VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL S PŘIROZENOU CIRKULACÍ NA SPALOVÁNÍ DŘEVNÍ ŠTĚPKY

GRATE BOILER FOR WOOD CHIPS COMBUSTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER´S THESIS

AUTOR PRÁCE **Bc. TOMÁŠ KOZÁK**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE **ING. MARTIN LISÝ, PH.D**
SUPERVISOR

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Kozák

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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:

Roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování dřevní štěpky

v anglickém jazyce:

Grate Boiler for Wood Chips Combustion

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hlavním obsahem práce je seznámení se s problematikou spalování dřevní štěpky a návrh roštového parního kotle s přirozenou cirkulací.

Cíle diplomové práce:

Navrhněte roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování dřevní štěpky
Parametry kotle: výkon kotle 20 t/h, tlak přehřáté páry 5 MPa, teplota přehřáté páry 420 °C,teplota napájecí vody 125°C
složení paliva: Výhřevnost= 11,5 MJ/kg
Cr = 32,87 %
Nr = 0,23 %
Sr = 0,02 %
Ar = 3,5 %
Hr = 4,19 %
Or = 29,19 %
W = 30 %
Clr max. 0,02%

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 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. Ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. Děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se věnuje návrhu parního kotle s přirozenou cirkulací vody, ve kterém se spaluje dřevní stěpka. Jedná se o roštový kotel, který má parametry 20 t/h vyrobené páry o teplotě 420 °C a tlaku 5 MPa. Teplota napájecí vody je 125 °C. Práce se postupně věnuje stechiometrickým výpočtům a stanovení účinnosti kotle. Dále se zabývá návrhem ohniště a tepelnými výpočty jednotlivých teplosměnných ploch. V příloze je uvedena výkresová dokumentace kotle.

ABSTRACT

The thesis is dedicated to the design of the steam boiler which burns wood chips, with a natural circulation of the water. It is a grate boiler, which produces 20 t/h of the steam. The output parameters of the steam are 420 °C and 5 MPa. The feedwater temperature is 125 ° C .The thesis gradually deals with stoichiometric calculations and determines the efficiency of the boiler. Then it describes the design of the fireplace and thermal calculations of each heat transfer surfaces. The appendix includes drawings of the boiler.

KLÍČOVÁ SLOVA

Roštový kotel, parní kotel, spalování dřevní štěpky, rošt, tepelný výpočet, přehřívák, výparník, ekonomizér

KEYWORDS

Grate boiler, steam boiler, combustion of wood chips, grate, heat calculation, superheater, evaporator, economizer

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOZÁK, Tomáš. *Roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování dřevní štěpky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 137 s., 1 přílohy. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování dřevní štěpky“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

25. května 2015

podpis …….

Tomáš Kozák

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Martinu Lisému, Ph.D za odborné vedení této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Pavlu Křeminskému za mnoho cenných rad a připomínek a za veškerý jeho čas strávený na konzultacích.

OBSAH

1 POPIS KOTLE 12

2 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY 13

2.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍHO MNOŽSTVÍ SUCHÝCH SPALIN 14

2.2 SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU A SKUTEČNÉ MNOŽSTVÍ VZDUCHU A SPALIN 15

2.3 VÝPOČET ENTALPIE VZDUCHU A SPALIN 16

3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE 18

3.1 TEPLO PŘIVEDENÉ DO KOTLE 18

3.2 ZTRÁTY KOTLE A TEPELNÁ ÚČINNOST 19

3.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem) 19
3.2.2 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (ztráta mech. nedopalem) 19
3.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování 20
3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí 21
3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) 21
3.2.6 Tepelná účinnost kotle 22

4 VÝROBNÍ TEPLO PÁRY A MNOŽSTVÍ PALIVA 22

4.1 VÝROBNÍ TEPLO PÁRY 22

4.2 MNOŽSTVÍ PALIVA 22

5 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY 23

5.1 VÝPOČET TEPLOTY SPALIN NA VÝSTUPU ZE SPALOVACÍ KOMORY 25

5.1.1 Součinitel M 25
5.1.2 Boltzmannovo číslo 26

6 NÁVRH KONVEKČNÍCH PLOCH 29

6.1 PŘEHŘÍVÁK 3 30

6.2 PŘEHŘÍVÁK 2 30

6.3 PŘEHŘÍVÁK 1 31

6.4 ZÁVĚSNÉ TRUBKY 33

6.5 VÝPARNÍK 33

6.6 EKONOMIZÉR 34

6.7 PŘEHLED PARAMETRŮ NA JEDNOTLIVÝCH VÝHŘEVNÝCH PLOCHÁCH ZE STRANY PRACOVNÍHO MEDIA 35

7 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI VZDUCHU A SPALIN 36

8 NÁVRH MŘÍŽE 38

8.1 TEPELNÝ VÝPOČET MŘÍŽE 38

8.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin 40
8.1.2 Součinitel prostupu tepla 42
8.1.3 Kontrola teploty na výstupu ze mříže 43

