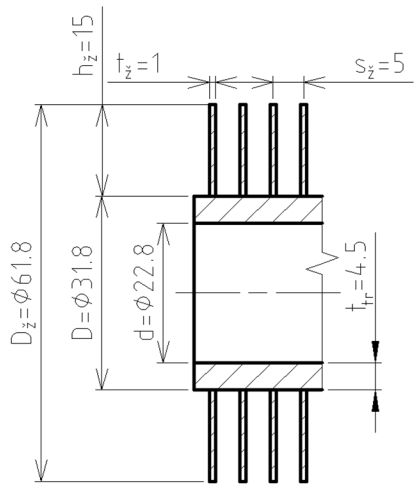
Výpočet pokračuje drobnou korekcí šířky a výšky spalinového kanálu, z důvodu snazší výroby kotle se hodnoty zaokrouhlí na celé centimetry. Po zaokrouhlení je nutné přepočítat skutečnou průtočnou plochu S_{kan}^{skut} a rychlost spalin w_{SP}^{skut}. Výpočet je převážně proveden za využití literatury [3].

3.1 Návrh rozměrů žebrovaných trubek VT přehříváku 2

Pro vysokotlaký přehřívák 2 jsou zvoleny žebrované trubky, viz tabulka 3.1. Zjednodušenou geometrii trubek s žebry znázorňuje obrázek 3.2. Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu se volí jako vystřídané a to i u všech ostatních výhřevných ploch z důvodu lepšího přestupu tepla. Zvolené rozměry jsou udány v mm, do vzorců se dosazuje v základních jednotkách tedy v metrech.

Tab. 3.1 Rozměry žebrované trubky VTP2

Volené rozměry trubky			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	[mm]
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	4,5	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	22,8	[mm]
Volené rozměry žebrování			
Výška žeber	$h_ž$	15	[mm]
Vnější průměr žeber	$D_ž$	61,8	[mm]
Tloušťka žeber	$t_ž$	1	[mm]
Rozteč žeber	$s_ž$	5	[mm]
Počet žeber na 1 m tr.	$n_ž$	210	[-]



Obr. 3.2 Rozměry žebrované trubky VTP2

Vnitřní průměr trubky:

$$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 31{,}8 - 2 \cdot 4{,}5 = 22{,}8 \text{ mm}$$

Vnější průměr žeber:

$$D_ž = D + 2 \cdot h_ž = 31{,}8 + 2 \cdot 15 = 61{,}8 \text{ mm}$$

3.1.1 Určení počtu trubek v jedné řadě VTP2

Z lit. [3] je dáno, že doporučená rychlost proudění páry v přehříváku má být v rozmezí 15–30 m·s^{-1}. Po konzultaci byla zvolena rychlost páry w_{P2} uvnitř VTP2 20 m·s^{-1}. Dále výpočet zahrnuje stanovení středního měrného objemu páry $\bar{v}_{P2}$, ten je dán aritmetickou průměrnou teplotou $\bar{t}_{P2}$ a tlakem $\bar{p}_{P2}$ ve VT přehříváku 2. Pro určení počtu trubek VTP2 se vychází z rovnice kontinuity (3.1).

Střední měrný objem páry ve VTP2:

$$\left.\begin{aligned} \bar{t}_{P2} &= \frac{t_1^{VT} + t_2^{VT}}{2} = \frac{420 + 317{,}9}{2} = 369{,}0°C \\ \bar{p}_{P2} &= \frac{p_1^{VT} + p_2^{VT}}{2} = \frac{5 + 5{,}15}{2} = 5{,}075 MPa \end{aligned}\right\} \Rightarrow \bar{v}_{P2} = 0{,}053375 \text{ m}^3\cdot\text{kg}^{-1} \text{ (určeno z X-steam)}$$

Rovnice kontinuity:

$$\dot{M}_P^{VT} = \frac{w_{P2} \cdot S_{P2}}{\bar{v}_{P2}} \tag{3.1}$$

Průtočný průřez trubek VTP2:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \tag{3.2}$$

Po úpravě rovnic (3.1) a (3.2) vychází výsledný vzorec pro určení počtu trubek.

Určení počtu trubek VTP2:

$$n_{tr} = \frac{\dot{M}_P^{VT} \cdot \overline{v}_{P2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w_{P2}} = \frac{7,286 \cdot 0,053375}{\frac{\pi \cdot 0,0228^2}{4} \cdot 20} = 47,62$$

$n_{tr} = 47,62 \Rightarrow$ voleno 48 trubek v jedné řadě

Přepočet skutečné rychlosti páry ve VTP2:

$$w_{P2}^{skut} = \frac{\dot{M}_P^{VT} \cdot \overline{v}_{P2}}{S_{P2}} = \frac{\dot{M}_P^{VT} \cdot \overline{v}_{P2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr}} = \frac{7,286 \cdot 0,053375}{\frac{\pi \cdot 0,0228^2}{4} \cdot 48} = 19,84 \ \text{m·s}^{-1}$$

3.1.2 Výpočet objemového průtoku spalin ve VTP2

Volené parametry pro výhřevnou plochu ve spalinovém kanálu:

rychlost spalin na vstupu do kotle	w_{SP} = 10 m·s^{-1} (na základě konzultace)
vzdálenost mezi žebry	a = 5 mm
podélná rozteč mezi trubkami	s_2 = 117 mm

Výpočet střední teploty spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_A + t_B}{2} = \frac{470 + 438,1}{2} = 451,1 \ °\text{C}$$

Skutečné množství proudících spalin kanálem při střední teplotě proudu:

$$\dot{M}_{VSP}^{skut} = \dot{M}_{VSP} \cdot \frac{\overline{t}_{SP} + 273,15}{273,15} = 54,23 \cdot \frac{451,1 + 273,15}{273,15} = 145,909845 \ \text{Nm}^3\text{·s}^{-1}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{kan} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{skut}}{w_{SP}} = \frac{145,909845}{10} = 14,590985 \ \text{m}^2$$

3.2 Rozměry spalinového kanálu

Šířka spalinového kanálu se vypočte z navrhované geometrie VTP2, viz rovnice (3.4). Ze zvolené rychlosti a vypočtené skutečné průtočné plochy spalin se úpravou rovnice (3.4) získá hodnota výšky spalinového kanálu.

Výpočet příčné rozteče trubek VTP2 v kanálu:

$$s_1 = D + 2 \cdot h_Ž + a = 31,8 + 2 \cdot 15 + 7 = 68,8 \ \text{mm} = 0,0688 \ \text{m}$$

Výpočet šířky spalinového kanálu:

$$Š = \frac{1}{2} \cdot s_1 + (n_{tr} - 1) \cdot s_1 + \frac{1}{2} \cdot s_1 + \frac{1}{2} \cdot s_1 = \frac{1}{2} \cdot 0,0688 + (48 - 1) \cdot 0,0688 + \frac{1}{2} \cdot 0,0688 + \frac{1}{2} \cdot 0,0688 \quad (3.3)$$

$Š$ = 3,23980 m ≈ 3,24 m

Výpočet výšky spalinového kanálu:

$$S_{kan} = H \cdot Š - H \cdot D \cdot n_{tr} - 2 \cdot H \cdot h_Ž \cdot t_Ž \cdot n_Ž \cdot n_{tr} \quad (3.4)$$

$$H = \frac{S_{kan}}{Š - D \cdot n_{trP2} - 2 \cdot h_Ž \cdot t_Ž \cdot n_Ž \cdot n_{trP2}} = \frac{14,590985}{3,24 - 0,0318 \cdot 48 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 210 \cdot 48}$$

H = 10,34088 ≈ 10,34 m

Výpočet skutečné rychlosti spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{\dot{M}_{SP}^{skut}}{S_{kan}} = \frac{\dot{M}_{SP}^{skut}}{H \cdot Š - H \cdot D \cdot n_{trP2} - 2 \cdot H \cdot h_{Ž} \cdot t_{Ž} \cdot n_{Ž} \cdot n_{trP2}}$$

$$w_{SP}^{skut} = \frac{14,590985}{10,34 \cdot 3,24 - 10,34 \cdot 0,0318 \cdot 48 - 2 \cdot 10,34 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 210 \cdot 48}$$

$$w_{SP}^{skut} = 10 \ \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kontrola:

Následuje kontrola spalinového kanálu, kdy poměr šířky ku výšce se má pohybovat do 0,2.

$$\frac{Š}{H} \geq 0,2$$

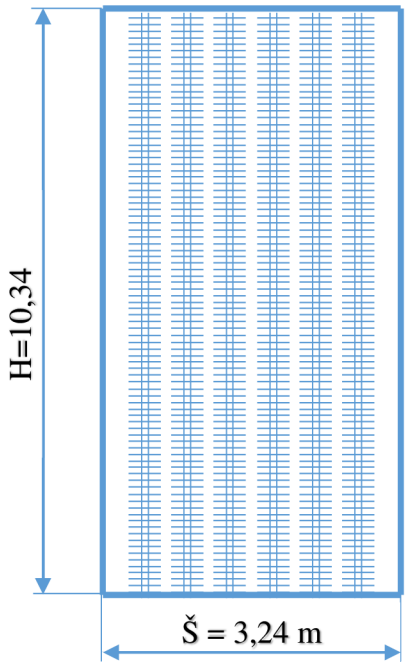
$$\frac{Š}{H} = \frac{3,24}{10,34} = 0,31 \geq 0,2 \ \Rightarrow \textbf{Výpočet je správně.}$$

3.3 Souhrn vypočtených hodnot

Tato kapitola se zabývala určením šířky a výšky spalinového kanálu, stanovením rozměrů a uspořádání VT přehříváku 2. Souhrn vypočtených hodnot je uveden v tab. 3.2.

Tab. 3.2 Souhrn vypočtených hodnot pro návrh spalinového kanálu

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Šířka spalinového kanálu	$Š$	3,24	[m]
Výška spalinového kanálu	H	10,34	[m]
Rychlost spalin na vstupu do kotle	w_{SP}	10	[m·s^{-1}]



Obr. 3.3 Schéma spalinového kanálu

4 NÁVRH A DIMENZOVÁNÍ TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

V předchozí kapitole byla navrhnuta geometrie VTP2 a vypočítány rozměry spalinového kanálu. Tato kapitola se zabývá dimenzováním jednotlivých výhřevných ploch, které musí respektovat rozměry již navrženého spalinového kanálu. Postup výpočtu je u většiny výhřevných ploch shodný, pouze u výparníků a ekonomizérů se výpočet mírně odlišuje a bude popsán v dané kapitole.

Při dimenzování jsou voleny normalizované rozměry trubek dle normy ČSN EN 10216-2 [5]. Volí se vnější průměr trubky D, tloušťka stěny trubky t_{tr} a následuje dopočet vnitřního průměru trubky d.

Volba výšky žebra $h_ž$ závisí na druhu výhřevné plochy. Pro přehříváky a ekonomizéry je doporučená výška 10–15 mm a pro výparníky 12–19 mm [13]. Vnější průměr žebrované trubky $D_ž$ se dopočítá z vnějšího průměru trubky a z výšky žebra. Tloušťka žeber $t_ž$ je volena 1 mm u všech teplosměnných ploch. Počet žeber $n_ž$ na 1 m délky se uvažuje v rozmezí mezi 120 až 250 žebry. Rozteč mezi žebry $s_ž$ je převrácenou hodnotou počtu žeber na 1 m délky.

Dále je u zvolených rozměrů trubek dopočítána příčná rozteč s_1, která je dána průměrem $D_ž$ a mezerou a mezi jednotlivými trubkami.

Výpočet pokračuje určením počtu trubek n_{tr} v jedné podélné řadě a následně se provede kontrola rychlosti média w_P v trubce. Na základě konzultace byla zvolena podélná rozteč s_2 pro přehříváky a výparníky 117 mm a pro ekonomizéry 92 mm [13]. Dále je nutno určit velikost průtočné plochy S a rychlost spalin w_{SP} pro danou teplosměnnou plochu.

Následující krok spočívá v určení počtu trubek podélných řad $n_{řad}$ v dané teplosměnné ploše. Tento počet lze určit z podílu celkové výhřevné plochy ku ploše jedné řady trubek ze strany spalin. Celková plocha se stanoví z rovnice přestupu tepla, kde vystupují veličiny: navrhovaný výkon výhřevné plochy Q, součinitel prostupu tepla k a logaritmický teplotní spád $\Delta t_{\ln}$. Plocha jedné řady se určí z geometrie. Počet podélných řad se musí blížit celému číslu, při čemž se volí nejbližší celé číslo počtu řad. Z rovnice prostupu tepla se následně vypočte skutečné předané teplo Q_{skut} [2].

Plochu lze považovat za navrženou, pokud rozdíl mezi navrhovaným výkonem Q a skutečným výkonem Q_{skut} dané teplosměnné plochy nepřesáhne hodnotu ±2 %. Pro zpřesnění lze měnit rozměry žebrovaných trubek, rozteče, případně počet trubek tak, aby podmínka byla splněna. Výpočet byl převážně proveden za využití lit. [3].

Výstupem z výše uvedeného návrhu je stanovení celkové geometrie jednotlivých výhřevných ploch, především pak určení počtu řad a přepočet teploty a entalpie spalin na výstupu z dané výhřevné plochy. Zmíněné parametry spalin jsou vstupem pro následující výhřevnou plochu.

Obr. 4.1 Ukázka výhřevných ploch ve spalinovém kanále [1]

Některé volené veličiny jsou shodné pro výpočet všech výhřevných ploch, ty jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce 4.1.

Tab. 4.1 Zvolené hodnoty pro výpočet teplosměnných ploch

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Šířka spalinového kanálu	$Š$	3,24	[m]
Výška spalinového kanálu	H	10,34	[m]
Podélná rozteč mezi trubkami	s_2	0,117	[m]
Objemový průtok spalin	M_{VSP}	54,81	[Nm^3·s^{-1}]
Poměrná ztráta sáláním	z_s	0,385	[%]
Součinitel rozšíření žebra	μ	1	[-]
Součinitel tepelné vodivosti žebra	$\lambda_Ž$	40	[W·m^{-1}·K^{-1}]
Součinitel znečištění žebra	ε	0,003	[m^2·K W^{-1}]
Koeficient nerovnoměrnosti rozložení α_K po povrchu žebra (voleno pro žebra s kruhovým základem)	$\psi_Ž$	0,85	[-]

Použité vzorce

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1red}} + \frac{1}{\alpha_{2red}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} \tag{4.1}$$

Kde:
- α_{1red} [W·m^{-2}·K^{-1}] součinitel přestupu tepla ze strany spalin
- α_{2red} [W·m^{-2}·K^{-1}] součinitel přestupu tepla ze strany páry
- S_{1m} [m^2] celkový vnější povrch jedné trubky se žebry 1 m dlouhé
- S_{2m} [m^2] vnitřní povrch jedné trubky 1 m dlouhé

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_Ž}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_Ž \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_Ž \cdot \alpha_K} \tag{4.2}$$

Kde:
- μ [-] součinitel rozšíření žebra
- ε [m^2·K W^{-1}] součinitel znečištění žebra
- E [-] součinitel efektivnosti žebra
- α_K [W·m^{-2}·K^{-1}] součinitel přestupu tepla konvekcí
- $\psi_Ž$ [-] koeficient nerovnoměrnosti rozložení α_K po povrchu žebra
- S_h/S [-] podíl volných trubek a celkové plochy
- $S_Ž/S$ [-] podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_Ž}{S} = \frac{\left(\frac{D_Ž}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_Ž}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_Ž}{D} - \frac{t_Ž}{D}\right)} \tag{4.3}$$

Kde:
- $s_Ž$ [m] rozteč mezi žebry
- $t_Ž$ [m] tloušťka žebra

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_Ž}{S} \tag{4.4}$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{Ž} \cdot \alpha_K}{t_{Ž} \cdot \lambda_{Ž} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{Ž} \cdot \alpha_K)}} \tag{4.5}$$

Kde: $\lambda_{ž}$ [W·m^{-1}·K^{-1}] tepelná vodivost žebra
α_k [W·m^{-2}·K^{-1}] součinitel přestupu tepla konvekcí

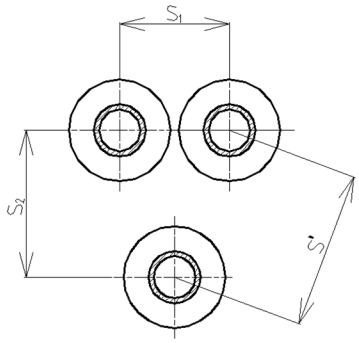
Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_{Ž}} \cdot \left(\frac{D}{s_{Ž}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{Ž}}{s_{Ž}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_{Ž}}{\nu_{SP}}\right)^{0,65} \tag{4.6}$$

Kde: $h_{ž}$ [m] výška žebra
w_{SP} [m·s^{-1}] rychlost spalin
λ_{SP} [W·m^{-1}·K^{-1}] tepelná vodivost spalin
φ_σ [-] součinitel poměrných roztečí
C_Z [-] opravný koeficient poměrné délky
ν_{SP} [m^2·s^{-1}] součinitel kinematické viskozity spalin

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} \tag{4.7}$$



Obr. 4.2 Schéma rozteče trubek

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2':

$$\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} \tag{4.8}$$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ:

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} \tag{4.9}$$

Povrch jednoho žebra:

$$S_{1Ž} = 2\pi \cdot \left(\frac{D_Ž^2 - D^2}{4}\right) + \pi \cdot D_Ž \cdot t_Ž \tag{4.10}$$

Celkový vnější povrch jedné trubky se žebry 1 m dlouhé:

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_Ž \cdot t_Ž) + n_Ž \cdot S_{1Ž} \tag{4.11}$$

Vnitřní povrch jedné trubky 1 m dlouhé:

$$S_{2m} = \pi \cdot d \tag{4.12}$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně páry:

$$\alpha_{2red} = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_P}{d}\left(\frac{w_P \cdot d}{\nu_P}\right)^{0,8} \cdot (\mathrm{Pr}_P)^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

Kde:	w_P	[m·s^{-1}]	rychlost páry
	Pr_P	[-]	Prandltovo číslo
	λ_P	[W·m^{-1}·K^{-1}]	tepelná vodivost páry
	d	[-]	vnitřní průměr trubky
	ν_P	[m^2·s^{-1}]	součinitel kinematické viskozity páry
	c_t	[-]	opravný koeficient mezikruží
	c_l	[-]	opravný koeficient na poměrnou délku
	c_t	[-]	opravný koeficient závislý na teplotě proudu stěny

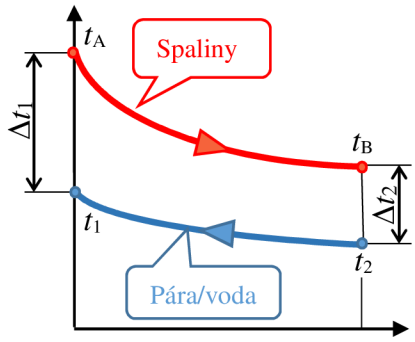
Střední logaritmický teplotní spád:

Veškeré teplosměnné plochy byly zvoleny jako protiproudé, z tohoto důvodu se střední log. teplotní spád určí z rovnice (4.14) lit. [2].

$$\Delta t_1 = t_A - t_1$$

$$\Delta t_2 = t_B - t_2$$

$$\Delta t_{\ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} \tag{4.13}$$



Obr. 4.3 Střední logaritmický teplotní spád

Kde:	Δt_1	[°C]	rozdíl teplot mezi vstupem spalin a výstupem páry/vody
	Δt_2	[°C]	rozdíl teplot mezi výstupem spalin a vstupem páry/vody

Rovnice přestupu tepla:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t_{\ln} \Rightarrow S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{\ln}} \tag{4.14}$$

Kde:	k	[W·m^{-2}·K^{-1}]	součinitel prostupu tepla
	$\Delta t_{\ln}$	[°C]	střední logaritmický teplotní spád
	S	[m^2]	celkový povrch teplosměnné plochy

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} \tag{4.15}$$

Kde:	n_{tr}	[-]	počet trubek
	H	[m]	délka trubky (odpovídá výšce SK)

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{celk}}{S_{řad}} \tag{4.16}$$

Skutečná plocha dané teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad}^{skut} \tag{4.17}$$

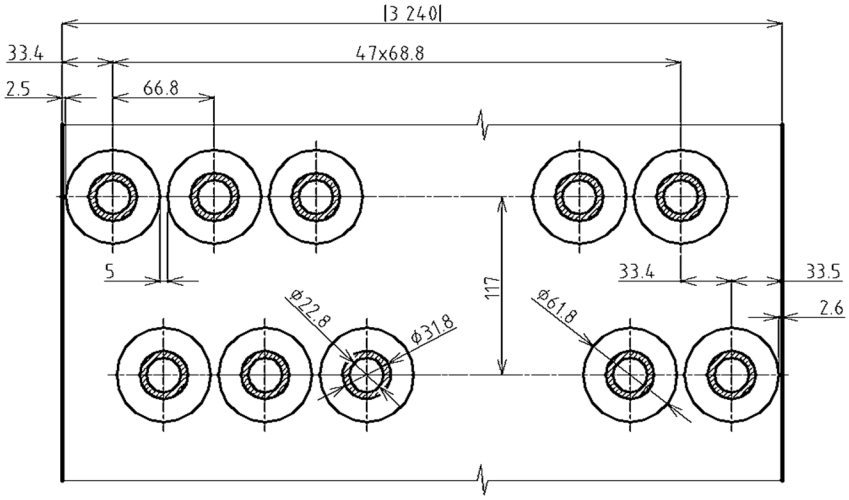
Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše:

$$Q^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln} \tag{4.18}$$

4.1 Návrh výhřevné plochy VT přehříváku 2

4.1.1 Geometrie uspořádání VT přehříváku 2

Návrh rozměrů a uspořádání žebrovaných trubek VTP2 ve spalinovém kanálu byl proveden v kapitole 3. Na obrázku 4.4 je znázorněno geometrické uspořádání VTP2 ve spalinovém kanálu.