9 NÁVRH A TEPELNÝ VÝPOČET II. TAHU 44

9.1.1 Geometrický návrh druhého tahu 44

9.2 TEPELNÝ VÝPOČET II. TAHU 46

9.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin 47
9.2.2 Součinitel prostupu tepla 49
9.2.3 Kontrola teploty na výstupu ze II. tahu 49

10 NÁVRH III. TAHU 50

NÁVRH 1. ČÁSTI III. TAHU 52

10.1.1 Výpočet tepla odebraného v membránové stěně 54
10.1.2 Výpočet tepla odebraného v závěsných trubkách 57
10.1.3 Součinitel prostupu tepla 61
10.1.4 Kontrola teploty spalin na výstupu z 1. části III. tahu 62
10.1.5 Návrh 2. části III. tahu 63
10.1.6 Výpočet tepla odebraného v membránové stěně 64
10.1.7 Tepelný výpočet přehříváku 3 67
10.1.8 Součinitel prostupu tepla 71
10.1.9 Výpočet tepla odebraného v závěsných trubkách ve 2. části III. tahu. 72
10.1.10 Součinitel prostupu tepla 74
10.1.11 Kontrola teploty spalin na výstupu z 2. části III. tahu 75

11 NÁVRH 3. ČÁSTI III. TAHU 76

11.1.1 Výpočet tepla odebraného v membránové stěně 77
11.1.2 Tepelný výpočet přehříváku 2b 80
11.1.3 Součinitel prostupu tepla 83
11.1.4 Výpočet tepla odebraného v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu. 84
11.1.5 Součinitel prostupu tepla 86
11.1.6 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 3. části III. tahu 87
11.1.7 Návrh 4. části III. Tahu 88
11.1.8 Výpočet tepla odebraného v membránové stěně 89
11.1.9 Tepelný výpočet přehříváku 2a 92
11.1.10 Součinitel prostupu tepla 95
11.1.11 Výpočet tepla odebraného v závěsných trubkách ve 4. části III. Tahu 96
11.1.12 Součinitel prostupu tepla 98
11.1.13 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 4. části III. tahu 99

12 NÁVRH IV. A V. TAHU 100

12.1.1 Návrh 1. části IV. a V. tahu 101
12.1.2 Tepelný výpočet přehříváku 1 102
12.1.3 Součinitel prostupu tepla 105
12.1.4 Kontrola teploty spalin na výstupu z 1. části IV. a V. tahu 106
12.1.5 Návrh 2. části IV. a V. tahu 107
12.1.6 Tepelný výpočet ekonomizéru 108
12.1.7 Součinitel prostupu tepla 112
12.1.8 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 2. části IV. a V. tahu 114
12.1.9 Návrh 3. části IV. a V. tahu 115
12.1.10 Tepelný výpočet ohříváku vzduchu 2 116
12.1.11 Součinitel přestupu tepla pro vzduch 119
12.1.12 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 3. části IV. a V. tahu 121

13 OHŘÍVÁK VZDUCHU 1 121

13.1.1 Tepelný výpočet OHV 1 123
13.1.2 Kontrola teploty vzduchu na výstupu z OHV 1 128

14 KONTROLA TEPELNÉ BILANCE 129

15 ZÁVĚR 130

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 131

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A SYMBOLŮ 132

SEZNAM PŘÍLOH 137

ÚVOD

Se sílící snahou nahradit spalovaní fosilních pavil obnovitelným a lokálním zdrojem energie, který nebude takovým producentem znečištění, dochází k rozvoji využívání biomasy, jako zdroje tepelné, případně elektrické energie s nižším negativním dopadem na životní prostředí. Zejména je nutné zmínit, že oxid uhličitý uvolněný při energetickém využití biomasy je znovu uložen v rostlinách při jejich růstu. Proto se z hlediska bilance CO_2 považuje její využívání za neutrální. Za biomasu lze považovat hmotu organického původu. K energetickému využití se nejčastěšj využívá dřevo a dřevní odpad, sláma a ostatní zbytky zemědělské výroby včetně exkrementů zvířat. Způsobů, kterými lze biomasu energeticky využívat je několik, dělíme je na suché procesy a procesy mokré. Suchými procesy máme na mysli spalovaní, zplyňování a pyrolýzu. Do mokrých procesů patří metanové a lihové kvašení. Práce se zabývá návrhem kotle, ve kterém má být spalována jedna z forem biomasy, dřevní štěpka.

Pojem dřevní štěpka se používá pro strojně nakrájenou či nadrcenou dřevní hmotu. Tu lze k tomuto účelu záměrně pěstovat. Používají se rychle rostoucí dřeviny. Případně se může jednat o dopad z lesní těžby dřeva nebo jeho průmyslového zpracování. Podle kvality štěpky a obsažených příměsí ji lze dělit na zelenou, hnědou a bílou štěpku. Zelená, také ji lze nazvat lesní štěpkou, je štěpka ze zbytků po lesní těžbě. Lze v ní nalézt části větví, listí nebo jehličí. Hnědá štěpka obsahuje zbytky kůry, jedná se tedy o části kmenů. Za bílou štěpku lze označit nadrcené odřezky po pilařské výrobě. (z odkorněného dříví). Ta se především používá na vyrobu dřevotřískových desek[5].

Stěžejním parametrem dřevní štěpky je obsah vody. Ten závisí jednak na původu štěpky, dále pak na způsobu, kterým je štepka skladována. U štěpky vyrobené z odpadů při těžbě dřeva, se po nadrcení obsah vody pohybuje nad 55 %. U odpadů z pilinářské výroby to bývá kolem 45%, u truhlářské výroby dokonce 15%. Uvádí se, že po přirozeném dosoušení přes léto, na slunném a větrném místě lze obsah vody ve štěpce snížit pod 30 % [5].

Výhřevnost paliva je nestálá, silně závisý na obsahu vody. Pohybuje se v rozmezí od 8 do 16 MJ/kg u velmi suché štěpky. Tuto nestálost v kvalitě paliva může kompenzovat fakt, že se jedná o relativně levné palivo. Další výhody a nevýhody spojené se spalováním dřevní štěpky, případně s využíváním biomasy by bylo možné dále douze diskutovat. Ale některé z výhod či nevýhod zde zmíním.

Jak již bylo naznačeno, spalováním štěpky se uvolní stejné možství CO_2, jako v ní bylo při růstu rostlin uloženo při fotosyntéze. Považuje se tedy za CO_2 neutrální. Dřevní štěpka obsahuje pouze stopové množství síry, uhlí jí obsahuje kolem 2 %. Nejvýznamnější příspěvek ke znečistění ovzduší při spalování štěpky tvoří oxidy dusíku (NO_x), které však vznikají při jakémkoliv spalování za vyšších teplot. Tuhé zbytky po spalování se dají využit jako vysoce kvalitní minerální hnojivo. Š těpka je lokální zdroj obnovitelné energie s minimální hodnotou lidské práce potřebné na její zpracování.

Hlavní nevýhoda štěpky, závislost její vyhřevnosti na obsahu vody, byla již zmíněna. Nevýhodou jsou také nároky na její skaldování, zejména je nutné zajistit velké prostory s dobrou cirkulací vzduchu. Jako poslední bod bych zmínil to, že využívání biomasy k energetickým učelům může konkurovat například jejímu jinému využití, v průmyslu nebo potravinářství[6] [7].

1 POPIS KOTLE

Navrhovaným kotlem je bubnový kotel s přirozenou cirkulací. Jeho výstupní parametry páry jsou teplota 420 °C atlak 5 MPa. Napájecí voda kotle má teplotu 125 °C. Výkon kotle je 20 t/h vyrobené páry. Kotel je určen ke spalování dřevní štěpky na chlazeném roštu. Palivo je na rošt pohazováno vzduchem, dopadá na rošt v zadní části spalovací komory a postupně na roštu odhořívá. V přední části spalovací komory je umístěna výsypka a mokrý vynašeč, do kteréhose roštem dopravují tuhé zbytky. Kotel je pětitahový, první tři tahy jsou chlazené, tvoří výparník kotle. Spalovací komoru i ostatní chlazené tahy tvoří membránová stěna s roztečí trubek 100 mm. Zbylé tahy jsou nechlazené, jedná se o plechovou šachtu. Přívod spalovacího vzduchu do kotle je řešen následujícím způsobem. Vzduch o teplotě 20 °C slouží k pohazování paliva na rošt a tvoří deset procent z celkového vzduchu přiváděného do kotle. Zbylý primární a sekundární vzduch o teplotě 150°C je v poměru jedna ku jedné rozdělem. Primární vzduch je přiváděn pod rošt a chladí roštnice. Sedundární vzduch se přivádí v několika úrovních do trysek napřední a zadní straněspalovacíkomory.