Obr. 4.4 Geometrické uspořádání trubek VTP2 ve spalinovém kanálu

4.1.2 Výpočet prostupu tepla ve VT přehříváku 2

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_Ž}{S}=\frac{\left(\frac{D_Ž}{D}\right)^2-1}{\left(\frac{D_Ž}{D}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{s_Ž}{D}-\frac{t_Ž}{D}\right)}=\frac{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2-1}{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{0,005}{0,0318}-\frac{0,001}{0,0318}\right)}=0,9169$$

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S}=1-\frac{S_Ž}{S}=1-0,9169=0,0831$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta=\sqrt{\frac{2\cdot\psi_Ž\cdot\alpha_K}{t_Ž\cdot\lambda_Ž\cdot(1+\varepsilon\cdot\psi_Ž\cdot\alpha_K)}}=\sqrt{\frac{2\cdot0,85\cdot44,65}{0,001\cdot40\cdot(1+0,003\cdot0,85\cdot44,65)}}=41,27$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitele E je odečtena z grafu na str. 114 lit. [3].

$$\frac{D_Ž}{D}=\frac{61,8}{31,8}=1,9$$

$$\beta\cdot h_Ž=41,27\cdot1,9=0,6191$$

Z grafu byla odečtena hodnota $E=$ 0,86

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2'-1}=\frac{2,21006-1}{3,8262-1}=0,3894$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0668}{0,0318} = 2,1006$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2' :

$$\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,0668}{2}\right)^2 + 0,117^2}}{0,0318} = 3,8262$$

Střední teplota spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_A + t_B}{2} = \frac{470 + 438,1}{2} = 454,1\,°\mathrm{C}$$

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda \cdot 10^{-3}$ spalin:

Součinitel tepelné vodivosti a součinitel kinematické viskozity spalin byl určen s využitím literatury [3], str. 24 (viz tabulka 4.2 a 4.3), pro danou střední teplotu spalin a objemový podíl vodní páry. Tabulka zobrazuje hodnoty interpolace pro zadanou vlhkost spalin 7,8 %.

Tab. 4.2 Součinitele tepelné vodivosti spalin

T [°C]	Obsah H_2O v %		
	5	**7,8**	**10**
0	22,50	22,61	22,70
100	30,50	30,89	31,20
200	38,70	39,32	39,80
300	46,40	47,35	48,10
400	54,30	55,59	56,60
500	62,20	63,82	65,10

Vzor výpočtu součinitele tepelné vodivosti spalin ve VTP2:

$$\lambda_{SP} = 55,59 + (63,82 - 55,59) \cdot \frac{454,1 - 400}{100} = 0,0600\ \mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$$

Součinitel kinematické viskozity $\nu \cdot 10^{-6}$ spalin:

Tab. 4.3 Součinitel kinematické viskozity spalin

T[°C]	Obsah H_2O v %		
	5	**7,8**	**10**
0	12,2	12,2	12,2
100	21,3	21,41	21,5
200	31,8	32,36	32,8
300	45,0	45,45	45,8
400	59,2	59,87	60,4
500	74,6	75,55	76,3

Vzor výpočtu součinitele kinematické viskozity spalin ve VTP2:

$$\nu_{SP} = 59,87 + (75,55 - 59,87) \cdot \frac{454,1 - 400}{100} = 6,83477 \cdot 10^{-5}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_{\check{Z}}} \cdot \left(\frac{D}{s_{\check{Z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\check{Z}}}{s_{\check{Z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_{\check{Z}}}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,85 \cdot 0,3894^{0,2} \cdot \frac{0,0600}{0,004} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{19,84 \cdot 0,005}{6,83477 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 44,65\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad je určen z lit [3], str. 116 obrázek 8.4. Pří výpočtu se uvažuje, že počet podélných řad bude 2, proto je volena hodnota:

$C_Z = 0,85$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_{\check{Z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_{\check{Z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\check{Z}} \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1red} = (0,9169 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,0831) \cdot \frac{0,85 \cdot 44,65}{1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 44,65} = 29,70\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně páry:

Pro výpočet redukovaného součinitele přestupu tepla je nutné dopočítat hodnoty součinitele tepelné vodivosti páry λ_P, součinitele kinematické viskozity páry ν_P a Prandltovo číslo Pr_P. Tyto hodnoty jsou stanoveny za pomocí literatury [3]. Pro danou střední teplotu a tlak páry byla využita interpolace.

$\overline{t}_{P2} = 369,0°C$

$\overline{p}_{P2} = 5,075 MPa$

$\lambda_P, = 0,057257\ \mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$

$\nu_P = 1,2355 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$

$\mathrm{Pr}_P = 1,050206$

$$\alpha_{2red} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_P}{d} \cdot \left(\frac{w_P \cdot d}{\nu_P}\right)^{0,8} \cdot (\mathrm{Pr}_P)^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2red} = 0,023 \cdot \frac{0,057257}{0,0228} \cdot \left(\frac{19,84 \cdot 0,0228}{1,2355 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,8} \cdot (1,050206)^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1663,71\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.1.2.1 *Výpočet součinitele prostupu tepla*

Povrch jednoho žebra:

$$S_{1\check{Z}} = 2\pi \cdot \left(\frac{D_{\check{Z}}^2 - D^2}{4}\right) + \pi \cdot D_{\check{Z}} \cdot t_{\check{Z}} = 2\pi \cdot \left(\frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4}\right) + \pi \cdot 0,0618 \cdot 1 = 0,004605\ \mathrm{m^2}$$

Celkový vnější povrch jedné trubky se žebry 1 m dlouhé:

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_{\check{Z}} \cdot t_{\check{Z}}) + n_{\check{Z}} \cdot S_{1\check{Z}} = \pi \cdot 0,0318 \cdot (1 - 210 \cdot 1) + 210 \cdot 0,004605 = 1,045962\ \mathrm{m^2}$$

Vnitřní povrch jedné trubky 1 m dlouhé:

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0228 = 0,071628\ \mathrm{m^2}$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1red}} + \frac{1}{\alpha_{2red}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{29,70} + \frac{1}{1663,71} \cdot \frac{1,045962}{0,071628}} = 23,56 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.1.2.2 *Střední logaritmický teplotní spád*

$$\Delta t_1 = t_A - t_1^{VT} = 470 - 420 = 50°C$$

$$\Delta t_2 = t_B - t_2^{VT} = 438,1 - 317,9 = 120,2°C$$

$$\Delta t_{\ln VTP2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{50 - 120}{\ln \frac{50}{120}} = 80°C$$

4.1.2.3 *Počet řad trubek*

Celkový povrch výhřevné plochy:

$$S_{VTP2}^{celk} = \frac{Q_{VTP2}}{k \cdot \Delta t_{\ln VTP2}} = \frac{1967,115 \cdot 1000}{23,56 \cdot 80} = 1043,432327 \ \mathrm{m^2}$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,34 \cdot 1,045962 \cdot 48 = 519,131789 \ \mathrm{m^2}$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{VTP2}^{celk}}{S_{řad}} = \frac{1043,432327}{519,131789} = 2,0099 \doteq 2 \text{ řady}$$

Přepočet celkového povrchu skutečné teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 519,131789 \cdot 2 = 1038,263579 \ \mathrm{m^2}$$

4.1.2.4 *Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše*

Původně navržená hodnota předaného tepla pro VTP2 byla vypočtena v kapitole 2.5.

Původně navrhovaný výkon:

$$Q_{VTP2} = 1967,115 \ \mathrm{kW}$$

Skutečně předaný výkon:

$$Q_{VTP2}^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln VTP2} = 23,56 \cdot 1038,263579 \cdot 80 = 1957,371 \ \mathrm{kW}$$

Kontrola:

Kontrola spočívá v porovnání navrhovaného výkonu teplosměnné plochy VTP2 a vypočteného skutečného výkonu. Skutečný výkon musí být v rozmezí 2 % od navrhovaného.

$$\left| \left(\frac{Q_{VTP2}^{skut}}{Q_{VTP2}} - 1 \right) \cdot 100 \right| = \left| \left(\frac{1957,371}{1967,115} - 1 \right) \cdot 100 \right| = 0,5\% \ \text{odchylka}$$

Odchylka je v přípustné mezi, zvolený počet řad vyhovuje.

4.1.2.5 *Skutečná teplota spalin v bodě B*

Vlivem dalších úprav a návrhů došlo ke změně celkového výkonu plochy, který se liší od původně navrhovaného výkonu. Z tohoto důvodu je zapotřebí přepočítat entalpii a teplotu na výstupu z plochy. Rovnice (2.5) znázorňuje přepočet skutečné entalpie spalin v bodě B.

Skutečná entalpie spalin v bodě B:

$$I_{SPB}^{skut} = I_{SPA} - \frac{Q_{VTP2}^{skut}}{(1-z_S)\cdot \dot{M}_{VSP}} = 653,95 - \frac{1957,371}{(1-0,00385)\cdot 54,81} = 623,526 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě B:

$$t_{SPB}^{skut} = \frac{(I_{SPB}^{skut} - I_{SP400})\cdot 100}{I_{SP500} - I_{SP400}} + 400 = \frac{(623,526 - 580,293)\cdot 100}{693,272 - 580,293} + 400 = 438,3\,°\text{C}$$

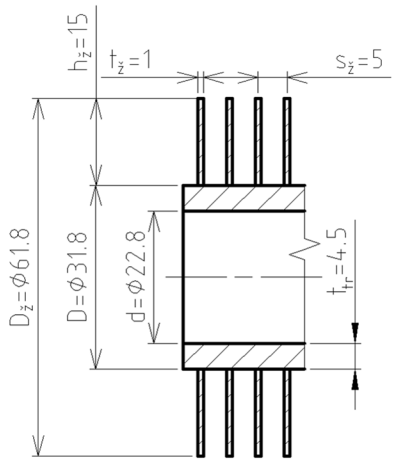
4.2 Návrh teplosměnné plochy VT přehříváku 1

4.2.1 Geometrie uspořádání VT přehříváku 1

Návrh rozměrů žebrovaných trubek VTP1 je uveden v tabulce 4.4 a schematicky znázorněn v obrázku 4.5.

Tab. 4.4 Rozměry žebrované trubky VTP1

Volené rozměry trubky			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	[mm]
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	4,5	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	22,8	[mm]
Volené rozměry žebrování			
Výška žeber	$h_ž$	15	[mm]
Vnější průměr žeber	$D_ž$	61,8	[mm]
Tloušťka žeber	$t_ž$	1	[mm]
Rozteč žeber	$s_ž$	5	[mm]
Počet žeber na 1 m tr.	$n_ž$	200	[-]



Obr. 4.5 Rozměry žebrované trubky VTP1

4.2.1.1 *Určení počtu trubek v jedné řadě VTP1*

Pro určení počtu trubek VTP1 se vychází z šířky navrženého spalinového kanálu a volby rozměrů VTP1. Následuje výpočet skutečné rychlosti páry w_{P1} v trubkách za pomoci stanoveného středního měrného objemu páry $\bar{v}_{P1}$.

Volené parametry pro výhřevnou plochu ve spalinovém kanálu:

vzdálenost mezi žebry $a = 5$ mm
podélná rozteč mezi trubkami $s_2 = 117$ mm

Výpočet příčné rozteče trubek VTP1 v kanálu:

$$s_1 = D + 2\cdot h_Ž + a = 31,8 + 2\cdot 15 + 5 = 66,8 \text{ mm} = 0,0668 \text{ m}$$

Určení počtu trubek VTP1:

Po úpravě rovnice (3.3) dostáváme vztah pro určení počtu trubek.

$$n_{tr} = \frac{Š}{s_1} - 0,5 = \frac{3,24}{0,0668} - 0,5 = 48,003 \Rightarrow 48 \text{ trubek v 1 řadě}$$

Střední měrný objem páry ve VTP1:

$$\left.\begin{aligned}\overline{t}_{P1} &= \frac{t_3^{VT}+t_4^{VT}}{2} = \frac{369,9+267,6}{2} = 318,8°C \\ \overline{p}_{P1} &= \frac{p_3^{VT}+p_4^{VT}}{2} = \frac{5,15+5,3}{2} = 5,225MPa\end{aligned}\right\} \Rightarrow \overline{v}_{P2} = 0{,}0456\ \mathrm{m^3{\cdot}kg^{-1}}\ \text{(určeno z X-steam)}$$

Skutečná rychlost páry ve VTP1:

$$w_{P1}^{skut} = \frac{0,95\cdot \dot{M}^{VT}\cdot \overline{v}_{P1}}{S_{P1}} = \frac{0,95\cdot \dot{M}_P^{VT}\cdot \overline{v}_{P1}}{\frac{\pi\cdot d^2}{4}\cdot n_{trP1}} = \frac{0,95\cdot 7,286\cdot 0,0456}{\frac{\pi\cdot 0,0228^2}{4}\cdot 48} = 16,09\ \mathrm{m{\cdot}s^{-1}}$$

4.2.1.2 *Výpočet objemového průtoku spalin ve VTP1*

Výpočet střední teploty spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_B+t_C}{2} = \frac{438,1+401,5}{2} = 419,8\ °\mathrm{C}$$

Skutečné množství proudících spalin kanálem:

$$\dot{M}_{VSP}^{skut} = \dot{M}_{VSP}\cdot\frac{\overline{t}_{SP}+273,15}{273,15} = 54,23\cdot\frac{419,8+273,15}{273,15} = 139,036100\ \ \mathrm{Nm^3{\cdot}s^{-1}}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{kan} = H\cdot Š - H\cdot D\cdot n_{tr} - H\cdot 2\cdot h_Ž\cdot t_Ž\cdot n_Ž\cdot n_{tr}$$

$$S_{kan} = 10,34\cdot 3,24 - 10,34\cdot 0,0318\cdot 48 - 10,34\cdot 2\cdot 15\cdot 0,001\cdot 200\cdot 48 = 14,740704\ \mathrm{m^2}$$

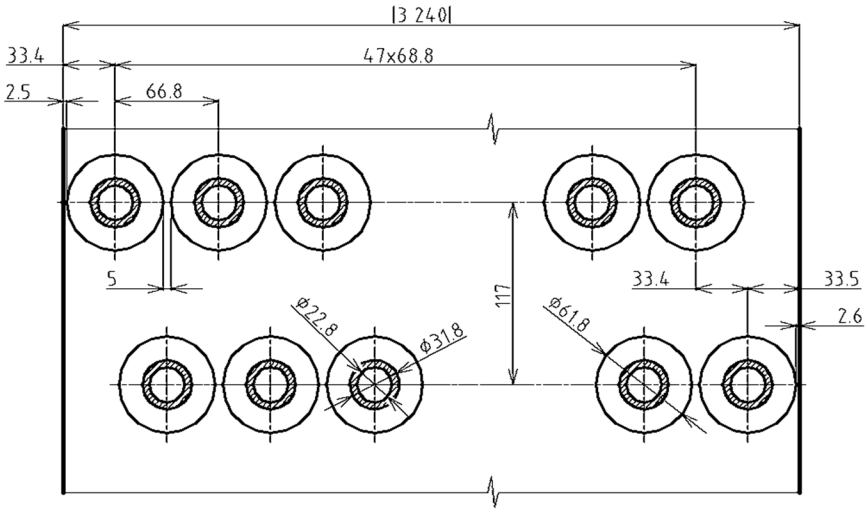
Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{skut}}{S_{kan}} = \frac{139,036100}{14,740704} = 9,43\ \mathrm{m{\cdot}s^{-1}}$$

Přepočtená entalpie a teplota spalin v bodě C:

$$I_{SPC} = I_{SPB}^{skut} - \frac{Q_{VTP1}}{(1-z_S)\cdot \dot{M}_{vSP}} = 623,526 - \frac{2259,047}{(1-0,00385)\cdot 54,81} = 582,148\ \ \mathrm{kJ{\cdot}Nm^{-3}}$$

$$t_{SPC} = \frac{(I_{SPC}-I_{SP300})\cdot 100}{I_{SP400}-I_{SP300}} + 300 = \frac{(582,148-402,74)\cdot 100}{576,56-402,74} + 300 = 401,1\ °\mathrm{C}$$



Obr. 4.6 Geometrické uspořádání trubek VTP1 ve spalinovém kanálu

4.2.2 Výpočet prostupu tepla ve VT přehříváku 1

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_Ž}{S}=\frac{\left(\frac{D_Ž}{D}\right)^2-1}{\left(\frac{D_Ž}{D}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{s_Ž}{D}-\frac{t_Ž}{D}\right)}=\frac{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2-1}{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{0,005}{0,0318}-\frac{0,001}{0,0318}\right)}=0,9169$$

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S}=1-\frac{S_Ž}{S}=1-0,9169=0,0831$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta=\sqrt{\frac{2\cdot\psi_Ž\cdot\alpha_K}{t_Ž\cdot\lambda_Ž\cdot(1+\varepsilon\cdot\psi_Ž\cdot\alpha_K)}}=\sqrt{\frac{2\cdot0,85\cdot43,20}{0,001\cdot40\cdot(1+0,003\cdot0,85\cdot43,20)}}=40,6677$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitele E je odečtena z grafu na str. 114 lit. [3].

$$\frac{D_Ž}{D}=\frac{61,8}{31,8}=1,9$$

$$\beta\cdot h_Ž=40,6677\cdot15=0,6100$$

Z grafu byla odečtena hodnota $E=0,86$

Součinitel poměrných roztečí φ_σ:

$$\varphi_\sigma=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2'-1}=\frac{2,21006-1}{3,8262-1}=0,3894$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1:

$$\sigma_1=\frac{s_1}{D}=\frac{0,0668}{0,0318}=2,1006$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2':

$$\sigma_2'=\frac{s'}{D}=\frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2+s_2^2}}{D}=\frac{\sqrt{\left(\frac{0,0668}{2}\right)^2+0,117^2}}{0,0318}=3,8262$$

Střední teplota spalin:

$$\overline{t}_{SP}=\frac{t_B+t_C}{2}=\frac{438,1+401,5}{2}=419,8\,°\mathrm{C}$$

Výpočet součinitele tepelné vodivosti spalin ve VTP1:

$$\lambda_{SP}=55,59+(63,82-55,59)\cdot\frac{419,8-400}{100}=0,057218\ \mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}}$$

Výpočet součinitele kinematické viskozity spalin ve VTP1:

$$\nu_{SP}=59,87+(75,55-59,87)\cdot\frac{419,8-400}{100}=6,2976\cdot10^{-5}\ \mathrm{m^2\cdot s^{-1}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_Ž} \cdot \left(\frac{D}{s_Ž}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_Ž}{s_Ž}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_Ž}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,85 \cdot 0,3894^{0,2} \cdot \frac{0,057218}{0,005} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,43 \cdot 0,005}{6,2976 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 43,20 \text{ m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad je určen z lit [3], str. 116 obrázek 8.4. Při výpočtu se uvažuje, že počet podélných řad bude 2, proto je volena hodnota:

$C_Z = 0,85$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_Ž}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_Ž \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_Ž \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1red} = (0,9169 \cdot 0,86 \cdot 1 + 0,0831) \cdot \frac{0,85 \cdot 43,20}{1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 43,20} = 28,83 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně páry:

Hodnoty součinitele tepelné vodivosti páry λ_P, součinitele kinematické viskozity páry ν_P a Prandltovo číslo Pr_P. jsou vypočtené za pomocí literatury [3].

$\overline{t}_{P1} = 318,8°C$

$\overline{p}_{P1} = 5,225 MPa$

λ_P, = 0,056624 W·m^{-1}·K^{-1}

ν_P = 9,56·10^{-7} m^2·s^{-1}

Pr_P = 1,130197

$$\alpha_{2red} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_P}{d} \cdot \left(\frac{w_P \cdot d}{\nu_P}\right)^{0,8} \cdot (\text{Pr}_P)^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2red} = 0,023 \cdot \frac{0,056624}{0,0228} \cdot \left(\frac{16,09 \cdot 0,0228}{9,56 \cdot 10^{-7}}\right)^{0,8} \cdot (1,130197)^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1759,28 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

4.2.2.1 *Výpočet součinitele prostupu tepla*

Povrch jednoho žebra:

$$S_{1Ž} = 2\pi \cdot \left(\frac{D_Ž^2 - D^2}{4}\right) + \pi \cdot D_Ž \cdot t_Ž = 2\pi \cdot \left(\frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4}\right) + \pi \cdot 0,0618 \cdot 1 = 0,004605 \text{ m}^2$$

Celkový vnější povrch jedné trubky se žebry 1 m dlouhé:

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_Ž \cdot t_Ž) + n_Ž \cdot S_{1Ž} = \pi \cdot 0,0318 \cdot (1 - 200 \cdot 1) + 200 \cdot 0,004605 = 1,000911 \text{ m}^2$$

Vnitřní povrch jedné trubky 1 m dlouhé:

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0228 = 0,071628 \text{ m}^2$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1red}} + \frac{1}{\alpha_{2red}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{28,83} + \frac{1}{1759,28} \cdot \frac{1,000911}{0,071628}} = 23,46 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.2.2.2 *Střední logaritmický teplotní spád*

$$\Delta t_1 = t_B - t_3^{VT} = 438,1 - 369,9 = 68,2°C$$

$$\Delta t_2 = t_C - t_4^{VT} = 401,5 - 267,6 = 133,9°C$$

$$\Delta t_{\ln VTP1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{68,2 - 133,9}{\ln \frac{68,2}{133,9}} = 97,4°C$$

4.2.2.3 *Počet řad trubek*

Celkový povrch výhřevné plochy:

$$S_{VTP1}^{celk} = \frac{Q_{VTP1}}{k \cdot t_{\ln VTP1}} = \frac{2259,047 \cdot 1000}{23,46 \cdot 97,4} = 989,079059 \ \mathrm{m^2}$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,34 \cdot 1,000911 \cdot 48 = 496,772356 \ \mathrm{m^2}$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{VTP1}^{celk}}{S_{řad}} = \frac{989,079059}{496,772356} = 1,991 \doteq 2 \text{ řady}$$

Přepočet celkového povrchu skutečné teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 496,772356 \cdot 2 = 993,544711 \ \mathrm{m^2}$$

4.2.2.4 *Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše*

Původně navržená hodnota předaného tepla pro VTP1 byla vypočtena v kapitole 2.5.

Původně navrhovaný výkon:

$$Q_{VTP1} = 2259,047 \ \mathrm{kW}$$

Skutečně předaný výkon:

$$Q_{VTP1}^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln VTP1} = 23,46 \cdot 993,544711 \cdot 97,4 = 2269,247 \ \mathrm{kW}$$

Kontrola:

Kontrola spočívá v porovnání navrhovaného výkonu teplosměnné plochy VTP1 a vypočteného skutečného výkonu. Skutečný výkon musí být v rozmezí 2 % od navrhovaného.

$$\left| \left(\frac{Q_{VTP1}^{skut}}{Q_{VTP1}} - 1 \right) \cdot 100 \right| = \left| \left(\frac{2269,247}{2259,047} - 1 \right) \cdot 100 \right| = 0,45\% \ \text{odchylka}$$

Odchylka je v přípustné mezi, zvolený počet řad vyhovuje.

4.2.2.5 *Skutečná entalpie a teplota spalin v bodě C*

Vlivem dalších úprav návrhu došlo ke změně celkového výkonu plochy, který se liší od navrhovaného výkonu. Z tohoto důvodu je zapotřebí přepočítat entalpii a teplotu na výstupu z plochy. Rovnice (2.5) znázorňuje přepočet skutečné entalpie spalin v bodě C.