Spalovací komora je od druhého tahu oddělena mříží.Tvoří ji rozvolněné trubky membránové stěny. Druhý prázdný tah kotle byl použit z důvodu lepšího vychlazení a odprášení spalin před jejich zavedením na teplosměnné svazky kotle. Mělo by tedy být omezeno jejich zalepování popílkem. Druhý tah se třetím spojuje obratová komora, na jejímž dně je umístěn šnek, kterým se odloučený popílek zavádí zpět do spalovací komory.Recilkulací popílku se omezí velikost ztráty vzniklé nedopalem tuhých zbytků.

Ve třetím tahu kotle je umístěn přehřívák 3 a dva svazky přehříváku 2.Ty jsou zavěšené na sytou parou chlazených závěsných trubkách.Závěsné trubky procházejí přes celou délku třetího tahu. Ostatní svazky umístěné v plechových tazích jsou zavěšeny na nechlazených závěsech.

Ve čtvrtém tahu je zavěšen přehřívák 1 a druhá polovina svazků ekonomizéru. Páty tah obsahuje dva svazky ekonomizéru a ohřívák vzduchu 2.

Svazky všech výhřevných ploch tvoří hladké trubky, trubky jsou ve svazku umístěny za sebou. Zvolené uspořádání omezuje zánášení výhřevných ploch. Mezera mezi svazky je 800 mm, je v ní umísten průlez pro obsluhu a parní ofukovač.

Předehřev primárního a sekundárního vzduchu před jeho zavedením do ohříváku vzduchu 2 je řešen ohřevem vzduchu vodou z ekonomizéru, která je zavedena do trubkového svazku ohříváku vzduchu 1. Jedná se o svazek žebrovaných trubek uspořádaných za sebou.

2 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

V této kapitole se stanoví objem vzduchu potřebný ke spálení jednoho kilogramu paliva a množství takto vzniklých spalin.Složení spalovaného paliva, tedy dřevní štěpky je uvedeno v tab. 1. Výpočet je proveden dle [1].

$Q_r^i \left[\frac{MJ}{kg}\right]$	C^r [%]	N^r [%]	S^r [%]	A^r [%]	H^r [%]	O^r [%]	W^r [%]	Cl^r [%]
11,5	32,87	0,23	0,02	3,5	4,19	29,19	30	0,02

Tab. 1: Složení paliva

Minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg paliva

$$O_{O2_{min}} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32}\right) =$$
$$= \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{32,87}{12,01} + \frac{4,19}{4,032} + \frac{0,02}{32,06} - \frac{29,19}{32}\right) = 0,6414 \ Nm^3/kg \quad (2.1)$$

Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$O_{VZmin}^S = \frac{100}{21,03} \cdot O_{O2_{min}} = \frac{100}{21,03} \cdot 0,6414 = 3,0498 \ Nm^3/kg \quad (2.2)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

Při normálních klimatických podmínkách (relativní vlhkost 70 %, teplota 20°C) lze volit f=1,0168. [1]

$$O_{VZmin} = f \cdot O_{VZmin}^S = 1.0168 \cdot 0,6414 = 3,101 \ Nm^3/kg \quad (2.3)$$

Kde: *f- součinitel zohledňující podíl vodní páryv 1 Nm^3*

Minimální objem vodní páry ve spalovacím vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$O_{H2Omin}^V = O_{VZmin} - O_{VZmin}^S = 3,101 - 3,0498 = 0,0512 \ Nm^3/kg \quad (2.4)$$

2.1 Výpočet minimálního množství suchých spalin

Vzniknou dokonalým spálením paliva bez přebytku vzduchu, tedy při α=1.