Skutečná entalpie spalin v bodě C:

$$I_{SPC}^{skut} = I_{SPB}^{skut} - \frac{Q_{VTP1}^{skut}}{(1-z_S)\cdot \dot{M}_{VSP}} = 623,526 - \frac{2269,247}{(1-0,00385)\cdot 54,81} = 581,961 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě C:

$$t_{SPC}^{skut} = \frac{(I_{SPC}^{skut} - I_{SP400})\cdot 100}{I_{SP500} - I_{SP400}} + 400 = \frac{(581,961 - 580,293)\cdot 100}{693,272 - 580,293} + 400 = 401,5\,°\text{C}$$

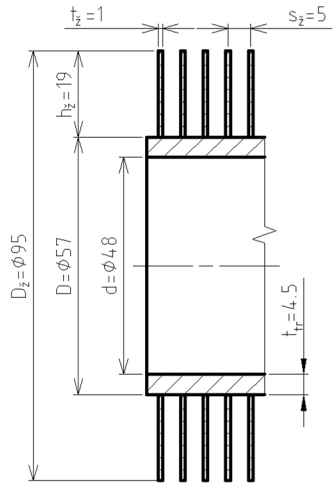
4.3 Návrh teplosměnné plochy VT výparníku

4.3.1 Geometrie uspořádání VT výparníku

Návrh rozměrů žebrovaných trubek VTV je uveden v tabulce 4.5 a schematicky znázorněn v obrázku 4.7.

Tab. 4.5 Rozměry žebrované trubky VTV

Volené rozměry trubky			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	57	[mm]
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	4,5	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	48	[mm]
Volené rozměry žebrování			
Výška žeber	$h_ž$	19	[mm]
Vnější průměr žeber	$D_ž$	95	[mm]
Tloušťka žeber	$t_ž$	1	[mm]
Rozteč žeber	$s_ž$	6	[mm]
Počet žeber na 1 m tr.	$n_ž$	180	[-]



Obr. 4.7 Rozměry žebrované trubky VTV

4.3.1.1 *Určení počtu trubek v jedné řadě VTV*

Pro určení počtu trubek VTV se vychází z šířky navrženého spalinového kanálu a volby rozměrů VTV. Následuje výpočet skutečné rychlosti páry w_{VTV} v trubkách za pomoci stanoveného středního měrného objemu páry $\bar{v}_{\text{VTV}}$.

Volené parametry pro výhřevnou plochu ve spalinovém kanálu:

vzdálenost mezi žebry $a = 5$ mm
podélná rozteč mezi trubkami $s_2 = 117$ mm

Výpočet příčné rozteče trubek VTV v kanálu:

$$s_1 = D + 2\cdot h_Ž + a = 57 + 2\cdot 10 + 5 = 100\,\text{mm} = 0,1\,\text{m}$$

Určení počtu trubek VTV:

$$n_{tr} = \frac{Š}{s_1} - 0,5 = \frac{3,24}{0,1} - 0,5 = 31,9 \Rightarrow 32 \text{ trubek v 1 řadě}$$

4.3.1.2 *Výpočet objemového průtoku spalin ve VTV*

Výpočet střední teploty spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_C + t_D}{2} = \frac{401,5 + 275,6}{2} = 338,5\,°\mathrm{C}$$

Skutečné množství proudících spalin kanálem:

$$\dot{M}_{VSP}^{skut} = \dot{M}_{VSP} \cdot \frac{\overline{t}_{SP} + 273,15}{273,15} = 54,23 \cdot \frac{338,5 + 273,15}{273,15} = 122,733840\ \mathrm{Nm^3 \cdot s^{-1}}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{kan} = H \cdot \check{S} - H \cdot D \cdot n_{tr} - H \cdot 2 \cdot h_{\check{Z}} \cdot t_{\check{Z}} \cdot n_{\check{Z}} \cdot n_{tr} 1$$

$$S_{kan} = 10,34 \cdot 3,24 - 10,34 \cdot 0,0318 \cdot 32 - 10,34 \cdot 2 \cdot 19 \cdot 0,001 \cdot 180 \cdot 32 = 12,378221\,\mathrm{m^2}$$

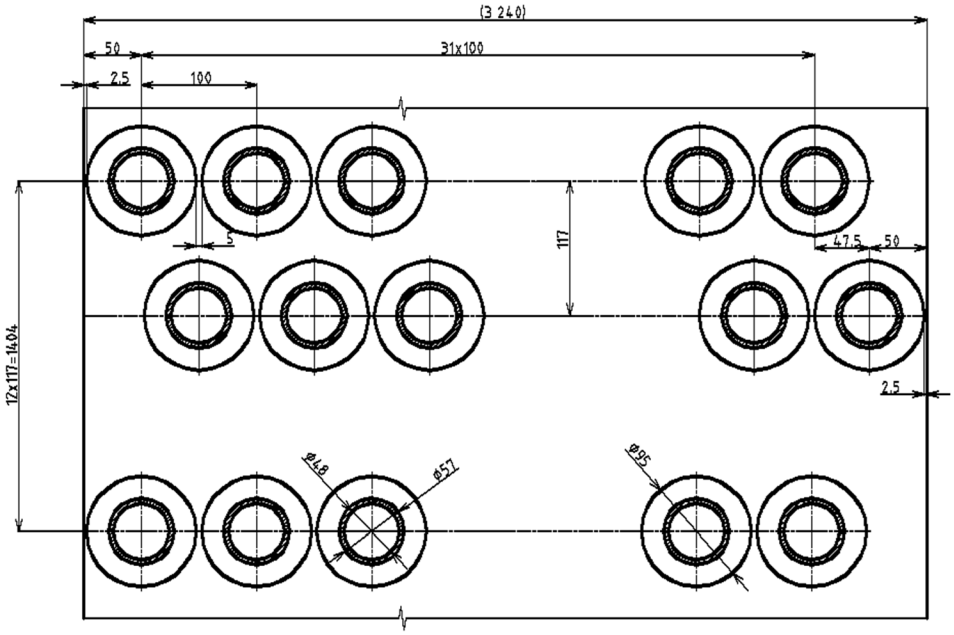
Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{skut}}{S_{kan}} = \frac{122,733840}{12,378221} = 9,92\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Přepočtená entalpie a teplota spalin v bodě D:

$$I_{SPD} = I_{SPC}^{skut} - \frac{Q_{VTV}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 581,961 - \frac{11446,815}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 372,293\ \mathrm{kJ \cdot Nm^{-3}}$$

$$t_{SPD} = \frac{(I_{SPD} - I_{SP200}) \cdot 100}{I_{SP300} - I_{SP200}} + 400 = \frac{(372,293 - 268,007) \cdot 100}{405,945 - 268,007} + 200 = 275,6\ °\mathrm{C}$$



Obr. 4.8 Geometrické uspořádání trubek VTV ve spalinovém kanálu

4.3.2 Výpočet prostupu tepla ve VT výparníku

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_{\check{Z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_{\check{Z}}}{D} - \frac{t_{\check{Z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,095}{0,057}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,095}{0,057}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,006}{0,057} - \frac{0,001}{0,057}\right)} = 0,9102$$

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_Ž}{S} = 1 - 0,9108 = 0,0898$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_Ž \cdot \alpha_K}{t_Ž \cdot \lambda_Ž \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_Ž \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 48}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 48)}} = 42,56$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitele E je odečtena z grafu na str. 114 lit. [3].

$$\frac{D_Ž}{D} = \frac{95}{57} = 1,7$$

$$\beta \cdot h_Ž = 42,56 \cdot 0,019 = 0,8086$$

Z grafu byla odečtena hodnota $E =$ 0,78

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{1,7544 - 1}{2,322 - 1} = 0,6122$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,057} = 1,7544$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2' :

$$\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,1}{2}\right)^2 + 0,117^2}}{0,057} = 2,322$$

Střední teplota spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_C + t_D}{2} = \frac{401,5 + 275,6}{2} = 338,5\ °\mathrm{C}$$

Výpočet součinitele tepelné vodivosti spalin ve VTV:

$$\lambda_{SP} = 47,35 + (55,59 - 47,35) \cdot \frac{338,5 - 300}{100} = 0,050527\ \mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$$

Výpočet součinitele kinematické viskozity spalin ve VTV:

$$\nu_{SP} = 45,45 + (59,87 - 45,45) \cdot \frac{338.5 - 300}{100} = 5,1008 \cdot 10^{-5}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{\ 0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_Ž} \cdot \left(\frac{D}{s_Ž}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_Ž}{s_Ž}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_Ž}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,6122^{0,2} \cdot \frac{0,050527}{0,006} \cdot \left(\frac{0,057}{0,006}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,019}{0,006}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,92 \cdot 0,006}{5,1008 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = 48,0\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad je určen z lit [3], str. 116 obrázek 8.4. Při výpočtu se uvažuje, že počet podélných řad bude 12, proto je volena hodnota:

$C_Z = 1{,}1$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_{\check{Z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_{\check{Z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\check{Z}} \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1red} = (0{,}9102 \cdot 0{,}78 \cdot 1 + 0{,}0898) \cdot \frac{0{,}85 \cdot 48{,}0}{1 + 0{,}003 \cdot 0{,}85 \cdot 48{,}0} = 28{,}97 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.3.2.1 *Výpočet součinitele prostupu tepla*

Výpočet součinitele prostupu tepla:

U teplosměnných ploch jakými jsou výparníky a ekonomizéry se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť $\alpha_{2red} << \alpha_{1red}$ a uvažuje se tedy pouze přestup tepla ze strany spalin, viz rovnice (4.19).

$$k = \alpha_{1red} = 28{,}97 \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \tag{4.19}$$

4.3.2.2 *Střední logaritmický teplotní spád*

$$\Delta t_1 = t_C - t_4^{VT} = 401{,}5 - 267{,}6 = 133{,}9°C$$

$$\Delta t_2 = t_D - t_6^{VT} = 275{,}6 - 260{,}6 = 15°C$$

$$\Delta t_{\ln VTV} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{133{,}9 - 15}{\ln \frac{133{,}9}{15}} = 54{,}3°C$$

4.3.2.3 *Počet řad trubek*

Celkový povrch výhřevné plochy:

$$S_{VTV}^{celk} = \frac{Q_{VTV}}{k \cdot \Delta t_{\ln VTV}} = \frac{11446{,}815 \cdot 1000}{28{,}97 \cdot 54{,}3} = 7276{,}289646 \ \mathrm{m^2}$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10{,}34 \cdot 1{,}000911 \cdot 32 = 606{,}729627 \ \mathrm{m^2}$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{VTV}^{celk}}{S_{řad}} = \frac{7276{,}289646}{606{,}729627} = 11{,}993 \doteq 12 \ \text{řady}$$

Přepočet celkového povrchu skutečné teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 606{,}729627 \cdot 12 = 7280{,}75552 \ \mathrm{m^2}$$

4.3.2.4 *Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše*

Původně navržená hodnota předaného tepla pro VTV byla vypočtena v kapitole 2.5.

Původně navrhovaný výkon:

$$Q_{VTV} = 11446{,}815 \ \mathrm{kW}$$

Skutečně předaný výkon:

$$Q_{VTV}^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln VTV} = 28,97 \cdot 7280,75552 \cdot 54,3 = 11453,840 \text{ kW}$$

Kontrola:

Kontrola spočívá v porovnání navrhovaného výkonu teplosměnné plochy VTV a vypočteného skutečného výkonu. Skutečný výkon musí být v rozmezí 2 % od navrhovaného.

$$\left|\left(\frac{Q_{VTV}^{skut}}{Q_{VTV}} - 1\right) \cdot 100\right| = \left|\left(\frac{11453,840}{11464,815} - 1\right) \cdot 100\right| = 0,06\% \text{ odchylka}$$

Odchylka je v přípustné mezi, zvolený počet řad vyhovuje.

4.3.2.5 *Skutečná entalpie a teplota spalin v bodě D*

Vlivem dalších úprav návrhu došlo ke změně celkového výkonu plochy, který se liší od navrhovaného výkonu. Z tohoto důvodu je zapotřebí přepočítat entalpii a teplotu na výstupu z plochy. Rovnice (2.5) znázorňuje přepočet skutečné entalpie spalin v bodě D.

Skutečná entalpie spalin v bodě D:

$$I_{SPD}^{skut} = I_{SPC}^{skut} - \frac{Q_{VTV}^{skut}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 581,961 - \frac{11453,840}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 372,164 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě D:

$$t_{SPD}^{skut} = \frac{(I_{SPD}^{skut} - I_{SP200}) \cdot 100}{I_{SP300} - I_{SP200}} + 400 = \frac{(372,164 - 268,007) \cdot 100}{405,945 - 268,007} + 200 = 275,5 \text{ °C}$$

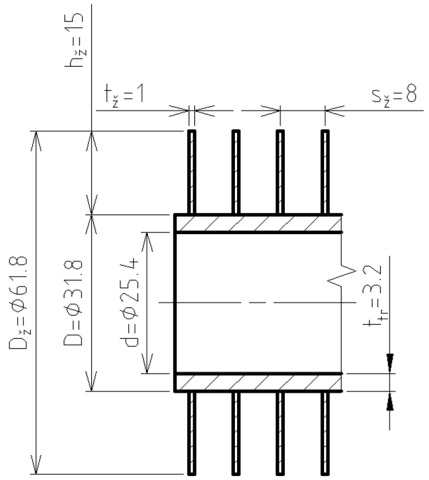
4.4 Návrh teplosměnné plochy NT přehříváku

4.4.1 Geometrie uspořádání NT přehříváku

Návrh rozměrů žebrovaných trubek NTP je uveden v tabulce 4.6 a schematicky znázorněn v obrázku 4.9.

Tab. 4.6 Rozměry žebrované trubky NTP

Volené rozměry trubky			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	[mm]
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	3,2	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	25,4	[mm]
Volené rozměry žebrování			
Výška žeber	$h_ž$	15	[mm]
Vnější průměr žeber	$D_ž$	61,8	[mm]
Tloušťka žeber	$t_ž$	1	[mm]
Rozteč žeber	$s_ž$	8	[mm]
Počet žeber na 1 m tr.	$n_ž$	120	[-]



Obr. 4.9 Rozměry žebrované trubky NTP

Určení počtu trubek v jedné řadě NTP

Pro určení počtu trubek NTP se vychází z šířky navrženého spalinového kanálu a volby rozměrů NTP. Následuje výpočet skutečné rychlosti páry w_{NTP} v trubkách za pomocí získané hodnoty středního měrného objemu páry $\bar{v}_{NTP}$.

Volené parametry pro výhřevnou plochu ve spalinovém kanálu:

vzdálenost mezi žebry $a = 5$ mm
podélná rozteč mezi trubkami $s_2 = 117$ mm

Výpočet příčné rozteče trubek NTP v kanálu:

$$s_1 = D + 2 \cdot h_{\check{Z}} + a = 31{,}8 + 2 \cdot 15 + 5 = 66{,}8\,\text{mm} = 0{,}0668\,\text{m}$$

Určení počtu trubek NTP:

$$n_{tr} = \frac{\check{S}}{s_1} - 0{,}5 = \frac{3{,}24}{0{,}0668} - 0{,}5 = 48{,}003 \Rightarrow 48 \text{ trubek v 1 řadě}$$

Střední měrný objem páry v NTP:

$$\left.\begin{aligned} \overline{t}_{NTP} &= \frac{t_1^{NT} + t_2^{NT}}{2} = \frac{270 + 165}{2} = 217{,}5°C \\ \overline{p}_{NTP} &= \frac{p_1^{NT} + p_2^{NT}}{2} = \frac{0{,}6 + 0{,}7}{2} = 0{,}65 MPa \end{aligned}\right\} \Rightarrow \overline{v}_{P2} = 0{,}3378\ \text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1} \text{ (určen z X-steam)}$$

Skutečná rychlost páry v NTP:

$$w_{NTP}^{skut} = \frac{\dot{M}_P^{NT} \cdot \overline{v}_{P1}}{S} = \frac{\dot{M}_P^{NT} \cdot \overline{v}_{NTP}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr}} = \frac{1{,}889 \cdot 0{,}3378}{\frac{\pi \cdot 0{,}0254^2}{4} \cdot 48} = 26{,}24\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$$

4.4.1.1 *Výpočet objemového průtoku spalin v NTP*

Výpočet střední teploty spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_D + t_E}{2} = \frac{275{,}6 + 269{,}7}{2} = 272{,}6\ °\text{C}$$

Skutečné množství proudících spalin kanálem:

$$\dot{M}_{VSP}^{skut} = \dot{M}_{VSP} \cdot \frac{\overline{t}_{SP} + 273{,}15}{273{,}15} = 54{,}23 \cdot \frac{272{,}6 + 273{,}15}{273{,}15} = 109{,}509879\ \text{Nm}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{kan} = H \cdot \check{S} - H \cdot D \cdot n_{tr} - H \cdot 2 \cdot h_{\check{Z}} \cdot t_{\check{Z}} \cdot n_{\check{Z}} \cdot n_{tr}$$

$$S_{kan} = 10{,}34 \cdot 3{,}24 - 10{,}34 \cdot 0{,}0318 \cdot 48 - 10{,}34 \cdot 2 \cdot 15 \cdot 0{,}001 \cdot 120 \cdot 48 = 15{,}931872\ \text{m}^2$$

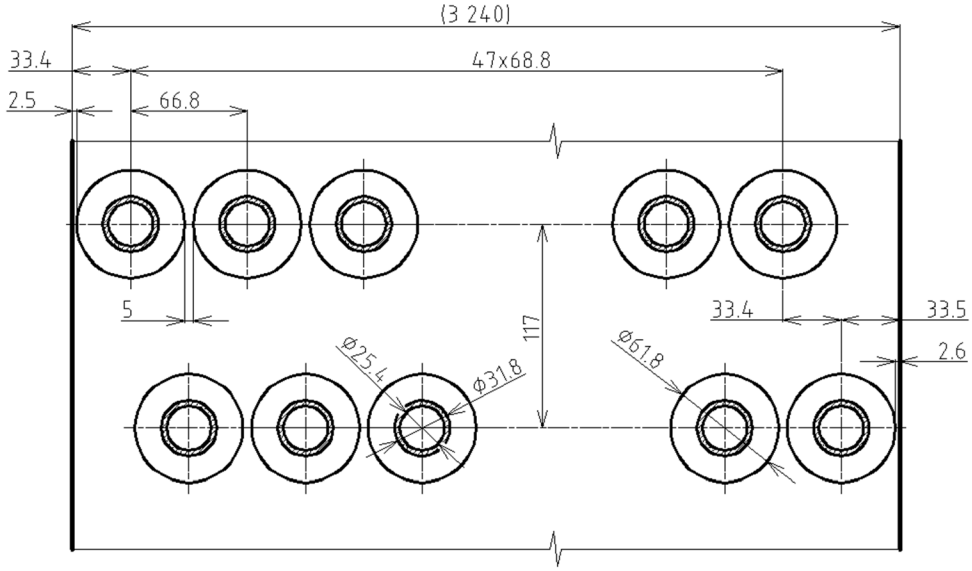
Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{skut}}{S_{kan}} = \frac{109{,}509879}{15{,}931872} = 6{,}87\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Přepočtená entalpie a teplota spalin v bodě E:

$$I_{SPE} = I_{SPD}^{skut} - \frac{Q_{NTP}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 372{,}164 - \frac{447{,}379}{(1 - 0{,}00385) \cdot 54{,}23} = 363{,}970\ \text{kJ}\cdot\text{Nm}^{-3}$$

$$t_{SPE} = \frac{(I_{SPE} - I_{SP200}) \cdot 100}{I_{SP300} - I_{SP200}} + 200 = \frac{(363{,}970 - 268{,}007) \cdot 100}{405{,}945 - 268{,}007} + 200 = 269{,}6\ °\text{C}$$



Obr. 4.10 Geometrické uspořádání trubek NTP ve spalinovém kanálu

4.4.2 Výpočet prostupu tepla v NT přehříváku

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_{\check{Z}}}{S}=\frac{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2-1}{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{s_{\check{Z}}}{D}-\frac{t_{\check{Z}}}{D}\right)}=\frac{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2-1}{\left(\frac{0,0618}{0,0318}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{0,008}{0,0318}-\frac{0,001}{0,0318}\right)}=0,8632$$

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S}=1-\frac{S_{\check{Z}}}{S}=1-0,8632=0,1368$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta=\sqrt{\frac{2\cdot\psi_{\check{Z}}\cdot\alpha_K}{t_{\check{Z}}\cdot\lambda_{\check{Z}}\cdot(1+\varepsilon\cdot\psi_{\check{Z}}\cdot\alpha_K)}}=\sqrt{\frac{2\cdot0,85\cdot42,26}{0,001\cdot40\cdot(1+0,003\cdot0,85\cdot42,26)}}=40,26$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitele E je odečtena z grafu na str. 114 lit. [3].

$$\frac{D_{\check{Z}}}{D}=\frac{61,8}{31,8}=1,9$$

$$\beta\cdot h_{\check{Z}}=40,26\cdot0,015=0,6040$$

Z grafu byla odečtena hodnota $E=$ 0,88

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2'-1}=\frac{2,1006-1}{3,8262-1}=0,3894$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1=\frac{s_1}{D}=\frac{0,0668}{0,0318}=2,1006$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2':

$$\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,0668}{2}\right)^2 + 0,117^2}}{0,0318} = 3,8262$$

Střední teplota spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_D + t_E}{2} = \frac{275,6 + 269,7}{2} = 272,6\,°\mathrm{C}$$

Výpočet součinitele tepelné vodivosti spalin v NTP:

$$\lambda_{SP} = 39,32 + (47,35 - 39,32) \cdot \frac{272,6 - 200}{100} = 0,045153 \ \ \mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$$

Výpočet součinitele kinematické viskozity spalin v NTP:

$$\nu_{SP} = 32,36 + (45,45 - 32,36) \cdot \frac{272,6 - 200}{100} = 4,1867 \cdot 10^{-5}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{\,0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_Ž} \cdot \left(\frac{D}{s_Ž}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_Ž}{s_Ž}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_Ž}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,85 \cdot 0,3894^{0,2} \cdot \frac{0,045153}{0,008} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,008}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,008}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{6,87 \cdot 0,008}{4,1867 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 42,26\,\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad je určen z lit [3], str. 116 obrázek 8.4. Při výpočtu se uvažuje, že počet podélných řad bude 2, proto je volena hodnota:

$C_Z = 0,85$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_Ž}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_Ž \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_Ž \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1red} = (0,8631 \cdot 0,88 \cdot 1 + 0,1368) \cdot \frac{0,85 \cdot 42,26}{1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 42,26} = 29,07 \ \ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně páry:

Hodnoty součinitele tepelné vodivosti páry λ_P, součinitele kinematické viskozity páry ν_P a Prandltovo číslo Pr_P. jsou vypočtené za pomocí literatury [3].

$\overline{t}_{NTP} = 217,5°C$

$\overline{p}_{NTP} = 0,65MPa$

$\lambda_P, = 0,104263\ \mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$

$\nu_P = 9,7336 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$

$\mathrm{Pr}_P = 0,627336$

$$\alpha_{2red} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_P}{d} \cdot \left(\frac{w_P \cdot d}{\nu_P} \right)^{0,8} \cdot (\mathrm{Pr}_P)^{0,4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m$$

$$\alpha_{2red} = 0,023 \cdot \frac{0,104263}{0,0254} \cdot \left(\frac{26,24 \cdot 0,0254}{9,7336 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot (0,627336)^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 578,74\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.4.2.1 *Výpočet součinitele prostupu tepla*

Povrch jednoho žebra:

$$S_{1Ž} = 2\pi \cdot \left(\frac{D_Ž^2 - D^2}{4} \right) + \pi \cdot D_Ž \cdot t_Ž = 2\pi \cdot \left(\frac{0,0618^2 - 0,0318^2}{4} \right) + \pi \cdot 0,0618 \cdot 0,001 = 0,004605\ \mathrm{m^2}$$

Celkový vnější povrch jedné trubky se žebry 1 m dlouhé:

$$S_{1m} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_Ž \cdot t_Ž) + n_Ž \cdot S_{1Ž} = \pi \cdot 0,0318 \cdot (1 - 120 \cdot 0,001) + 120 \cdot 0,004605 = 0,640508\ \mathrm{m^2}$$

Vnitřní povrch jedné trubky 1 m dlouhé:

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0254 = 0,079796\ \mathrm{m^2}$$

Výpočet součinitele prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1red}} + \frac{1}{\alpha_{2red}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{29,07} + \frac{1}{578,74} \cdot \frac{0,640508}{0,079796}} = 20,72\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.4.2.2 *Střední logaritmický teplotní spád*

$$\Delta t_1 = t_D - t_1^{NT} = 275,6 - 270 = 5,6°C$$

$$\Delta t_2 = t_E - t_2^{NT} = 269,7 - 165 = 104,7°C$$

$$\Delta t_{\ln NTP} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{5,6 - 104,7}{\ln \frac{5,6}{104,7}} = 33,9°C$$

4.4.2.3 *Počet řad trubek*

Celkový povrch výhřevné plochy:

$$S_{NTP}^{celk} = \frac{Q_{NTP}}{k \cdot \Delta t_{\ln NTP}} = \frac{447,379 \cdot 1000}{20,72 \cdot 32,9} = 637,747477\ \mathrm{m^2}$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,34 \cdot 0,640508 \cdot 48 = 317,896886\ \mathrm{m^2}$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{NTP}^{celk}}{S_{řad}} = \frac{637,747477}{317,896886} = 2,006 \doteq 2\ \text{řady}$$

Přepočet celkového povrchu skutečné teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 317,896886 \cdot 2 = 635,793772\ \mathrm{m^2}$$

4.4.2.4 *Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše*

Původně navržená hodnota předaného tepla pro NTP byla vypočtena v kapitole 2.5.

Původně navrhovaný výkon:

$$Q_{NTP} = 447,379 \text{ kW}$$

Skutečně předaný výkon:

$$Q_{NTP}^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln NTP} = 20,72 \cdot 635,793772 \cdot 33,9 = 446,008 \text{ kW}$$

Kontrola:

Kontrola spočívá v porovnání navrhovaného výkonu teplosměnné plochy NTP a vypočteného skutečného výkonu. Skutečný výkon musí být v rozmezí 2 % od navrhovaného.

$$\left|\left(\frac{Q_{NTP}^{skut}}{Q_{NTP}} - 1\right) \cdot 100\right| = \left|\left(\frac{446,008}{447,379} - 1\right) \cdot 100\right| = 0,31\% \text{ odchylka}$$

Odchylka je v přípustné mezi, zvolený počet řad vyhovuje.

4.4.2.5 *Skutečná entalpie a teplota spalin v bodě E*

Vlivem dalších úprav návrhu došlo ke změně celkového výkonu plochy, který se liší od navrhovaného výkonu. Z tohoto důvodu je zapotřebí přepočítat entalpii a teplotu na výstupu z plochy. Rovnice (2.5) znázorňuje přepočet skutečné entalpie spalin v bodě E.

Skutečná entalpie spalin v bodě E:

$$I_{SPE} = I_{SPD}^{skut} - \frac{Q_{NTP}^{skut}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 372,164 - \frac{446,008}{(1 - 0,00385) \cdot 54,23} = 363,995 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě E:

$$t_{SPE} = \frac{(I_{SPE}^{skut} - I_{SP200}) \cdot 100}{I_{SP300} - I_{SP200}} + 200 = \frac{(363,995 - 268,007) \cdot 100}{405,945 - 268,007} + 200 = 269,6 \text{ °C}$$

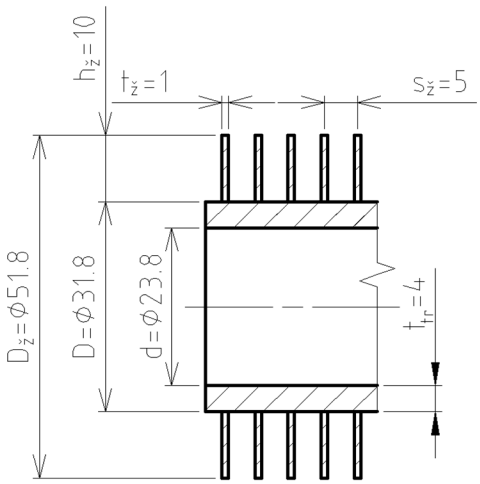
4.5 Návrh teplosměnné plochy VT ekonomizéru 2

4.5.1 Geometrie uspořádání VT ekonomizéru 2

Návrh rozměrů žebrovaných trubek VTE2 je uveden v tabulce 4.7 a schematicky znázorněn v obrázku 4.11.

Tab. 4.7 Rozměry žebrované trubky VTE2

Volené rozměry trubky			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	[mm]
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	4	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	23,8	[mm]
Volené rozměry žebrování			
Výška žeber	$h_ž$	10	[mm]
Vnější průměr žeber	$D_ž$	51,8	[mm]
Tloušťka žeber	$t_ž$	1	[mm]
Rozteč žeber	$s_ž$	5	[mm]
Počet žeber na 1 m tr.	$n_ž$	190	[-]



Obr. 4.11 Rozměry žebrované trubky VTE2

4.5.1.1 *Určení počtu trubek v jedné řadě VTE2*

Pro určení počtu trubek VTE2 se vychází z šířky navrženého spalinového kanálu a volby rozměrů VTE2. Následuje výpočet skutečné rychlosti páry w_{VET2} v trubkách za pomocí stanoveného středního měrného objemu vody $\overline{v}_{VET2}$.

Střední měrný objem vody ve VTE2:

$$\left.\begin{aligned} \overline{t}_{VTE2} &= \frac{t_6^{VT}+t_7^{VT}}{2} = \frac{260,6+160}{2} = 210,3°C \\ \overline{p}_{VTE2} &= \frac{p_6^{VT}+p_7^{VT}}{2} = \frac{5,3+5,5}{2} = 5,4MPa \end{aligned}\right\} \Rightarrow \overline{v}_{VET2} = 0{,}0011\ \mathrm{m^3 \cdot kg^{-1}}\ \text{(určeno z X-steam)}$$

Volené parametry pro výhřevnou plochu ve spalinovém kanálu:

vzdálenost mezi žebry $a = 7{,}5$ mm
podélná rozteč mezi trubkami $s_2 = 117$ mm

Výpočet příčné rozteče trubek VTE2 v kanálu:

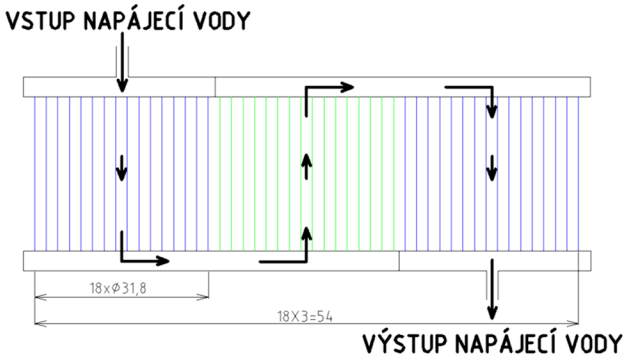
$$s_1 = D + 2 \cdot h_Ž + a = 31,8 + 2 \cdot 10 + 7,5 = 59,3\ \mathrm{mm} = 0,0593\ \mathrm{m}$$

Určení počtu trubek VTE2:

$$n_{tr} = \frac{Š}{s_1} - 0,5 = \frac{3,24}{0,0593} - 0,5 = 54,137 \Rightarrow 54 \text{ trubek v 1 řadě}$$

Rychlost proudění napájecí vody ve VTE2:

$$w_{VET2} = \frac{0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot \overline{v}_{VET2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr}} = \frac{0,95 \cdot 7,286 \cdot 0,0011}{\frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot 54} = 0,02\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$



Obr. 4.12 Schéma dělení VTE2

Rychlost proudění napájecí vody v ekonomizéru je nízká, z tohoto důvodu se využije dělení plochy, viz obr. (4.12).

Skutečná rychlost proudění napájecí vody ve VTE2:

$$w_{VTE2}^{skut} = \frac{0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot \overline{v}_{VTE2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{tr}}{3}} = \frac{0,95 \cdot 7,286 \cdot 0,0011}{\frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot \frac{54}{3}} = 1,01\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

4.5.1.2 *Výpočet objemového průtoku spalin ve VTE2*

Výpočet střední teploty spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_E + t_F}{2} = \frac{269,7 + 227,5}{2} = 248,6\ °\mathrm{C}$$

Skutečné množství proudících spalin kanálem:

$$\dot{M}_{VSP}^{skut} = \dot{M}_{VSP} \cdot \frac{\overline{t}_{SP} + 273{,}15}{273{,}15} = 54{,}23 \cdot \frac{248{,}6 + 273{,}15}{273{,}15} = 104{,}678821 \ \mathrm{Nm^3 \cdot s^{-1}}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{kan} = H \cdot \check{S} - H \cdot D \cdot n_{tr} - H \cdot 2 \cdot h_{\check{Z}} \cdot t_{\check{Z}} \cdot n_{\check{Z}} \cdot n_{tr}$$

$$S_{kan} = 10{,}34 \cdot 3{,}24 - 10{,}34 \cdot 0{,}0318 \cdot 54 - 10{,}34 \cdot 2 \cdot 0{,}01 \cdot 0{,}001 \cdot 190 \cdot 54 = 13{,}623984 \ \mathrm{m^2}$$

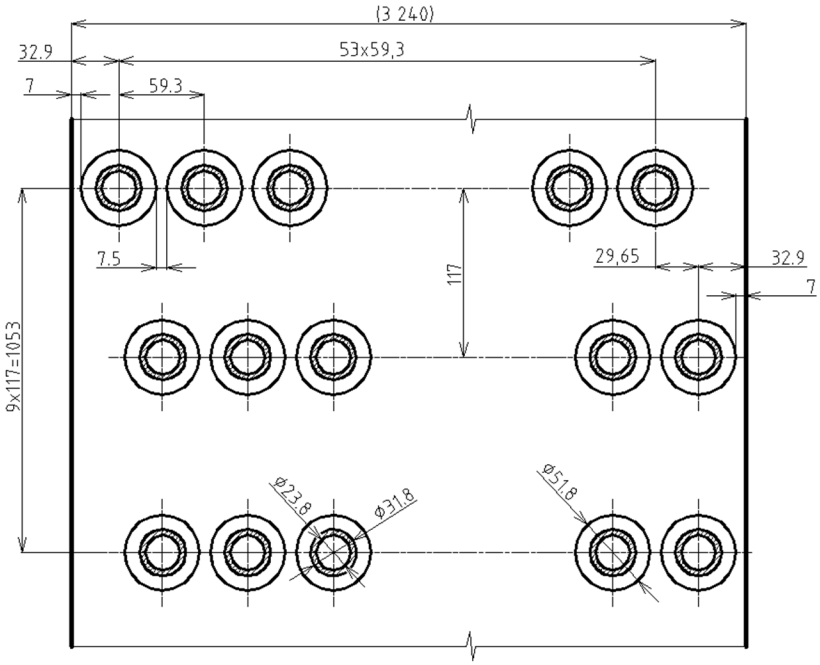
Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{skut}}{S_{kan}} = \frac{104{,}678821}{13{,}623984} = 7{,}68 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Přepočtená entalpie a teplota spalin v bodě F:

$$I_{SPF} = I_{SPE}^{skut} - \frac{Q_{VTE2}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 363{,}995 - \frac{3179{,}091}{(1 - 0{,}00385) \cdot 54{,}81} = 305{,}765 \ \mathrm{kJ \cdot Nm^{-3}}$$

$$t_{SPF} = \frac{(I_{SPF} - I_{SP200}) \cdot 100}{I_{SP300} - I_{SP200}} + 200 = \frac{(305{,}765 - 268{,}007) \cdot 100}{405{,}945 - 268{,}007} + 200 = 227{,}4 \ ^\circ\mathrm{C}$$



Obr. 4.13 Geometrické uspořádání trubek VTE2 ve spalinovém kanálu

4.5.2 Výpočet prostupu tepla ve VT ekonomizéru 2

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_{\check{Z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_{\check{Z}}}{D} - \frac{t_{\check{Z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0{,}0518}{0{,}0318}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0{,}0518}{0{,}0318}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0{,}005}{0{,}0318} - \frac{0{,}001}{0{,}0318}\right)} = 0{,}8679$$

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\check{Z}}}{S} = 1 - 0{,}8679 = 0{,}1321$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_Ž \cdot \alpha_K}{t_Ž \cdot \lambda_Ž \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_Ž \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 49,63}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 49,63)}} = 43,27$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitele E je odečtena z grafu na str. 114 lit. [3].

$$\frac{D_Ž}{D} = \frac{0,0518}{0,0318} = 1,6$$

$$\beta \cdot h_Ž = 43,27 \cdot 0,01 = 0,4327$$

Z grafu byla odečtena hodnota $E =$ 0,94

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{1,8648 - 1}{3,0396 - 1} = 0,4240$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0593}{0,0318} = 1,8648$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2' :

$$\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,0593}{2}\right)^2 + 0,117^2}}{0,0318} = 3,0396$$

Střední teplota spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_E + t_F}{2} = \frac{269,7 + 227,5}{2} = 248,6\ °\mathrm{C}$$

Výpočet součinitele tepelné vodivosti spalin ve VTE2:

$$\lambda_{SP} = 39,32 + (47,35 - 39,32) \cdot \frac{248,6 - 200}{100} = 0,043218\ \mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$$

Výpočet součinitele kinematické viskozity spalin ve VTE2:

$$\nu_{SP} = 32,36 + (45,45 - 32,36) \cdot \frac{248,6 - 200}{100} = 3,87158 \cdot 10^{-5}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_Ž} \cdot \left(\frac{D}{s_Ž}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_Ž}{s_Ž}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_Ž}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 1 \cdot 0,4416^{0,2} \cdot \frac{0,043218}{0,005} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,010}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{7,68 \cdot 0,005}{3,87158 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 49,63\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad je určen z lit [3], str. 116 obrázek 8.4. Při výpočtu se uvažuje, že počet podélných řad bude 9, proto je volena hodnota:

$C_Z = 1$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_{Ž}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_{Ž} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{Ž} \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1red} = (0,8679 \cdot 0,94 \cdot 1 + 0,1321) \cdot \frac{0,85 \cdot 49,63}{1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 0,0593} = 35,49 \ \text{W·m}^{-2}\text{·K}^{-1}$$

4.5.2.1 *Výpočet součinitele prostupu tepla*

Výpočet součinitele prostupu tepla:

U teplosměnných ploch jakými jsou výparníky a ekonomizéry se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť $\alpha_{2red} << \alpha_{1red}$ a uvažuje se tedy pouze přestup tepla ze strany spalin.

$$k = \alpha_{1red} = 35,49 \ \text{W·m}^{-2}\text{·K}^{-1}$$

4.5.2.2 *Střední logaritmický teplotní spád*

$$\Delta t_1 = t_E - t_6^{VT} = 269,7 - 260,6 = 9,1°C$$

$$\Delta t_2 = t_F - t_7^{VT} = 227,5 - 160 = 67,5°C$$

$$\Delta t_{\ln VTE2} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{9,1 - 67,5}{\ln \frac{9,1}{67,5}} = 29,1°C$$

4.5.2.3 *Počet řad trubek*

Celkový povrch výhřevné plochy:

$$S_{VTE2}^{celk} = \frac{Q_{VTE2}}{k \cdot \Delta t_{\ln VTE2}} = \frac{3179,091 \cdot 1000}{35,49 \cdot 29,1} = 3079,436311 \ \text{m}^2$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,34 \cdot 0,6109 \cdot 54 = 314,074918 \ \text{m}^2$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{VTE2}^{celk}}{S_{řad}} = \frac{3079,436311}{314,074918} = 9,029 \doteq 9 \ \text{řad}$$

Přepočet celkového povrchu skutečné teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 314,074918 \cdot 2 = 3069,674264 \ \text{m}^2$$

4.5.2.4 *Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše*

Původně navržená hodnota předaného tepla pro VTE2 byla vypočtena v kapitole 2.5.

Původně navrhovaný výkon:

$$Q_{VTE2} = 3179,091 \ \text{kW}$$

Skutečně předaný výkon:

$$Q_{VTE2}^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln VTE2} = 35,49 \cdot 3069,674264 \cdot 29,1 = 3169,013 \ \text{kW}$$

Kontrola:

Kontrola spočívá v porovnání navrhovaného výkonu teplosměnné plochy VTE2 a vypočteného skutečného výkonu. Skutečný výkon musí být v rozmezí 2 % od navrhovaného.

$$\left|\left(\frac{Q_{VTE2}^{skut}}{Q_{VTE2}}-1\right)\cdot 100\right| = \left|\left(\frac{3169,013}{3179,091}-1\right)\cdot 100\right| = 0,32\% \text{ odchylka}$$

Odchylka je v přípustné mezi, zvolený počet řad vyhovuje.

4.5.2.5 *Skutečná entalpie a teplota spalin v bodě F*

Vlivem dalších úprav návrhu došlo ke změně celkového výkonu plochy, který se liší od navrhovaného výkonu. Z tohoto důvodu je zapotřebí přepočítat entalpii a teplotu na výstupu z plochy. Rovnice (2.5) znázorňuje přepočet skutečné entalpie spalin v bodě F.

Skutečná entalpie spalin v bodě F:

$$I_{SPF} = I_{SPE}^{skut} - \frac{Q_{VTE2}^{skut}}{(1-z_S)\cdot \dot{M}_{VSP}} = 363,995 - \frac{3169,013}{(1-0,00385)\cdot 54,81} = 305,924 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě F:

$$t_{SPF} = \frac{(I_{SPF}^{skut} - I_{SP200})\cdot 100}{I_{SP300} - I_{SP200}} + 200 = \frac{(305,924-268,007)\cdot 100}{405,945 - 268,007} + 200 = 227,5 \text{ °C}$$

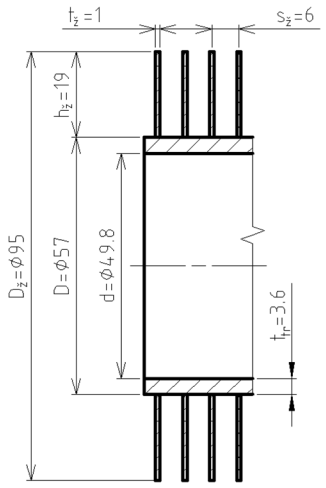
4.6 Návrh teplosměnné plochy NT výparníku

4.6.1 Geometrie uspořádání NT výparníku

Návrh rozměrů žebrovaných trubek NTV je uveden v tabulce 4.8 a schematicky znázorněn v obrázku 4.14.

Tab. 4.8 Rozměry žebrované trubky NTV

Volené rozměry trubky			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	57	[mm]
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	3,6	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	49,8	[mm]
Volené rozměry žebrování			
Výška žeber	$h_ž$	19	[mm]
Vnější průměr žeber	$D_ž$	95	[mm]
Tloušťka žeber	$t_ž$	1	[mm]
Rozteč žeber	$s_ž$	6	[mm]
Počet žeber na 1 m tr.	$n_ž$	180	[-]



Obr. 4.14 Rozměry žebrované trubky NTV

4.6.1.1 *Určení počtu trubek v jedné řadě NTV*

Pro určení počtu trubek NTV se vychází z šířky navrženého spalinového kanálu a volby rozměrů NTV. Následuje výpočet skutečné rychlosti páry w_{NTV} v trubkách za pomoci stanoveného středního měrného objemu páry $\bar{v}_{NTV}$.

Volené parametry pro výhřevnou plochu ve spalinovém kanálu:

vzdálenost mezi žebry $a = 5$ mm
podélná rozteč mezi trubkami $s_2 = 117$ mm

Výpočet příčné rozteče trubek NTV v kanálu:

$$s_1 = D + 2 \cdot h_{\check{Z}} + a = 57 + 2 \cdot 19 + 5 = 100\,\text{mm} = 0{,}1\,\text{m}$$

Určení počtu trubek NTV:

$$n_{tr} = \frac{\check{S}}{s_1} - 0{,}5 = \frac{3{,}24}{0{,}1} - 0{,}5 = 31{,}9 \Rightarrow 32 \text{ trubek v 1 řadě}$$

4.6.1.2 *Výpočet objemového průtoku spalin ve NTV*

Výpočet střední teploty spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_F + t_G}{2} = \frac{227{,}5 + 174{,}5}{2} = 201{,}0\,°\text{C}$$

Skutečné množství proudících spalin kanálem:

$$\dot{M}_{VSP}^{skut} = \dot{M}_{VSP} \cdot \frac{\overline{t}_{SP} + 273{,}15}{273{,}15} = 54{,}23 \cdot \frac{201{,}0 + 273{,}15}{273{,}15} = 95{,}131099\ \text{Nm}^3\cdot\text{s}^{-1}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{kan} = H \cdot \check{S} - H \cdot D \cdot n_{tr} - H \cdot 2 \cdot h_{\check{Z}} \cdot t_{\check{Z}} \cdot n_{\check{Z}} \cdot n_{tr}$$

$$S_{kan} = 10{,}34 \cdot 3{,}24 - 10{,}34 \cdot 0{,}0318 \cdot 32 - 10{,}34 \cdot 2 \cdot 0{,}019 \cdot 0{,}001 \cdot 180 \cdot 32 = 12{,}378221\,\text{m}^2$$

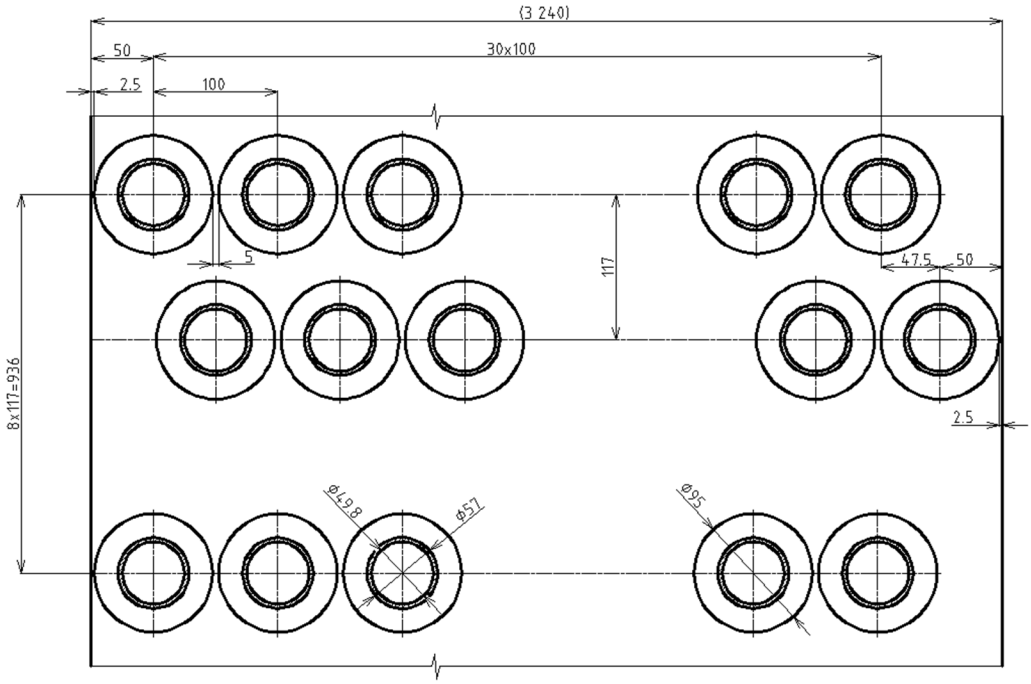
Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{skut}}{S_{kan}} = \frac{95{,}131099}{12{,}378221} = 7{,}69\ \text{m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Přepočtená entalpie a teplota spalin v bodě G:

$$I_{SPG} = I_{SPF}^{skut} - \frac{Q_{NTV}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 305{,}924 - \frac{3943{,}462}{(1 - 0{,}00385) \cdot 54{,}81} = 233{,}693\ \text{kJ}\cdot\text{Nm}^{-3}$$

$$t_{SPG} = \frac{(I_{SPG} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(233{,}693 - 133{,}265) \cdot 100}{268{,}007 - 133{,}265} + 100 = 175{,}1\ °\text{C}$$



Obr. 4.15 Geometrické uspořádání trubek NTV ve spalinovém kanálu

4.6.2 Výpočet prostupu tepla v NT výparníku

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_{Ž}}{S}=\frac{\left(\frac{D_{Ž}}{D}\right)^2-1}{\left(\frac{D_{Ž}}{D}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{s_{Ž}}{D}-\frac{t_{Ž}}{D}\right)}=\frac{\left(\frac{0,057}{0,095}\right)^2-1}{\left(\frac{0,057}{0,095}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{0,006}{0,095}-\frac{0,001}{0,095}\right)}=0,9102$$

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S}=1-\frac{S_{Ž}}{S}=1-0,9102=0,0898$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta=\sqrt{\frac{2\cdot\psi_{Ž}\cdot\alpha_K}{t_{Ž}\cdot\lambda_{Ž}\cdot(1+\varepsilon\cdot\psi_{Ž}\cdot\alpha_K)}}=\sqrt{\frac{2\cdot0,85\cdot37,88}{0,001\cdot40\cdot(1+0,003\cdot0,85\cdot37,88)}}=38,26$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitele E je odečtena z grafu na str. 114 lit. [3].

$$\frac{D_{Ž}}{D}=\frac{0,095}{0,057}=1,7$$

$$\beta\cdot h_{Ž}=38,26\cdot0,019=0,7269$$

Z grafu byla odečtena hodnota $E=$ 0,83

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2'-1}=\frac{1,7544-1}{2,2322-1}=0,6122$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1=\frac{s_1}{D}=\frac{0,1}{0,057}=1,7544$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2' :

$$\sigma_2'=\frac{s'}{D}=\frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2+s_2^2}}{D}=\frac{\sqrt{\left(\frac{0,1}{2}\right)^2+0,117^2}}{0,057}=2,2322$$

Střední teplota spalin:

$$\overline{t}_{SP}=\frac{t_F+t_G}{2}=\frac{227,5+174,5}{2}=201\,°\mathrm{C}$$

Výpočet součinitele tepelné vodivosti spalin ve NTV:

$$\lambda_{SP}=39,32+(47,35-39,32)\cdot\frac{201-200}{100}=0,039394\ \mathrm{W\cdot m^{-1}\cdot K^{-1}}$$

Výpočet součinitele kinematické viskozity spalin ve NTV:

$$\nu_{SP}=32,36+(45,45-32,36)\cdot\frac{201-200}{100}=3,24878\cdot10^{-5}\,\mathrm{m^2\cdot s^{-1}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_{\check{Z}}} \cdot \left(\frac{D}{s_{\check{Z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\check{Z}}}{s_{\check{Z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_{\check{Z}}}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,98 \cdot 0,6122^{0,2} \cdot \frac{0,039394}{0,006} \cdot \left(\frac{0,057}{0,006}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,019}{0,006}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{7,69 \cdot 0,006}{3,24878 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 37,88\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad je určen z lit [3], str. 116 obrázek 8.4. Při výpočtu se uvažuje, že počet podélných řad bude 8, proto je volena hodnota:

$C_Z = 0,98$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_{\check{Z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_{\check{Z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\check{Z}} \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1red} = (0,9102 \cdot 0,83 \cdot 1 + 0,0,0898) \cdot \frac{0,85 \cdot 37,88}{1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 37,88} = 24,75\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.6.2.1 *Výpočet součinitele prostupu tepla*

Výpočet součinitele prostupu tepla:

U teplosměnných ploch jakými jsou výparníky a ekonomizéry se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť $\alpha_{2red} << \alpha_{1red}$ a uvažuje se tedy pouze přestup tepla ze strany spalin.

$k = \alpha_{1red} = 24,75\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$

4.6.2.2 *Střední logaritmický teplotní spád*

$$\Delta t_1 = t_F - t_2^{NT} = 227,5 - 165 = 62,5°C$$

$$\Delta t_2 = t_G - t_4^{NT} = 174,5 - 160 = 14,5°C$$

$$\Delta t_{\ln NTV} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{62,5 - 14,5}{\ln \frac{62,5}{14,5}} = 32,9°C$$

4.6.2.3 *Počet řad trubek*

Celkový povrch výhřevné plochy:

$$S_{NTV}^{celk} = \frac{Q_{NTV}}{k \cdot \Delta t_{\ln NTV}} = \frac{3943,462 \cdot 1000}{24,75 \cdot 32,9} = 4844,398816\ \mathrm{m^2}$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,34 \cdot 1,833685 \cdot 32 = 606,729627\ \mathrm{m^2}$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{NTV}^{celk}}{S_{řad}} = \frac{4844,398816}{606,729627} = 7,984 \doteq 8 \text{ řad}$$

Přepočet celkového povrchu skutečné teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 606,729627 \cdot 8 = 4853,837013 \text{ m}^2$$

4.6.2.4 *Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše*

Původně navržená hodnota předaného tepla pro NTV byla vypočtena v kapitole 2.5.

Původně navrhovaný výkon:

$$Q_{NTV} = 3943,462 \text{ kW}$$

Skutečně předaný výkon:

$$Q_{NTV}^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln NTV} = 24,75 \cdot 4853,837013 \cdot 32,9 = 3951,145 \text{ kW}$$

Kontrola:

Kontrola spočívá v porovnání navrhovaného výkonu teplosměnné plochy NTV a vypočteného skutečného výkonu. Skutečný výkon musí být v rozmezí 2 % od navrhovaného.

$$\left| \left(\frac{Q_{NTV}^{skut}}{Q_{NTV}} - 1 \right) \cdot 100 \right| = \left| \left(\frac{3951,145}{3943,462} - 1 \right) \cdot 100 \right| = 0,19\% \text{ odchylka}$$

Odchylka je v přípustné mezi, zvolený počet řad vyhovuje.

4.6.2.5 *Skutečná entalpie a teplota spalin v bodě G*

Vlivem dalších úprav návrhu došlo ke změně celkového výkonu plochy, který se liší od navrhovaného výkonu. Z tohoto důvodu je zapotřebí přepočítat entalpii a teplotu na výstupu z plochy. Rovnice (2.5) znázorňuje přepočet skutečné entalpie spalin v bodě G.

Skutečná entalpie spalin v bodě G:

$$I_{SPG}^{skut} = I_{SPF}^{skut} - \frac{Q_{NTV}^{skut}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 305,924 - \frac{3951,145}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 233,552 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě G

$$t_{SPG}^{skut} = \frac{(I_{SPG}^{skut} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(233,552 - 133,265) \cdot 100}{268,007 - 133,265} + 100 = 174,4 \text{ °C}$$

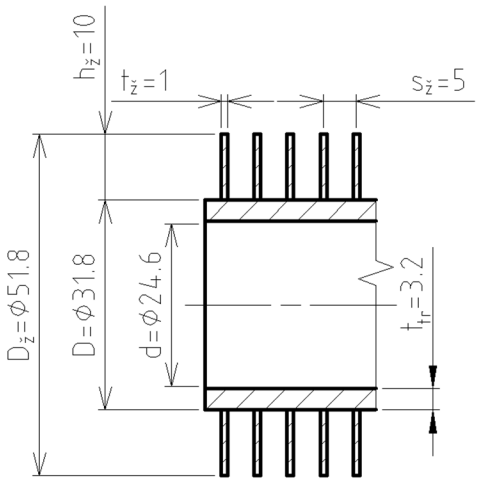
4.7 Návrh teplosměnné plochy NT ekonomizéru

4.7.1 Geometrie uspořádání NT ekonomizéru

Návrh rozměrů žebrovaných trubek NTE je uveden v tabulce 4.9 a schematicky znázorněn v obrázku 4.16.

Tab. 4.9 Rozměry žebrované trubky NTE

Volené rozměry trubky			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	[mm]
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	3,2	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	25,4	[mm]
Volené rozměry žebrování			
Výška žeber	$h_ž$	10	[mm]
Vnější průměr žeber	$D_ž$	51,8	[mm]
Tloušťka žeber	$t_ž$	1	[mm]
Rozteč žeber	$s_ž$	5	[mm]
Počet žeber na 1 m tr.	$n_ž$	200	[-]



Obr. 4.16 Rozměry žebrované trubky NTE

Určení počtu trubek v jedné řadě NTE

Pro určení počtu trubek NTE se vychází z šířky navrženého spalinového kanálu a volby rozměrů NTE. Následuje výpočet skutečné rychlosti páry w_{NTE} v trubkách za pomocí stanoveného středního měrného objemu vody $\bar{v}_{NTE}$.

Střední měrný objem vody ve NTE:

$$\left.\begin{aligned} \bar{t}_{NTE} &= \frac{t_4^{NT}+t_5^{NT}}{2} = \frac{160+62}{2} = 111°C \\ \bar{p}_{NTE} &= \frac{p_4^{NT}+p_5^{NT}}{2} = \frac{0,7+0,85}{2} = 0,775MPa \end{aligned}\right\} \Rightarrow \bar{v}_{NTE} = 0{,}0013\ \mathrm{m^3 \cdot kg^{-1}}\ \text{(určeno z X-steam)}$$

Volené parametry pro výhřevnou plochu ve spalinovém kanálu:

vzdálenost mezi žebry a = 15 mm
podélná rozteč mezi trubkami s_2 = 117 mm

Výpočet příčné rozteče trubek NTE v kanálu:

$$s_1 = D + 2 \cdot h_Ž + a = 31,8 + 2 \cdot 10 + 15 = 66,8\ \text{mm} = 0,0668\ \text{m}$$

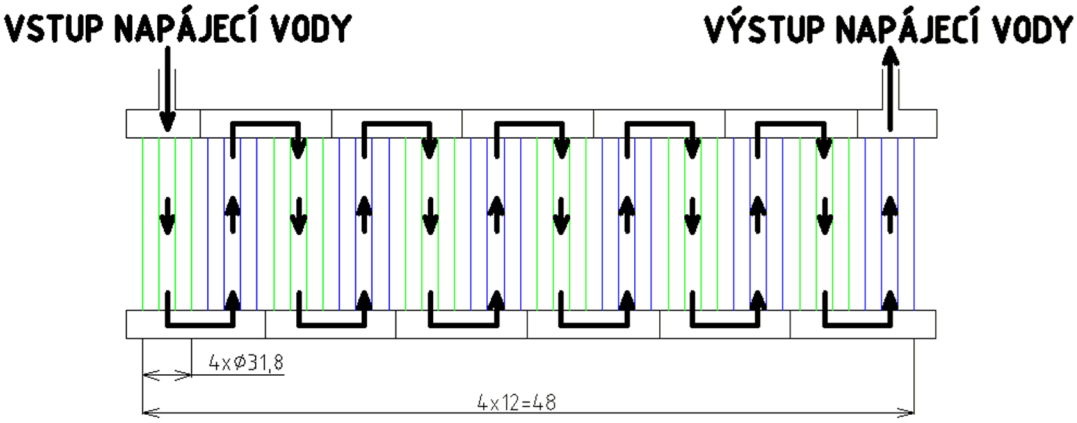
Určení počtu trubek NTE:

$$n_{tr} = \frac{Š}{s_1} - 0,5 = \frac{3,24}{0,0668} - 0,5 = 48 \Rightarrow 48\ \text{trubek v 1 řadě}$$

Rychlost proudění napájecí vody ve NTE:

$$w_{NTE} = \frac{\dot{M}_P^{NT} \cdot \bar{v}_{NTE}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr}} = \frac{1,889 \cdot 0,0013}{\frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} \cdot 48} = 0,1\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Rychlost proudění napájecí vody v ekonomizéru je nízká, z tohoto důvodu se využije dělení plochy, viz obr. (4.17).



Obr. 4.17 Schéma dělení NTE

Skutečná rychlost proudění napájecí vody ve NTE:

$$w_{P1}^{skut} = \frac{\dot{M}_P^{NT} \cdot \overline{v}_{NTE}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{tr}}{12}} = \frac{1,889 \cdot 0,0013}{\frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} \cdot \frac{48}{12}} = 1,21$$

4.7.1.1 *Výpočet objemového průtoku spalin ve NTE*

Výpočet střední teploty spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_G + t_H}{2} = \frac{174,5 + 163,8}{2} = 169,2\ °\mathrm{C}$$

Skutečné množství proudících spalin kanálem:

$$\dot{M}_{VSP}^{skut} = \dot{M}_{VSP} \cdot \frac{\overline{t}_{SP} + 273,15}{273,15} = 54,23 \cdot \frac{169,2 + 273,15}{273,15} = 88,748680\ \mathrm{Nm^3 \cdot s^{-1}}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{kan} = H \cdot \check{S} - H \cdot D \cdot n_{tr} - H \cdot 2 \cdot h_{\check{Z}} \cdot t_{\check{Z}} \cdot n_{\check{Z}} \cdot n_{tr}$$

$$S_{kan} = 10,34 \cdot 3,24 - 10,34 \cdot 0,0318 \cdot 48 - 10,34 \cdot 2 \cdot 0,01 \cdot 0,001 \cdot 200 \cdot 48 = 15,733344\ \mathrm{m^2}$$

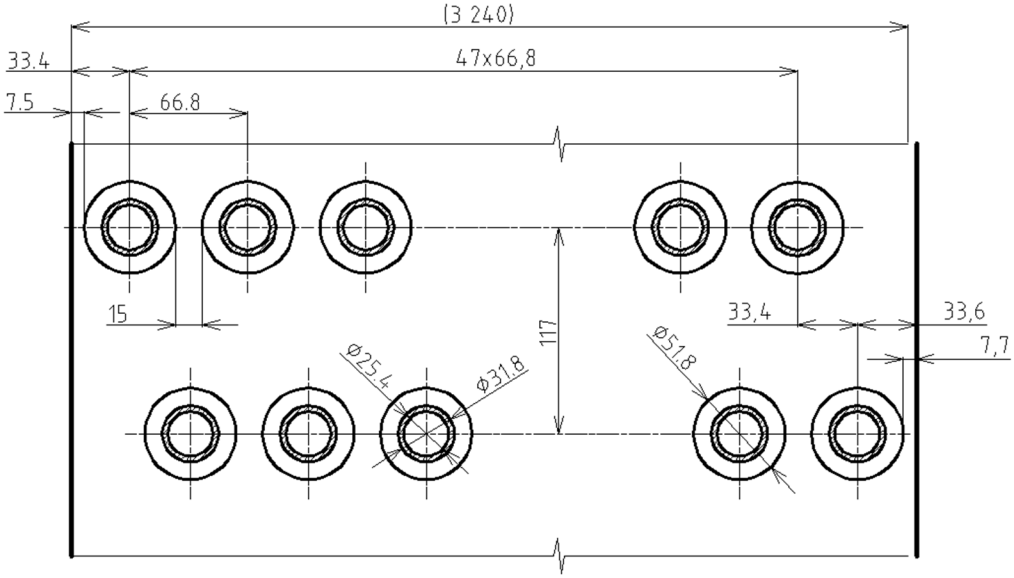
Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{skut}}{S_{kan}} = \frac{88,748680}{15,733344} = 5,64\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Přepočtená entalpie a teplota spalin v bodě H:

$$I_{SPH} = I_{SPG}^{skut} - \frac{Q_{NTE}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 233,552 - \frac{784,415}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 219,184\ \mathrm{kJ \cdot Nm^{-3}}$$

$$t_{SPH} = \frac{(I_{SPH} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(219,184 - 133,265) \cdot 100}{268,007 - 133,265} + 100 = 164,6\ °\mathrm{C}$$



Obr. 4.18 Geometrické uspořádání trubek NTE ve spalinovém kanálu

4.7.2 Výpočet prostupu tepla v NT ekonomizéru

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_{\check{Z}}}{S}=\frac{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2-1}{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{s_{\check{Z}}}{D}-\frac{t_{\check{Z}}}{D}\right)}=\frac{\left(\frac{0,0518}{0,0318}\right)^2-1}{\left(\frac{0,0518}{0,0318}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{0,005}{0,0318}-\frac{0,001}{0,0318}\right)}=0,8679$$

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S}=1-\frac{S_{\check{Z}}}{S}=1-0,8679=0,1321$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta=\sqrt{\frac{2\cdot\psi_{\check{Z}}\cdot\alpha_K}{t_{\check{Z}}\cdot\lambda_{\check{Z}}\cdot(1+\varepsilon\cdot\psi_{\check{Z}}\cdot\alpha_K)}}=\sqrt{\frac{2\cdot0,85\cdot37}{0,001\cdot40\cdot(1+0,003\cdot0,85\cdot37)}}=37,9$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitele E je odečtena z grafu na str. 114 lit. [3].

$$\frac{D_{\check{Z}}}{D}=\frac{0,0518}{0,0318}=1,6$$

$$\beta\cdot h_{\check{Z}}=37,9\cdot0,01=0,379$$

Z grafu byla odečtena hodnota $E=$ 0,95

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2'-1}=\frac{2,2006-1}{3,0778-1}=0,5297$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1 :

$$\sigma_1=\frac{s_1}{D}=\frac{0,0668}{0,0318}=2,2006$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2':

$$\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,0668}{2}\right)^2 + 0,117^2}}{0,0318} = 3,0778$$

Střední teplota spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_G + t_H}{2} = \frac{174,5 + 163,8}{2} = 169,2\ °\mathrm{C}$$

Výpočet součinitele tepelné vodivosti spalin ve VTP1:

$$\lambda_{SP} = 30,89 + (39,32 - 30,89) \cdot \frac{169,2 - 100}{100} = 0,036719\ \mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$$

Výpočet součinitele kinematické viskozity spalin ve VTP1:

$$\nu_{SP} = 21,41 + (32,36 - 21,41) \cdot \frac{162,9 - 100}{100} = 2,89844 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{\ 0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_Ž} \cdot \left(\frac{D}{s_Ž}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_Ž}{s_Ž}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_Ž}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,85 \cdot 0,5297^{0,2} \cdot \frac{0,036719}{0,005} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,005}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,005}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{5,64 \cdot 0,005}{2,89844 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 37\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad je určen z lit [3], str. 116 obrázek 8.4. Při výpočtu se uvažuje, že počet podélných řad bude 2, proto je volena hodnota:

$C_Z = 0,85$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_Ž}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_Ž \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_Ž \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1red} = (0,8679 \cdot 0,95 \cdot 1 + 0,1321 \cdot \frac{0,85 \cdot 37}{1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 37} = 27,49\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.7.2.1 *Výpočet součinitele prostupu tepla*

Výpočet součinitele prostupu tepla:

U teplosměnných ploch jakými jsou výparníky a ekonomizéry se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť $\alpha_{2red} << \alpha_{1red}$ a uvažuje se tedy pouze přestup tepla ze strany spalin.

$$k = \alpha_{1red} = 27,49\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.7.2.2 *Střední logaritmický teplotní spád*

$$\Delta t_1 = t_G - t_4^{NT} = 174,5 - 160 = 14,5°C$$

$$\Delta t_2 = t_H - t_5^{NT} = 163,8 - 62 = 101,8°C$$

$$\Delta t_{\ln NTE} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{14,5 - 101,8}{\ln \frac{14,5}{101,8}} = 44,8°C$$

4.7.2.3 *Počet řad trubek*

Celkový povrch výhřevné plochy:

$$S_{NTE}^{celk} = \frac{Q_{NTE}}{k \cdot \Delta t_{\ln NTE}} = \frac{784,415 \cdot 1000}{27,49 \cdot 44,8} = 636,907265 \text{ m}^2$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,34 \cdot 0,637743 \cdot 48 = 316,524759 \text{ m}^2$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{NTE}^{celk}}{S_{řad}} = \frac{636,907265}{316,524759} = 2,012 \doteq 2 \text{ řady}$$

Přepočet celkového povrchu skutečné teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 316,524759 \cdot 2 = 633,049518 \text{ m}^2$$

4.7.2.4 *Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše*

Původně navržená hodnota předaného tepla pro NTE byla vypočtena v kapitole 2.5.

Původně navrhovaný výkon:

$$Q_{NTE} = 784,415 \text{ kW}$$

Skutečně předaný výkon:

$$Q_{NTE}^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln NTE} = 27,49 \cdot 633,049518 \cdot 44,8 = 779,664 \text{ kW}$$

Kontrola:

Kontrola spočívá v porovnání navrhovaného výkonu teplosměnné plochy NTE a vypočteného skutečného výkonu. Skutečný výkon musí být v rozmezí 2 % od navrhovaného.

$$\left| \left(\frac{Q_{NTE}^{skut}}{Q_{NTE}} - 1 \right) \cdot 100 \right| = \left| \left(\frac{779,664}{784,415} - 1 \right) \cdot 100 \right| = 0,61\% \text{ odchylka}$$

Odchylka je v přípustné mezi, zvolený počet řad vyhovuje.

4.7.2.5 *Skutečná entalpie a teplota spalin v bodě H*

Vlivem dalších úprav návrhu došlo ke změně celkového výkonu plochy, který se liší od navrhovaného výkonu. Z tohoto důvodu je zapotřebí přepočítat entalpii a teplotu na výstupu z plochy. Rovnice (2.5) znázorňuje přepočet skutečné entalpie spalin v bodě H.

Skutečná entalpie spalin v bodě H:

$$I_{SPH} = I_{SPG}^{skut} - \frac{Q_{NTE}^{skut}}{(1-z_S)\cdot \dot{M}_{VSP}} = 233,552 - \frac{779,664}{(1-0,00385)\cdot 54,81} = 219,271 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě H:

$$t_{SPH} = \frac{(I_{SPH}^{skut} - I_{SP100})\cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(219,271-133,265)\cdot 100}{268,007-133,265} + 100 = 163,8\,°\text{C}$$

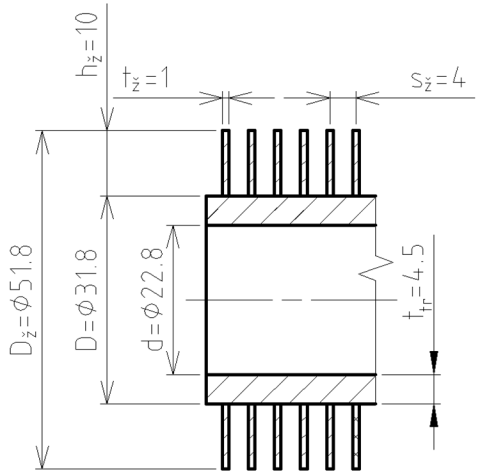
4.8 Návrh teplosměnné plochy VT ekonomizéru 1

4.8.1 Geometrie uspořádání VT ekonomizéru 1

Návrh rozměrů žebrovaných trubek VTE1 je uveden v tabulce 4.10 a schematicky znázorněn v obrázku 4.19.

Tab. 4.10 Rozměry žebrované trubky VTE1

Volené rozměry trubky			
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	31,8	[mm]
Tloušťka stěny trubky	t_{tr}	4,5	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	22,8	[mm]
Volené rozměry žebrování			
Výška žeber	$h_ž$	10	[mm]
Vnější průměr žeber	$D_ž$	51,8	[mm]
Tloušťka žeber	$t_ž$	1	[mm]
Rozteč žeber	$s_ž$	4	[mm]
Počet žeber na 1 m tr.	$n_ž$	250	[-]



Obr. 4.19 Rozměry žebrované trubky VTE1

4.8.1.1 *Určení počtu trubek v jedné řadě VTE1*

Pro určení počtu trubek VTE1 se vychází z šířky navrženého spalinového kanálu a volby rozměrů VTE1. Následuje výpočet skutečné rychlosti páry w_{VTE1} v trubkách za pomocí stanoveného středního měrného objemu vody $\bar{v}_{VTE1}$.

Střední měrný objem vody ve VTE1:

$$\left.\begin{aligned} \bar{t}_{VTE1} &= \frac{t_7^{VT} + t_8^{VT}}{2} = \frac{160+62}{2} = 111°C \\ \bar{p}_{VTE1} &= \frac{p_7^{VT} + p_8^{VT}}{2} = \frac{5,5+5,7}{2} = 5,6MPa \end{aligned}\right\} \Rightarrow \bar{v}_{P2} = 0,0012 \text{ m}^3\text{·kg}^{-1} \text{ (určen z X-steam)}$$

Volené parametry pro výhřevnou plochu ve spalinovém kanálu:

vzdálenost mezi žebry $a = 7,5$ mm
podélná rozteč mezi trubkami $s_2 = 117$ mm

Výpočet příčné rozteče trubek VTE1 v kanálu:

$$s_1 = D + 2\cdot h_Ž + a = 31,8 + 2\cdot 10 + 7, = 59,3 \text{ mm} = 0,0593 \text{ m}$$

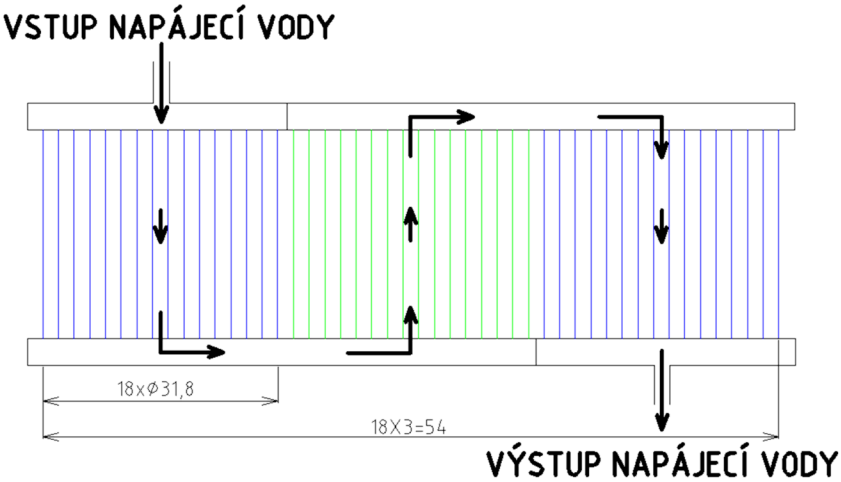
Určení počtu trubek VTE1:

$$n_{tr} = \frac{Š}{s_1} - 0,5 = \frac{3,24}{0,0593} - 0,5 = 54,137 \Rightarrow 54 \text{ trubek v 1 řadě}$$

Rychlost proudění napájecí vody ve VTE1:

$$w_{NTE1} = \frac{0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot \overline{v}_{NTE1}}{S_P} = \frac{0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot \overline{v}_{NTE1}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr}} = \frac{0,95 \cdot 7,286 \cdot 0,0012}{\frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot 60} = 0,34 \text{ m·s}^{-1}$$

Rychlost proudění napájecí vody v ekonomizéru je nízká, z tohoto důvodu se využije dělení plochy, viz obr. (4.20).



Obr. 4.20 Schéma dělení VTE1

Skutečná rychlost proudění napájecí vody ve VTE1:

$$w_{P1}^{skut} = \frac{0,95 \cdot \dot{M}_P^{VT} \cdot \overline{v}_{NTE1}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{n_{tr}}{3}} = \frac{0,95 \cdot 7,286 \cdot 0,0012}{\frac{\pi \cdot 0,0238^2}{4} \cdot \frac{54}{3}} = 1,01 \text{ m·s}^{-1}$$

4.8.1.2 *Výpočet objemového průtoku spalin ve VTE1*

Výpočet střední teploty spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_H + t_I}{2} = \frac{163,8 + 124,9}{2} = 144,4 \text{ °C}$$

Skutečné množství proudících spalin kanálem:

$$\dot{M}_{VSP}^{skut} = \dot{M}_{VSP} \cdot \frac{\overline{t}_{SP} + 273,15}{273,15} = 54,23 \cdot \frac{144,4 + 273,15}{273,15} = 83,769411 \text{ Nm}^3\text{·s}^{-1}$$

Průtočná plocha spalin:

$$S_{kan} = H \cdot \check{S} - H \cdot D \cdot n_{tr} - H \cdot 2 \cdot h_{\check{Z}} \cdot t_{\check{Z}} \cdot n_{\check{Z}} \cdot n_{tr}$$

$$S_{kan} = 10,34 \cdot 3,24 - 10,34 \cdot 0,0318 \cdot 54 - 10,34 \cdot 2 \cdot 0,01 \cdot 0,001 \cdot 190 \cdot 54 = 13,623984 \text{ m}^2$$

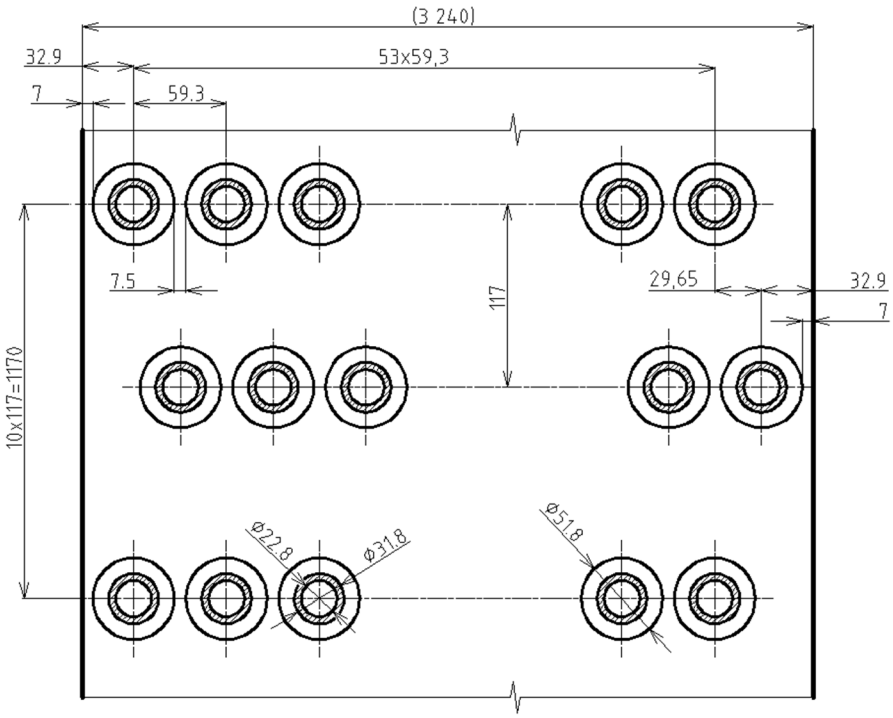
Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{skut} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{skut}}{S_{kan}} = \frac{83,769411}{13,623984} = 7,68 \text{ m·s}^{-1}$$

Přepočtená entalpie a teplota spalin v bodě I:

$$I_{SPI} = I_{SPH}^{skut} - \frac{Q_{VTE1}}{(1 - z_S) \cdot \dot{M}_{VSP}} = 219,271 - \frac{2866,649}{(1 - 0,00385) \cdot 54,81} = 166,764 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

$$t_{SPI} = \frac{(I_{SPI} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(166,764 - 133,265) \cdot 100}{268,007 - 133,265} + 100 = 126,6 \text{ °}$$



Obr. 4.21 Geometrické uspořádání trubek VTE1 ve spalinovém kanálu

4.8.2 Výpočet prostupu tepla ve VT ekonomizéru 1

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin:

$$\frac{S_{\check{Z}}}{S}=\frac{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2-1}{\left(\frac{D_{\check{Z}}}{D}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{s_{\check{Z}}}{D}-\frac{t_{\check{Z}}}{D}\right)}=\frac{\left(\frac{0,0518}{0,0318}\right)^2-1}{\left(\frac{0,0518}{0,0318}\right)^2-1+2\cdot\left(\frac{0,004}{0,0318}-\frac{0,001}{0,0318}\right)}=0,8976$$

Podíl volných trubek a celkové plochy:

$$\frac{S_h}{S}=1-\frac{S_{\check{Z}}}{S}=1-0,8976=0,1024$$

Výpočet součinitele Beta:

$$\beta=\sqrt{\frac{2\cdot\psi_{\check{Z}}\cdot\alpha_K}{t_{\check{Z}}\cdot\lambda_{\check{Z}}\cdot(1+\varepsilon\cdot\psi_{\check{Z}}\cdot\alpha_K)}}=\sqrt{\frac{2\cdot0,85\cdot42,49}{0,001\cdot40\cdot(1+0,003\cdot0,85\cdot42,49)}}=40,37$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitele E je odečtena z grafu na str. 114 lit. [3].

$$\frac{D_{\check{Z}}}{D}=\frac{0,051}{0,031}=1,6$$

$$\beta\cdot h_{\check{Z}}=40,37\cdot0,01=0,4037$$

Z grafu byla odečtena hodnota $E=$ 0,95

Součinitel poměrných roztečí φ_σ :

$$\varphi_\sigma=\frac{\sigma_1-1}{\sigma_2'-1}=\frac{1,8648-1}{3,0396-1}=0,4240$$

Poměrná příčná rozteč trubek σ_1:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,0593}{0,0318} = 1,8648$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek σ_2':

$$\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{0,0593}{2}\right)^2 + 0,117^2}}{0,0318} = 3,0396$$

Střední teplota spalin:

$$\overline{t}_{SP} = \frac{t_H + t_I}{2} = \frac{163,8 + 124,9}{2} = 144,4\,°\mathrm{C}$$

Výpočet součinitele tepelné vodivosti spalin ve VTP1:

$$\lambda_{SP} = 30,89 + (39,32 - 30,89) \cdot \frac{144,4 - 100}{100} = 0,034628\ \mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$$

Výpočet součinitele kinematické viskozity spalin ve VTP1:

$$\nu_{SP} = 21,41 + (32,36 - 21,41) \cdot \frac{144,4 - 100}{100} = 2,627 \cdot 10^{-5}\ \mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro vystřídané žebrování trubek při podélném proudění:

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_\sigma^{\,0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_{\check{Z}}} \cdot \left(\frac{D}{s_{\check{Z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\check{Z}}}{s_{\check{Z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP} \cdot s_{\check{Z}}}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,4240^{0,2} \cdot \frac{0,034628}{0,004} \cdot \left(\frac{0,0318}{0,004}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,004}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{6,47 \cdot 0,004}{2,627 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_K = 42,49\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

Součinitel opravy na počet podélných řad je určen z lit [3], str. 116 obrázek 8.4. Při výpočtu se uvažuje, že počet podélných řad bude 10, proto je volena hodnota:

$C_Z = 0,95$

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin:

$$\alpha_{1red} = \left(\frac{S_{\check{Z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_{\check{Z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\check{Z}} \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1red} = (0,8976 \cdot 0,95 \cdot 1 + 0,1024) \cdot \frac{0,85 \cdot 42,49}{1 + 0,003 \cdot 0,85 \cdot 42,49} = 31,13\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

4.8.2.1 *Výpočet součinitele prostupu tepla*

Výpočet součinitele prostupu tepla:

U teplosměnných ploch jakými jsou výparníky a ekonomizéry se součinitel přestupu tepla ze strany páry zanedbává, neboť $\alpha_{2red} << \alpha_{1red}$ a uvažuje se tedy pouze přestup tepla ze strany spalin.

$k = \alpha_{1red} = 31,13\ \mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-}}$

4.8.2.2 *Střední logaritmický teplotní spád*

$$\Delta t_1 = t_H - t_7^{VT} = 163,8 - 160 = 3,8°C$$

$$\Delta t_2 = t_I - t_8^{VT} = 124,9 - 62 = 62,9°C$$

$$\Delta t_{\ln VTE1} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{3,8 - 62,9}{\ln \frac{3,8}{62,9}} = 21,1°C$$

4.8.2.3 *Počet řad trubek*

Celkový povrch výhřevné plochy:

$$S_{VTE1}^{celk} = \frac{Q_{VTE1}}{k \cdot \Delta t_{\ln VTE1}} = \frac{2866,649 \cdot 1000}{31,13 \cdot 21,1} = 4363,489395 \text{ m}^2$$

Plocha jedné řady trubek:

$$S_{řad} = H \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,34 \cdot 0,772204 \cdot 54 = 431,167532 \text{ m}^2$$

Počet řad trubek:

$$n_{řad} = \frac{S_{VTE1}^{celk}}{S_{řad}} = \frac{4363,489395}{431,167532} = 10,120 \doteq 10 \text{ řad}$$

Přepočet celkového povrchu skutečné teplosměnné plochy:

$$S_{celk}^{skut} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 431,167532 \cdot 10 = 4311,675319 \text{ m}^2$$

4.8.2.4 *Skutečné teplo předané v dané teplosměnné ploše*

Původně navržená hodnota předaného tepla pro VTP1 byla vypočtena v kapitole 2.5.

Původně navrhovaný výkon:

$$Q_{VTE1} = 2866,649 \text{ kW}$$

Skutečně předaný výkon:

$$Q_{VTE1}^{skut} = k \cdot S_{celk}^{skut} \cdot \Delta t_{\ln VTE1} = 31,13 \cdot 4311,675319 \cdot 21,1 = 2832,609 \text{ kW}$$

Kontrola:

Kontrola spočívá v porovnání navrhovaného výkonu teplosměnné plochy VTE1 a vypočteného skutečného výkonu. Skutečný výkon musí být v rozmezí 2 % od navrhovaného.

$$\left| \left(\frac{Q_{VTE1}}{Q_{VTE1}^{skut}} - 1 \right) \cdot 100 \right| = \left| \left(\frac{2832,609}{2866,649} - 1 \right) \cdot 100 \right| = 1,2\% \text{ odchylka}$$

Odchylka je v přípustné mezi, zvolený počet řad vyhovuje.

4.8.2.5 *Skutečná entalpie a teplota spalin v bodě I*

Vlivem dalších úprav návrhu došlo ke změně celkového výkonu plochy, který se liší od navrhovaného výkonu. Z tohoto důvodu je zapotřebí přepočítat entalpii a teplotu na výstupu z plochy. Rovnice (2.5) znázorňuje přepočet skutečné entalpie spalin v bodě I.

Skutečná entalpie spalin v bodě I:

$$I_{SPI} = I_{SPH}^{skut} - \frac{Q_{VTE1}^{skut}}{(1-z_S)\cdot \dot{M}_{VSP}} = 219,271 - \frac{2832,609}{(1-0,00385)\cdot 54,81} = 167,387 \text{ kJ·Nm}^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě I:

$$t_{SPI} = \frac{(I_{SPI}^{skut} - I_{SP100})\cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(167,387 - 133,265)\cdot 100}{268,007 - 133,265} + 100 = 125,3\,°\text{C}$$

4.9 Souhrn vypočtených hodnot

Tato kapitola se zabývala návrhem geometrie a přestupu tepla teplosměnných ploch v kotli. Přehledný souhrn vypočtených hodnot je uveden v tab. 4.11.

Tab. 4.11 Souhrn vypočtených hodnot

	VTP2	VTP1	VTV	NTP	VTE2	NTV	NTE	VTE1	Jednot.
Objemový průtok spalin	145,909	139,036	122,734	109,510	104,679	95,131	88,749	83,769	$Nm^3·s^{-1}$
Rychlost proudění spalin	10	9,43	9,92	6,87	7,68	7,69	5,64	6,47	$m·s^{-1}$
Rychlost proudění média	19,84	16,09	-	26,24	1,01	-	1,21	0,99	$m·s^{-1}$
Skutečné předané teplo	1957,37	2269,25	11453,8	446,01	3169,01	3951,14	779,66	2832,61	kW
Podélná rozteč	117	117	117	117	117	117	117	117	mm
Příčná rozteč	66,8	66,8	100	66,8	59,3	100	66,8	59,3	mm
Počet trubek v řadě	48	48	32	48	54	32	48	54	-
Počet řad	2	2	12	2	9	8	2	10	-

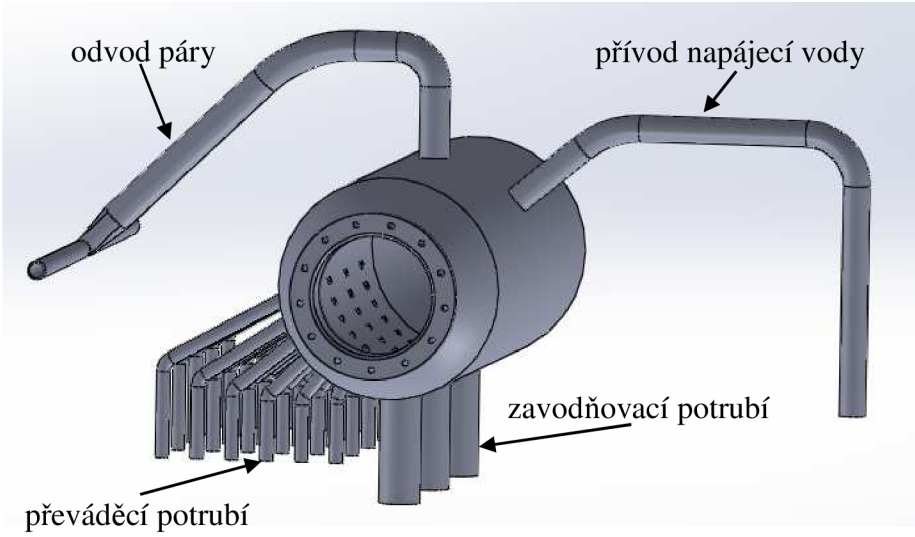
5 NÁVRH ROZMĚRŮ BUBNŮ A JEJICH KONTROLA

Prvním krokem návrhu bubnu je volba jeho základních rozměrů. Vnější průměr bubnu D_{bu} se zpravidla volí podle parního výkonu kotle vyjádřeného v tunách za hodinu, viz tabulka 5.1 [12]. Tloušťka stěny bubnu t_{bu} bývá zpravidla volena v rozmezí od 40 do 120 mm a délka bubnu L_{bu} je volena shodně, jako je šířka kanálu $Š$.

Tab. 5.1 Volba průměru bubnu

Parní výkon kotle $\dot{M}_P$ [t·h^{-1}]	Průměr bubnu D_{bu} [m]
≤15	1,2
15–60	1,4
≥60	1,6

Po navržení rozměrů je zapotřebí vypočítat poloviční objem bubnu V_{bu} a zatížení bubnu z_{bu}, viz rovnice (5.1). Důležitým krokem je kontrola zatížení bubnu, která musí vyjít menší než hodnota mezního zatížení z_{mez}. Na obrázku 5.1 je vytvořený 3D model bubnu VT okruhu.



Obr. 5.1 3D model VT bubnu

5.1 Návrh vysokotlakého bubnu

Pro vysokotlaký buben s parním výkonem 26 t h^{-1}, jsou voleny tyto hodnoty:

$L_{bu} = Š = 3{,}24$ m
$D_{bu} = 1{,}4$ m
$t_{bu} = 0{,}04$ m
$d_{bu} = D_b - 2 \cdot t_{bu} = 1{,}4 - 2 \cdot 0{,}04 = 1{,}32$ m

Poloviční objem bubnu:

$$V_{bu} = \frac{\pi \cdot d_{bu}^2 \cdot L_{bu}}{8} = \frac{\pi \cdot 1{,}32^2 \cdot 3{,}24}{8} = 2{,}216934 \text{ m}^3$$

Zatížení bubnu:

$$z_{bu} = \frac{\dot{M}_P^{VT}}{V_{bu}} = \frac{7{,}286}{2{,}216934} = 3{,}286 \tag{5.1}$$

Předpokládá se, že tlak v bubnu u vysokotlakého okruhu se rovná hodnotě tlaku ve VT výparníku, tedy p_{bu} = 5,3 MPa. Pro tento tlak se za pomocí interpolace dopočítá hodnota mezního zatížení bubnu ze zdroje [12].

$z_{mez} = 7{,}023$

Kontrola:

$$z_{bu} < z_{mez}$$
$$3{,}286 < 7{,}023$$

Navržený buben pro VT okruh vyhovuje, neboť je splněna podmínka, že vypočítané zatížení je menší než mezní.

5.2 Návrh nízkotlakého bubnu

Pro nízkotlaký buben s parním výkonem 6,8 t h^{-1}, jsou voleny tyto hodnoty:

$L_{bu} = \check{S} = 3{,}24$ m
$D_{bu} = 1{,}2$ m
$t_{bu} = 0{,}04$ m
$d_{bu} = D_b - 2 \cdot t_b = 1{,}2 - 2 \cdot 0{,}04 = 1{,}12$ m

Poloviční objem bubnu:

$$V_{bu} = \frac{\pi \cdot d_{bu}^2 \cdot L_{bu}}{8} = \frac{\pi \cdot 1{,}12^2 \cdot 3{,}24}{8} = 1{,}596030 \text{ m}^3$$

Zatížení bubnu:

$$z_{bu} = \frac{\dot{M}_P^{NT}}{V_{bu}} = \frac{1{,}889}{1{,}596030} = 1{,}184 \tag{5.2}$$

Předpokládá se, že tlak v bubnu u nízkotlakého okruhu se rovná hodnotě tlaku v NT výparníku, tedy p_{bu} = 0,7 MPa. Pro tento tlak je hodnota zatížení bubnu mimo rozsah udávaných tlaků, z tohoto důvodu byly hodnoty proloženy regresní přímkou a požadovaná hodnota orientačně odečtena [12].

$z_{mez} = 2{,}390$

Kontrola:

$$z_{bu} < z_{mez}$$
$$1{,}184 < 2{,}390$$

Navržený buben pro NT okruh vyhovuje, neboť je splněna podmínka, že vypočítané zatížení je menší než mezní.

5.3 Souhrn vypočtených hodnot

Tab. 5.2 Souhrn vypočtených hodnot pro VT a NT buben

Veličina	VT buben	VT buben	Jednotka
Vnější průměr bubnu	1,4	1,2	[m]
Tloušťka stěny bubnu	40	40	[mm]
Délka bubnu	3,24	3,24	[m]
Tlak v bubnu	5,3	0,7	[MPa]
Zatížení bubnu mezní	3,286	1,184	[-]
Mezní zatížení bubnu	7,023	2,390	[-]

6 NÁVRH ZAVODŇOVACÍCH A PŘEVÁDĚCÍCH POTRUBÍ

Tato kapitola se zabývá dimenzováním potrubí, tak aby byl zajištěn správný a bezpečný chod kotle. Při výpočtu byla využita literatura [8].

Pro výpočet rozměrů zavodňovacího potrubí se počítá s poměrem mezi celkovým průřezem všech varných trubek S_{OS} a průřezem zavodňovacích trubek S_{OZ}, viz vzorec (6.1). Také je zapotřebí zvolit výšku umístění bubnu, přičemž h_{bu} se vypočítá ze vzorce (6.2). Tato výška je stejná pro VT i NT část kotle. Volba výšky hladiny v bubnu je o 2 metry výš, než je výška spalinového kanálu [13].

$$\frac{S_{OZ}}{S_{OS}} \doteq 0{,}06 + 0{,}016 \cdot p_{bu} + 0{,}005 \cdot h_{bu} \Rightarrow S_{OZ} \doteq S_{OS} \cdot (0{,}06 + 0{,}016 \cdot p_{bu} + 0{,}005 \cdot h_{bu}) \tag{6.1}$$

Kde: h_{bu} [m] výška umístění bubnu
p_{bu} [MPa] tlak v bubnu

$$h_{bu} = H + 2 = 10{,}34 + 2 = 12{,}34 \text{ m} \tag{6.2}$$

Výpočet rozměrů převáděcích potrubí je pak dán vztahem (6.3), v něm vystupuje poměr mezi celkovým průřezem varných trubek S_{OS} a průřezem převáděcích trubek S_{OP}.

$$\frac{S_{OP}}{S_{OS}} \doteq 0{,}1 + 0{,}01 \cdot p_{bu} + 0{,}01 \cdot h_{bu} \Rightarrow S_{OP} \doteq S_{OS} \cdot (0{,}1 + 0{,}01 \cdot p_{bu} + 0{,}01 \cdot h_{bu}) \tag{6.3}$$

Do vzorců se dosazuje v hodnotách jednotek uvedených ve vysvětlivce pro danou veličinu, tlak v MPa a výška v metrech.

6.1 Návrh rozměrů a počtu zavodňovacích potrubí

6.1.1 Zavodňovací potrubí vysokotlakého okruhu

Výpočet průřezu všech varných trubek VT okruhu:

$$S_{OS}^{VT} = \frac{\pi \cdot \left(d^{VTV}\right)^2}{4} \cdot n_{tr}^{VTV} \cdot n_{řad}^{VTV} = \frac{\pi \cdot (0{,}048)^2}{4} \cdot 32 \cdot 12 = 0{,}69487 \text{ m}^2$$

Výpočet průtočného průřezu VT zavodňovacích potrubí:

$$S_{OZ}^{VT} \doteq S_{OS}^{VT} \cdot (0{,}06 + 0{,}016 \cdot p_{bu}^{VT} + 0{,}005 \cdot h_{bu}) = 0{,}69487 \cdot (0{,}06 + 0{,}016 \cdot 5{,}3 + 0{,}005 \cdot 12{,}34) = 0{,}143491 \text{ m}^2$$

Výběr průměru VT zavodňovacího potrubí:

$$D_Z^{VT} = 273 \text{ mm}$$

$$t_Z^{VT} = 14 \text{ mm}$$

$$d_Z^{VT} = D_Z^{VT} - 2 \cdot t_Z^{VT} = 273 - 2 \cdot 14 = 245 \text{ mm}$$

Určení počtu VT zavodňovacích potrubí:

$$n_Z^{VT} = \frac{S_{OZ}^{VT}}{\frac{\pi \cdot (d_Z^{VT})^2}{4}} = \frac{0{,}143491}{\frac{\pi \cdot (0{,}245)^2}{4}} = 3{,}044 \doteq 3$$

6.1.2 Zavodňovací potrubí nízkotlakého okruhu

Výpočet průřezu všech varných trubek NT okruhu:

$$S_{OS}^{NT} = \frac{\pi \cdot (0,0498)^2}{4} \cdot 32 \cdot 8 = 0,498642 \ \text{m}^2$$

Výpočet průtočného průřezu NT zavodňovacích potrubí:

$$S_{OZ}^{NT} \doteq S_{OS}^{NT} \cdot (0,06 + 0,016 \cdot p_{bu}^{NT} + 0,005 \cdot h_{bu}) = 0,498642 \cdot (0,06 + 0,016 \cdot 0,7 + 0,005 \cdot 12,34) = 0,066269 \ \text{m}^2$$

Výběr průměru NT zavodňovacího potrubí:

$$D_Z^{NT} = 219,1 \ \text{mm}$$

$$t_Z^{NT} = 7 \ \text{mm}$$

$$d_Z^{NT} = D_Z^{NT} - 2 \cdot t_Z^{NT} = 219,1 - 2 \cdot 7 = 205,1 \ \text{mm}$$

Určení počtu NT zavodňovacích potrubí:

$$n_Z^{NT} = \frac{S_{OZ}^{NT}}{\frac{\pi \cdot (d_Z^{NT})^2}{4}} = \frac{0,066269}{\frac{\pi \cdot (0,2051)^2}{4}} = 2,006 \doteq 2$$

6.2 Návrh rozměrů a počtu převáděcích potrubí

6.2.1 Převáděcí potrubí vysokotlakého okruhu

Výpočet průtočného průřezu VT převáděcích potrubí:

$$S_{OP}^{VT} \doteq S_{OS}^{VT} \cdot (0,1 + 0,01 \cdot p_{bu}^{VT} + 0,01 \cdot h_{bu}) = 0,69487 \cdot (0,1 + 0,01 \cdot 5,3 + 0,01 \cdot 12,34) = 0,192062 \ \text{m}^2$$

Výběr průměru VT převáděcího potrubí:

$$D_P^{VT} = 88,9 \ \text{mm}$$

$$t_P^{VT} = 5 \ \text{mm}$$

$$d_P^{VT} = D_P^{VT} - 2 \cdot t_P^{VT} = 88,9 - 5 = 78,9 \ \text{mm}$$

Určení počtu VT převáděcích potrubí:

$$n_P^{VT} = \frac{S_{OP}^{VT}}{\frac{\pi \cdot (d_P^{VT})^2}{4}} = \frac{0,192062}{\frac{\pi \cdot (0,0789)^2}{4}} = 39,282 \doteq 40$$

6.2.2 Převáděcí potrubí nízkotlakého okruhu

Výpočet průtočného průřezu NT převáděcích potrubí:

$$S_{OP}^{NT} \doteq S_{OS}^{NT} \cdot (0,1 + 0,01 \cdot p_{bu}^{NT} + 0,01 \cdot h_{bu}) = 0,498642 \cdot (0,1 + 0,01 \cdot 0,7 + 0,01 \cdot 12,34) = 0,114887 \ \text{m}^2$$

Výběr průměru NT převáděcího potrubí:

$$D_P^{NT} = 76,1 \ \text{mm}$$

$$t_P^{NT} = 6,3 \ \text{mm}$$

$$d_P^{NT} = D_P^{NT} - 2 \cdot t_P^{NT} = 76,1 - 2 \cdot 6,3 = 63,5 \ \text{mm}$$

Určení počtu NT převáděcích potrubí:

$$n_P^{NT} = \frac{S_{OP}^{NT}}{\frac{\pi \cdot (d_P^{NT})^2}{4}} = \frac{0,114887}{\frac{\pi \cdot (0,0635)^2}{4}} = 36,277 \doteq 36$$

7 NÁVRH MATERIÁLŮ TEPLOSMĚNNÝCH PLOCH

Tato kapitola se věnuje volbě materiálů. Použité materiály trubek a plechů musí odpovídat svými vlastnostmi požadavkům na bezpečný a spolehlivý provoz kotle na odpadní teplo. Volbu kovových materiálů vymezuje norma ČSN 42 0090 „Materiály pro tepelná energetická zařízení“ [8]. Tepelně a tlakově namáhané materiály pro stavbu kotlů musí mít specifické materiálové a technologické vlastnosti.

U volby materiálů pro plechy do 350 °C (bubny, plechy) se vyžaduje dobrá svařitelnost obrobitelnost, vysoká mez v průtahu, dobrá tepelná vodivost a odolnost vůči krátkodobému špičkovému napětí. Pro oceli na teplosměnné plochy se využívá bezešvých trubek, švové trubky se používají spíše pro propojovací potrubí. Vyžaduje se dobrá svařitelnost, obrobitelnost a především dobrá teplená vodivost a odolnost vůči vysokým teplotám [8].

Materiály použitých trubek a plechů jsou voleny dle normy ČSN EN 12952-3 [6]. V této normě je uveden pro každý materiál rozsah teplot použití. Jako vztažná teplota návrhu trubek se bere vstupní teplota spalin pro danou plochu, viz rovnice (7.1). Norma vzhledem k bezpečnosti počítá i s teplotním přídavkem, ten je stanoven při ohřevu převážně konvekcí (u přehříváků) hodnotou 35 °C. Pro výpočet teplotního přídavku u ostatních ploch (u výparníků a ekonomizérů) uvádí norma vztah (7.2), který souvisí s tloušťkou stěny trubky. Souhrn zvolených materiálů trubek pro danou výhřevnou plochu znázorňuje tab. 7.1. Při volbě materiálu žeber je volen materiál X10Cr13 [13].

$$t_{vz} = t_{vs} + \Delta t_{př} \tag{7.1}$$

$$\Delta t_{př} = 15 + 2 \cdot t_{tr} \tag{7.2}$$

Tab. 7.1 Volba materiálů trubek pro danou výhřevnou plochu

Výhřevná plocha	Vstupní teplota spalin t_{vs} [°C]	Tloušťka stěny trubky t_{tr} [mm]	Teplotní přídavek $\Delta t_{př}$ [°C]	Vztažná teplota pro výběr materiálů trubek t_{vz} [°C]	Zvolený materiál trubek ČSN EN 12952-3
VTP2	470,0	4,5	35	505,0	16Mo3
VTP1	438,3	4,5	35	473,3	16Mo3
VTV	401,5	4,5	24	425,5	16Mo3
NTP	275,5	3,2	35	310,5	P265GH
VTE2	269,6	4	23	292,6	P265GH
NTV	227,5	3,6	22,2	249,7	P265GH
NTE	174,4	3,2	21,4	195,8	P235GH
VTE1	163,8	4,5	24	187,8	P235GH

Pro plechy kotle se volí materiál P265GH (o tloušťce 0,6 mm). Plášť kotle je dále izolován minerální vatou o tloušťce 15 cm z důvodu snížení tepelných ztrát do okolí a bezpečnosti.

8 VÝPOČET TAHOVÉ ZTRÁTY KOTLE

Tato kapitola se věnuje výpočtu celkové tahové ztráty kotle. V zadaných parametrech bylo stanoveno, že celková tahová ztráta kotle nesmí přesáhnout hodnotu 1000 Pa. Zmíněná přípustná ztráta je dána volbou a parametry spalovací turbíny. V případě nesplnění této podmínky by mohlo dojít k nesprávnému odvodu spalin z kotle. Opatřením pro zlepšení tahu by bylo umístění ventilátoru do komína. To ovšem není z provozního hlediska žádoucí.

Celková tahová ztráta kotle Δp_{CZ} se počítá jako součet tlakových ztrát v jednotlivých teplosměnných plochách a tlakové ztráty v komíně. Výpočet tlakových ztrát je proveden podle metodiky v lit. [4] kapitola 8 Aerodynamický výpočet kotle.

Výstupem z tohoto výpočtu je stanovení celkové tahové ztráty kotle a porovnání s maximální dovolenou hodnotou tahové ztráty. Je-li ztráta menší než dovolená Δp_{DZ}, tak se celý výpočet kotle na odpadní teplo považuje za úplný a správný.

8.1 Tlaková ztráta spalinového kanálu a jednotlivých teplosměnných ploch

Tlaková ztráta svazku žebrovaných trubek:

$$\Delta p_Z = \varsigma \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} \tag{8.1}$$

Kde:	w_{SP}	[m·s^{-1}]	rychlost spalin
	ρ_{SP}	[Nm^3·kg^{-1}]	hustota spalin, viz kap. 2.3.1
	ς	[-]	součinitel tlakových ztrát pro svazek žebrovaných trubek

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek:

Koeficienty K, k_1, k_2, k_3 jsou závislé na uspořádání trubek a voleny dle tab. 8.6 v lit. [4]. Reynoldsovo číslo je vztažené na střední teplotu zanešeného povrchu stěny.

$$\varsigma = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_Ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_Ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re})^{-k_3} \tag{8.2}$$

K, k_1, k_2, k_3	[-]	konstanty pro vystřídané uspořádání trubek
Re	[-]	Reynoldsovo číslo (vztažené na střední teplotu stěny)

Zvolené koeficienty lit. [4]:

K	k_1	k_2	k_3
2	0	0,72	0,24

Reynoldsovo číslo:

$$\mathrm{Re} = \frac{(w_{SP} \cdot d_e)^2}{\nu_s} \tag{8.3}$$

Kde:	ν_S	[m^2·s^{-1}]	součinitel kinematické viskozity spalin (pro střední teplotu stěny)
	d_e	[m]	ekvivalentní průměr
	w_{SP}	[-]	rychlost spalin

Střední teplota povrchu stěny:

Střední teplota zanešeného povrchu stěny se určí ze vztahu (8.4). Při spalování plynu se pro všechny teplosměnné plochy volí ve vzorci Δt = 25 °C dle lit. [3] na str. 125. $\overline{t_P}$ je střední teplota páry pro danou výhřevnou plochu. Kinematická viskozita spalin je následně stanovena pro střední teplotu povrchu stěny, viz tab. (8.1).

$$t_Z = \overline{t_P} + \Delta t \tag{8.4}$$

Ekvivalentní průměr spalinového kanálu:

$$d_e = \frac{4 \cdot S_{kan}}{O_{kan}} = \frac{4 \cdot \check{S} \cdot H}{2 \cdot (\check{S} + H)} = \frac{4 \cdot 3,24 \cdot 10,34}{2 \cdot (3,24 + 10,34)} = 4,933962 \text{ m} \tag{8.5}$$

Kde: S_{kan} průtočná plocha spalinového kanálu
O_{kan} obvod průtočné plochy spalinového kanálu

Pro výpočet tlakových ztrát se z výše uvedených rovnic určí hodnoty (Re, ς) pro jednotlivé teplosměnné plochy. Hodnoty jsou sepsány v tabulce 8.1.

Tab. 8.1 Hodnoty pro výpočet tlakových ztrát jednotlivých teplosměnných ploch

Teplosměnná plocha	Vnější průměr žebra D [mm]	Výška žebra $h_ž$ [mm]	Rozteč žeber $s_ž$ [mm]	Střední teplota povrchu stěny t_z [°C]	Součinitel kinematické viskozity spalin ν_S [$m^2 \cdot s^{-1}$]	Reynoldsovo číslo Re [-]	Rychlost spalin w_{SP} [$m \cdot s^{-1}$]	Počet řad $n_{řad}$ [-]
VTP2	31,8	15	5	394,0	$5,900 \cdot 10^{-5}$	836208,70	10,00	2
VTP1	31,8	15	5	343,8	$5,176 \cdot 10^{-5}$	899084,64	9,43	2
VTV	57	19	6	292,6	$4,448 \cdot 10^{-5}$	1099840,61	9,92	12
NTP	31,8	15	8	242,5	$3,792 \cdot 10^{-5}$	894379,55	6,87	2
VTE2	31,8	10	5	235,3	$3,698 \cdot 10^{-5}$	1025121,62	7,68	9
NTV	57	19	6	190,0	$3,126 \cdot 10^{-5}$	1213027,68	7,69	8
NTE	31,8	10	5	136,0	$2,535 \cdot 10^{-5}$	1097859,56	5,64	2
VTE1	31,8	10	4	136,0	$2,535 \cdot 10^{-5}$	1258475,60	6,47	10

8.1.1 Tlaková ztráta VTP2

Součinitel tlakové ztráty VTP2:

$$\varsigma_{VTP2} = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re}_s)^{-k_3} = 2 \cdot 2 \cdot \left(\frac{15}{31,8}\right)^{0} \cdot \left(\frac{5}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (836208,70)^{-0,24} = 0,574$$

Tlaková ztráta VTP2:

$$\Delta p_Z^{VTP2} = \varsigma_{VTP2} \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,574 \cdot \frac{(10,00)^2}{2} \cdot 1,27723 = 36,68 \text{ Pa}$$

8.1.2 Tlaková ztráta VTP1

Součinitel tlakové ztráty VTP1:

$$\varsigma_{VTP1} = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re}_s)^{-k_3} = 2 \cdot 2 \cdot \left(\frac{15}{31,8}\right)^{0} \cdot \left(\frac{5}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (899084,64)^{-0,24} = 0,564$$

Tlaková ztráta VTP1:

$$\Delta p_Z^{VTP1} = \varsigma_{VTP1} \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,564 \cdot \frac{(9,43)^2}{2} \cdot 1,27723 = 32,07 \text{ Pa}$$

8.1.3 Tlaková ztráta VTV

Součinitel tlakové ztráty VTV:

$$\varsigma_{VTV} = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re}_s)^{-k_3} = 2 \cdot 12 \cdot \left(\frac{19}{57}\right)^{0} \cdot \left(\frac{6}{57}\right)^{-0,72} \cdot (1099840,61)^{-0,24} = 4,308$$

Tlaková ztráta VTV:

$$\Delta p_Z^{VTV} = \varsigma_{VTV} \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 4,308 \cdot \frac{(9,92)^2}{2} \cdot 1,27723 = 270,46 \text{ Pa}$$

8.1.4 Tlaková ztráta NTP

Součinitel tlakové ztráty NTP:

$$\varsigma_{NTP} = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_Ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_Ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re}_s)^{-k_3} = 2 \cdot 2 \cdot \left(\frac{15}{31,8}\right)^0 \cdot \left(\frac{8}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (894379,55)^{-0,24} = 0,403$$

Tlaková ztráta NTP:

$$\Delta p_Z^{NTP} = \varsigma_{NTP} \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,403 \cdot \frac{(6,87)^2}{2} \cdot 1,27723 = 12,16 \text{ Pa}$$

8.1.5 Tlaková ztráta VTE2

Součinitel tlakové ztráty VTE2:

$$\varsigma_{VTE2} = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_Ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_Ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re}_s)^{-k_3} = 2 \cdot 9 \cdot \left(\frac{10}{31,8}\right)^0 \cdot \left(\frac{5}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (1025121,62)^{-0,24} = 2,461$$

Tlaková ztráta VTE2:

$$\Delta p_Z^{VTE2} = \varsigma_{VTE2} \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 2,461 \frac{(7,67)^2}{2} \cdot 1,27723 = 92,8 \text{ Pa}$$

8.1.6 Tlaková ztráta NTV

Součinitel tlakové ztráty NTV:

$$\varsigma_{NTV} = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_Ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_Ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re}_s)^{-k_3} = 2 \cdot 8 \cdot \left(\frac{19}{57}\right)^0 \cdot \left(\frac{6}{57}\right)^{-0,72} \cdot (1213027,68)^{-0,24} = 2,805$$

Tlaková ztráta NTV:

$$\Delta p_Z^{NTV} = \varsigma_{NTV} \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 2,805 \cdot \frac{(7,69)^2}{2} \cdot 1,27723 = 105,81 \text{ Pa}$$

8.1.7 Tlaková ztráta NTE

Součinitel tlakové ztráty NTE:

$$\varsigma_{NTE} = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_Ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_Ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re}_s)^{-k_3} = 2 \cdot 2 \cdot \left(\frac{10}{31,8}\right)^0 \cdot \left(\frac{5}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (1097859,56)^{-0,24} = 0,538$$

Tlaková ztráta NTE:

$$\Delta p_Z^{NTE} = \varsigma_{NTE} \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,538 \cdot \frac{(5,64)^2}{2} \cdot 1,27723 = 10,93 \text{ Pa}$$

8.1.8 Tlaková ztráta VTE1

Součinitel tlakové ztráty VTE1:

$$\varsigma_{VTE1} = K \cdot n_{řad} \cdot \left(\frac{h_Ž}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_Ž}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\mathrm{Re}_s)^{-k_3} = 2 \cdot 10 \cdot \left(\frac{10}{31,8}\right)^0 \cdot \left(\frac{4}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot (1258475,6)^{-0,24} = 3,057$$

Tlaková ztráta VTE1:

$$\Delta p_Z^{VTE1} = \varsigma_{VTE1} \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 3,057 \cdot \frac{(6,47)^2}{2} \cdot 1,27723 = 81,65 \text{ Pa}$$

8.2 Tlaková ztráta komína

Tlaková ztráta komína se vypočítá jako součet místních Δp_{ZM}^{kom} a třecích Δp_{ZT}^{kom} odporů vzniklých v komíně, viz rovnice (8.6). V komíně je umístěn tlumič hluku, jehož tlaková ztráta Δp_{ZTH}^{kom} činí 250 Pa.

$$\Delta p_{Z}^{kom} = \Delta p_{ZM}^{kom} + \Delta p_{ZT}^{kom} + \Delta p_{ZTH}^{kom} - \Delta p_{V}^{kom} \tag{8.6}$$

8.2.1 Místní tlaková ztráta na vstupu a výstupu z komína

Místní tlaková ztráta na vstupu a výstupu z komína se vypočítá ze vzorce (8.7). Součinitel tlakové ztráty se pro vstup a výstup spalin z komína volí $\varsigma = 1$ dle literatury [4]. Rychlost spalin w_{SP} se dopočítá z objemového toku spalin při teplotě t_I v místě výstupu ze spalinového kanálu a průtočné plochy komína. Vnitřní průměr komína d^{kom} je volen 3,5 m. Hustota spalin ρ_{SP} byla již stanovena v kapitole 2.3.1.

Průtočná plocha komína:

$$S^{kom} = \frac{\pi \cdot (d^{kom})^2}{2} = \frac{\pi \cdot (3,5)^2}{2} = 9,621128\ \mathrm{m}^2$$

Objemový průtok spalin na vstupu do komína:

$$\dot{M}_{VSP}^{kom} = \dot{M}_{VSP} \cdot \frac{t_I + 273,15}{273,15} = 54,81 \cdot \frac{125,3 + 273,15}{273,15} = 79,951862\ \mathrm{Nm^3 \cdot s^{-1}}$$

Rychlost spalin v komíně:

$$w_{SP} = \frac{\dot{M}_{VSP}^{kom}}{S^{kom}} = \frac{79,951862}{9,621128} = 8,31\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$$

Místní tlaková ztráta na vstupu a výstupu z komína:

$$\Delta p_{ZM}^{kom} = (\varsigma_{vs}^{kom} + \varsigma_{vý}^{kom}) \cdot \frac{(w_{SP})^2}{2} \cdot \rho_{SP} = (1+1) \cdot \frac{(8,31)^2}{2} \cdot 1,27723 = 88,21\ \mathrm{Pa} \tag{8.7}$$

8.2.2 Tlaková ztráta třením v komíně

Tlaková ztráta třením v komíně se vypočítá z rovnice (8.8), přičemž součinitel tření v komíně λ^{kom} pro plechové provedení komína se volí hodnota 0,03. Výška komína H^{kom} od místa vstupu spalin je volena 30 m.

Tlaková ztráta třením v komíně:

$$\Delta p_{ZT}^{kom} = \lambda^{kom} \cdot \frac{H^{kom}}{d^{kom}} \cdot \frac{w_{SP}^2}{2} \cdot \rho_{SP} = 0,03 \cdot \frac{30}{3,5} \cdot \frac{8,31^2}{2} \cdot 1,27723 = 11,34\ \mathrm{Pa} \tag{8.8}$$

8.2.3 Vztlak komína

$$\Delta p_{V}^{kom} = H^{kom} \cdot \left(\rho_v - \rho_{SP} \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_I} \right) \cdot g = 30 \cdot \left(1,279 - 1,27723 \cdot \frac{273,15}{273,15 + 125,3} \right) \cdot 9,81 = 118,74\ \mathrm{Pa}$$

Kde:	H^{kom}	[m]	výška komína
	ρ_v	[kg·m^{-3}]	hustota vzduchu
	t_I	[°C]	teplota na vstupu do komína
	g	[m·s^{-2}]	tíhové zrychlení (brána hodnota 9,81 m·s^{-2})

8.2.4 Celková tlaková ztráta komína

Celková tlaková ztráta komína se pak vypočítá z rovnice (8.6).

$$\Delta p_{Z}^{kom} = \Delta p_{ZM}^{kom} + \Delta p_{ZT}^{kom} + \Delta p_{ZTH}^{kom} - \Delta p_{V}^{kom} = 88,20 + 11,34 + 250 - 118,74 = 230,8\ \mathrm{Pa}$$

8.3 Celková tahová ztráta kotle

Celková tahová ztráta Δp_{CZ} kotle je dána součtem všech tlakových ztrát, viz rovnice (8.9). Celková tahová ztráta musí vyjít nižší než je maximální dovolená tlaková ztráta kotle Δp_{DZ} =1000 Pa.

$$\Delta p_{CZ} = \Delta p_Z^{VTP2} + \Delta p_Z^{VTP1} + \Delta p_Z^{VTV} + \Delta p_Z^{NTP} + \Delta p_Z^{VTE2} + \Delta p_Z^{NTV} + \Delta p_Z^{NTE} + \Delta p_Z^{VTE1} + \Delta p_Z^{kom} \tag{8.9}$$

$$\Delta p_{CZ} = 36,68 + 32,07 + 270,46 + 12,16 + 92,8 + 105,81 + 10,93 + 81,65 + 230,8 = 873,35 \text{ Pa}$$

Kontrola:

$$\Delta p_{CZ} \leq \Delta p_{DZ}$$

$$\Delta p_{CZ} = 873,35 \text{ Pa} \leq \Delta p_{DZ} = 1000 \text{ Pa}$$

Vypočtená celková tahová ztráta kotle je nižší než maximální dovolená hodnota. Celý výpočet kotle se dá považovat za úplný a správný.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo za spalovací turbínu včetně dimenzování teplosměnných ploch.

Výpočet kotle byl realizován v prostředí MS Excel 2010 za pomocí programu X-steam verze 2.6, díky čemuž bylo možné celý výpočet opakovaně optimalizovat.

V úvodu práce byl ze zadaných parametrů spalin a požadovaných parametrů páry sestrojen pilový diagram a zvoleno řazení jednotlivých výhřevných ploch. Pro regulaci teploty na výstupu z VT části byl volen jeden 5% vstřik napájecí vody. K lepšímu využití teplotního spádu byl vysokotlaký ekonomizér a přehřívák rozdělen na dvě části. Celkově je tedy 8 teplosměnných ploch, řazených v protiproudém uspořádání.

V dalších výpočtech byl stanoven parní výkon vysokotlaké části na 26,228 $t_p\ h^{-1}$ a nízkotlaké části na 6,8 $t_p\ h^{-1}$.

Pro stanovení rozměrů spalinového kanálu 3,24×10,34 m (šířka × výška) byla použita první teplosměnná plocha, kterou byl VT přehřívák 2. Ostatní výhřevné plochy byly následně dimenzovány podle rozměrů spalinového kanálu. Celý kotel je pro snazší převoz dělen do 11 modulů. Dále byly zvoleny materiály trubek jednotlivých teplosměnných ploch.

Ke konci byly zvoleny rozměry bubnů, které byly podrobeny kontrole, kde se určilo, že nedošlo k překročení mezního zatížení bubnu.

Na závěr byla provedena kontrola celkové tahové ztráty kotle, ta neměla přesáhnout hodnotu 1000 Pa. Při kontrole vyšla hodnota 873,35 Pa a ta určila celkovou správnost výpočtu.

Součástí diplomové práce je také přiložený koncepční výkres, kde jsou uvedeny hlavní vypočtené nebo zvolené rozměry kotle (viz příloha č. 1).

V praxi by bylo vhodnější při výpočtu použít ještě většího dělení teplosměnných ploch pro lepší využití entalpického spádu spalin. K zvýšení účinnosti celku by také bylo vhodné umístit za poslední výhřevnou plochu tzv. dodatečnou plochu, kterou by byl ohřívák teplé vody (pro místní spotřebu), aby došlo k co nevětšímu možnému dochlazení spalin. Spaliny nyní vycházejí z komína o teplotě 125,3 °C a mají tedy ještě vysokou teplotu.

Výstavbě paroplynových celků ve větším množství v ČR brání nepříznivá výkupní cena elektrické energie a vysoké provozní náklady (cena zemního plynu) spojené se spalovací turbínou. I když paroplynový zdroj jako celek pracuje s vysokou účinností, je dnes ekonomicky výhodnější jej provozovat bez kotle na odpadní teplo a to jako zálohu pro pokrytí výpadku jiného zdroje při poskytování podpůrných služeb přenosové soustavě. V jiných zemích (USA, Rusko, Turecko), které mají dostatek vlastní zásoby plynu, jsou tyto zdroje hojně využívány a to právě pro svoji účinnost, flexibilitu, velikost a kompaktnost celku.

Je reálný předpoklad, že s ohledem na vysokou účinnost (maximální využití paliva) se paroplynové zdroje budou stavět a využívat častěji. Proto lze tyto poznatky a návrhy využít při realizaci dalších projektů v energetice.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] **Alstom,** *Heat recovery steam generators* [online]. 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z WWW: <http://www.alstom.com/products-services/product-catalogue/power-generation/gas-power/heat-recovery-steam-generators/heat-recovery-steam-generators-hrsg/>.

[2] **BALÁŠ, Marek**.: *Kotle a výměníky tepla.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. 110 s. ISBN 978-80-214-3955-9.

[3] **BUDAJ, Florian**.: *Parní kotle podklady pro tepelný výpočet.* Vyd. 4. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. 200 s. ISBN 80-214-0426-4.

[4] **ČERNÝ, V., JANEBA, B., TEYSSLER, J**.: *Parní kotle*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1983. 864 s.

[5] **ČSN EN 10216-2**. *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové účely - Technické dodací podmínky: Trubky z nelegovaných a legovaných ocelí se stanovenými vlastnostmi při zvýšených teplotách.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1. 7. 2014, 48 s. ICS 23.040.10 - Železné a ocelové trubky, ICS 77.140.75 - Ocelové trubky a roury pro specifické použití.

[6] **ČSN EN 12952-3**. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení: Konstrukce a výpočet částí kotle* namáhaných tlakem. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1. 8. 2012, 134 s. ICS 27.040 - Plynové a parní turbíny. Parní stroje.

[7] **ČSN EN 12952-15**. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení: Přejímací zkoušky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1. 5. 2004, 80 s. ICS 27.040 - Plynové a parní turbíny. Parní stroje.

[8] **DLOUHÝ, Tomáš**.: *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, Praha: Nakladete ČVUT, 1999. 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.

[9] **FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ UNIVERZITA V ŽILINĚ**. *Elektrárne*. Žilina: Fakulta elektrotechnická, [online]. 2014, [cit. 2014-11-10]. Dostupné z WWW: <http://www.kves.uniza.sk/kvesnew/dokumenty/elektroenergetika1/ELEN2007/EENERGETIKA/ELEN-3_2.htm>.

[10] **G TEAM a.s.,** *Chladiče páry* [online]. 2014, [cit. 2014-12-26]. Dostupné z: <http://www.g-team.cz/pdf/chladice_cz.pdf>.

[11] **HOLMGREN, Magnus**. *Software X-Steam version 2.6. Excel Stem Tables*, [online]. 2011 [cit. 2014-11-10]. Dostupné z WWW: <http://xsteam.sourceforge.net>.

[12] **PBS Brno a.s.,** *Firemní podklady k zatížení bubnu*. Brno, 2015.

[13] **PBS Brno a.s., KŘEMÍNSKÝ P.,** *Konzultace,* Kancelář Brno-Židenice, 2015.

[14] **TesTex,** *HRSG-inspection* [online]. 2014, [cit. 2014-12-26]. Dostupné z WWW: <http://testex-ndt.com/services/hrsg-inspection/>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratky:	**Význam:**
Ar	argon
CO2	oxid uhličitý
H2O	voda
N2	dusík
O2	kyslík
NT	nízkotlaký
NTE	nízkotlaký ekonomizér
NTP	nízkotlaký přehřívák
NTV	nízkotlaký výparník
VT	vysokotlaký
VTE1	první stupeň vysokotlakového ekonomizéru
VTE2	druhý stupeň vysokotlakového ekonomizéru
VTP1	první stupeň vysokotlakového přehřívák
VTP2	druhý stupeň vysokotlakového přehřívák
VTV	vysokotlaký výparník
bu	buben
kan	kanál
kom	komín
N	nedohřev
NV	napájecí voda
P	pára
skut	skutečný
SP	spaliny
Ž	žebro

Symbol	Popis	Jednotka
α	součinitel přestupu tepla	[W·m^{-2}·K^{-1}]
α_{1red}	součinitel přestupu tepla ze strany spalin	[W·m^{-2}·K^{-1}]
α_{2red}	součinitel přestupu tepla ze strany páry	[W·m^{-2}·K^{-1}]
α_k	součinitel přestupu tepla konvekcí	[W·m^{-2}·K^{-1}]
ε	součinitel znečištění žebra	[m^2·K W^{-1}]
λ	tepelná vodivost	[W·m^{-1}·K^{-1}]
λ^{kom}	součinitel tření v komíně	[-]
μ	součinitel rozšíření žebra	[-]
v	měrný objem	[m^3·kg^{-1}]
ν_{SP}	součinitel kinematické viskozity spalin	[m^2·s^{-1}]
$\bar{v}$	střední měrný objem	[m^3·kg^{-1}]
ρ	hustota	[kg·m^{-3}]
ς	součinitel tlakové ztráty	[-]
σ_1	poměrná příčná rozteč	[-]
σ_2'	poměrná úhlopříčná rozteč	[-]
φ_σ	součinitel poměrných roztečí	[-]
$\psi_ž$	koeficient nerovnoměrnosti rozložení α_K po povrchu žebra	[-]
a	mezera mezi žebry	[m]
C	konstanta pro výpočet ztráty sálání a konvekcí	[-]
C_Z	opravný koeficient poměrné délky	[-]
d_e	ekvivalentní průměr	[m]
d^{kom}	vnitřní průměr komína	[m]
D	vnější průměr	[m]
D_{bu}	vnější průměr bubnu	[m]
h_{bu}	přibližná výška bubnu	[m]
$h_ž$	výška žebra	[m]
H	výška spalinového kanálu	[m]
H^{kom}	výška komína od místa vstupu spalin	[m]
i	entalpie páry	[J·kg^{-1}]
I	entalpie spalin	[kJ·Nm^{-3}]
Δi	entalpický spád	[J·kg^{-1}]
k	součinitel prostupu tepla	[W·m^{-2}·K^{-1}]
K, k_1, k_2, k_3,	konstanty uspořádání trubek	[-]
l, L	délka	[m]
L_{bu}	délka bubnu	[m]
$\dot{M}_P$	hmotnostní průtok páry	[kg·s^{-1}]
$\dot{M}_{SP}$	hmotnostní průtok spalin	[kg·s^{-1}]
$\dot{M}_{VSP}$	normovaný objemový průtok spalin	[Nm^3·s^{-1}]
n_{tr}	počet trubek	[-]
$n_{řad}$	počet řad	[-]
$n_ž$	počet žeber	[-]
O	obvod průtočné plochy	[m]
p	tlak	[Pa]
p_{bu}	tlak v bubnu	[Pa]
$\bar{p}$	střední tlak	[Pa]

Symbol	Popis	Jednotka
Δp	tlaková ztráta	[Pa]
Δp_{CZ}	celková tlaková ztráta kotle	[Pa]
Δp_{DZ}	dovolená tlaková ztráta kotle	[Pa]
Δp_V^{kom}	vztlak komína	[Pa]
Δp_{ZM}	tlaková ztráta třením	[Pa]
Δp_{ZM}	místní tlaková ztráta	[Pa]
Δp_{ZTH}^{kom}	tlaková ztráta tlumiče hluku	[Pa]
Q	tepelný výkon	[W]
Q_A	maximální využitelný tepelný výkon	[W]
Q_{RC}	ztráta sáláním a konvekcí	[W]
Re	Reynoldsovo číslo vztažené na střední teplotu stěny	[-]
s	entropie	[J·kg^{-1}·K^{-1}]
$s_ž$	rozteč mezi žebry	[m]
s_1	příčná rozteč	[m]
s_2	podélná rozteč	[m]
S	plocha/průtočný průřez	[m^2]
S_{OP}	součet průtočných průřezů všech převáděcích trubek	[m^2]
S_{OS}	součet průtočných průřezů všech varných trubek	[m^2]
S_{OZ}	součet průtočných průřezů všech zavodňovacích trubek	[m^2]
$S_{řad}$	plocha jedné řady trubek	[m^2]
S_{1m}	celkový vnější povrch jedné trubky se žebry 1 m dlouhé	[m^2]
S_{2m}	vnitřní povrch jedné trubky 1 m dlouhé	[m^2]
$S_{1Ž}$	povrch jednoho žebra	[m^2]
$S_Ž/S$	podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin	[-]
S_h/S	podíl plochy části trubky bez žeber a celkové plochy ze strany spalin	[-]
$Š$	šířka spalinového kanálu	[m]
t	teplota	[°C]
t_{bu}	tloušťka bubnu	[m]
t_{tr}	tloušťka stěny trubky	[m]
t_{vz}	vztažná teplota pro volbu materiálu trubek	[°C]
$t_ž$	tloušťka žebra	[m]
$\bar{t}$	střední teplota	[°C]
Δt_{ln}	střední logaritmický teplotní spád	[°C]
Δt_N	teplota nedohřevu	[°C]
Δt_{pi}	pinchpoint	[°C]
$\Delta t_{př}$	teplotní přídavek pro volbu materiálu trubek	[°C]
V_{bu}	poloviční objem bubnu	[m^3]
w_P	rychlost páry	[m·s^{-1}]
w_{SP}	rychlost spalin	[m·s^{-1}]
x	objemový podíl prvku ve spalinách	[-]
z_{bu}	zatížení bubnu	[kg·s^{-1}·m^{-3}]
z_{mez}	mezní zatížení bubnu	[kg·s^{-1}·m^{-3}]
z_S	ztráta sáláním	[-]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma paroplynového cyklu ... 15
Obr. 2 Kotel na odpadní teplo ... 15
Obr. 1.1 Schéma dvoutlakého horizontálního kotle na odpadní teplo ... 16
Obr. 1.2 Graf objemového složení spalin ... 17
Obr. 2.1 Schéma předběžného pilového diagramu navrhovaného kotle ... 18
Obr. 2.2 Parní chladiče pro vstřik napájecí vody ... 19
Obr. 2.3 Skutečný pilový diagram ... 27
Obr. 3.1 Modulová koncepce spalinového kanálu ... 28
Obr. 3.2 Rozměry žebrované trubky VTP2 ... 29
Obr. 3.3 Schéma spalinového kanálu ... 31
Obr. 4.1 Ukázka výhřevných ploch ve spalinovém kanále ... 32
Obr. 4.2 Schéma rozteče trubek ... 34
Obr. 4.3 Střední logaritmický teplotní spád ... 35
Obr. 4.4 Geometrické uspořádání trubek VTP2 ve spalinovém kanálu ... 36
Obr. 4.5 Rozměry žebrované trubky VTP1 ... 40
Obr. 4.6 Geometrické uspořádání trubek VTP1 ve spalinovém kanálu ... 41
Obr. 4.7 Rozměry žebrované trubky VTV ... 45
Obr. 4.8 Geometrické uspořádání trubek VTV ve spalinovém kanálu ... 46
Obr. 4.9 Rozměry žebrované trubky NTP ... 49
Obr. 4.10 Geometrické uspořádání trubek NTP ve spalinovém kanálu ... 51
Obr. 4.11 Rozměry žebrované trubky VTE2 ... 54
Obr. 4.12 Schéma dělení VTE2 ... 55
Obr. 4.13 Geometrické uspořádání trubek VTE2 ve spalinovém kanálu ... 56
Obr. 4.14 Rozměry žebrované trubky NTV ... 59
Obr. 4.15 Geometrické uspořádání trubek NTV ve spalinovém kanálu ... 60
Obr. 4.16 Rozměry žebrované trubky NTE ... 64
Obr. 4.17 Schéma dělení NTE ... 65
Obr. 4.18 Geometrické uspořádání trubek NTE ve spalinovém kanálu ... 66
Obr. 4.19 Rozměry žebrované trubky VTE1 ... 69
Obr. 4.20 Schéma dělení VTE1 ... 70
Obr. 4.21 Geometrické uspořádání trubek VTE1 ve spalinovém kanálu ... 71
Obr. 5.1 3D model VT bubnu ... 75

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1 Zvolené hodnoty pro tepelný výpočet kotle 18
Tab. 2.2 Měrné hmotnosti plynů obsažených ve spalinách při 0 °C a 0,101 MPa 21
Tab. 2.3 Měrná entalpie složek spalin na 1 m^3 při 0 °C a 0,101 MPa 21
Tab. 2.4 Vypočtené teploty vody a páry v jednotlivých bodech pilového diagramu 26
Tab. 2.5 Velikosti předaných tepel v jednotlivých teplosměnných plochách 26
Tab. 2.6 Vypočtené teploty spalin v jednotlivých bodech pilového diagramu 26
Tab. 2.7 Přehled dalších vypočtených hodnot 26
Tab. 3.1 Rozměry žebrované trubky VTP2 29
Tab. 3.2 Souhrn vypočtených hodnot pro návrh spalinového kanálu 31
Tab. 4.1 Zvolené hodnoty pro výpočet teplosměnných ploch 33
Tab. 4.2 Součinitele tepelné vodivosti spalin 37
Tab. 4.3 Součinitel kinematické viskozity spalin 37
Tab. 4.4 Rozměry žebrované trubky VTP1 40
Tab. 4.5 Rozměry žebrované trubky VTV 45
Tab. 4.6 Rozměry žebrované trubky NTP 49
Tab. 4.7 Rozměry žebrované trubky VTE2 54
Tab. 4.8 Rozměry žebrované trubky NTV 59
Tab. 4.9 Rozměry žebrované trubky NTE 64
Tab. 4.10 Rozměry žebrované trubky VTE1 69
Tab. 4.11 Souhrn vypočtených hodnot 74
Tab. 5.1 Volba průměru bubnu 75
Tab. 5.2 Souhrn vypočtených hodnot pro VT a NT buben 76
Tab. 7.1 Volba materiálů trubek pro danou výhřevnou plochu 79
Tab. 8.1 Hodnoty pro výpočet tlakových ztrát jednotlivých teplosměnných ploch 81

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo (HRSG) – výkres A1-DP-2015/1
Příloha 2 CD