Objem CO_2 ve spalinách

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{VZmin}^S = \\ = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{32,87}{12,01} + 0,0003 \cdot 3,0498 = 0,6101 \ Nm^3/kg \quad (2.5)$$

Objem SO_2 ve spalinách

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,02}{32,06} = 0,0001 \ Nm^3/kg \quad (2.6)$$

Objem N_2 ve spalinách

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{VZmin}^S = \\ = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,23}{28,016} + 0,7805 \cdot 3,0498 = 2,3822 \ Nm^3/kg \quad (2.7)$$

Objem Argonu ve spalinách

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VZmin}^S = 0,0092 \cdot 3,0498 = 0,0281 \ Nm^3/kg \quad (2.8)$$

Minimální množství suchých spalin

$$O_{SPmin}^S = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = \\ = 0,6101 + 0,0001 + 2,3922 + 0,0281 = 3,0205 \ Nm^3/kg \quad (2.9)$$

Minimální objem vodní páry ve spalinách

$$O_{H2Omin} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + O_{H2Omin}^V = \\ = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{4,19}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{30}{18,016} + 0,0512 = 0,8898 \ Nm^3/kg \quad (2.10)$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SPmin} = O_{SPmin}^S + O_{H2Omin} = 3,0205 + 0,8898 = 3,9103 \ Nm^3/kg \quad (2.11)$$

2.2 Součinitel přebytku vzduchu a skutečné množství vzduchu a spalin

Při spalování nedochází k dokonalému promísení vzduchu s hořlavinou a nelze tedy docílit dokonalého spálení hořlaviny s přivedením minimálního množství vzduchu. Z tohoto důvodu se přivádí do kotle přebytek vzduchu. Po odborné konzultaci volím s ohledem na zadanou vlhkost paliva součinitel přebytku vzduchu α=1,25. Přisávání falešného vzduchu se neuvažuje.

Skutečné množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ}^{S} = \alpha \cdot O_{VZmin}^{S} = 1{,}25 \cdot 3{,}0498 = 3{,}8122 \ \ Nm^3/kg \tag{2.12}$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

$$O_{VZ} = \alpha \cdot O_{VZmin} = 1{,}25 \cdot 3{,}101 = 3{,}8762 \ \ Nm^3/kg \tag{2.13}$$

Skutečné množství suchých spalin

$$O_{SP}^{S} = O_{SPmin}^{S} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin}^{S} = \\ = 3{,}0205 + (1{,}25 - 1) \cdot 3{,}0498 = 3{,}7830 \ \ Nm^3/kg \tag{2.14}$$

Skutečné množství vlhkých spalin

$$O_{SP} = O_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZmin} = \\ = 3{,}9103 + (1{,}25 - 1) \cdot 3{,}101 = 4{,}6856 \ Nm^3/kg \tag{2.15}$$

	Suchý	Vlhký	S přebytkem vzduchu α=1,25
Vzduch [Nm3/kg]	3,0498	3,1010	3,8762
Spaliny [Nm3/kg]	3,0205	3,9103	4,6856

Tab. 2:Vypočtené objemy vzduchu a spalin

2.3 Výpočet entalpie vzduchu a spalin

t [°C]	CO_2	SO_2	N_2	Ar	H_2O	Vzduch suchý	CO	O_2	Popílek [kJ/kg]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	170	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186	304,5	266,2	261,4	267	170
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	3008	3138	2500
2500	6204	6205	3778	2321	5132	3909	3830	4006	-

Tab. 3: měrná entalpie některých složek spalin[kJ/Nm^3] v závislosti na teplotě [2]

Příklad výpočtu entalpie minimálního objemu suchých spalin

Výpočet je vždy proveden pro vybranou teplotu, v tomto případě pro teplotu 300 °C

$$I^t_{SP\,min} = O_{CO_2} \cdot i^t_{CO_2} + O_{SO_2} \cdot i^t_{SO_2} + O_{N_2} \cdot i^t_{N_2} + O_{Ar} \cdot i^t_{Ar} + O_{H2Omin} \cdot i^t_{H20} =$$
$$= 0{,}6101 \cdot 558{,}8 + 0{,}0001 \cdot 610{,}4 + 2{,}3922 \cdot 392{,}1 + 0{,}0281 \cdot 278{,}8 + 0{,}8898 \cdot 462{,}8 = 1694{,}7 \ kJ/kg \quad (2.16)$$

Kde: i^t_{xx} *– je měrná entalpie dané složky spalin [kJ/Nm^3] z tabulky3*

Entalpii popílku ve spalinách uvažujeme, jen pokud je splněna následující nerovnost.

$$A^r > \frac{6 \cdot Q^r_i}{41{,}8 \cdot X_p}$$

$$3{,}5 > \frac{6 \cdot 11500}{41{,}8 \cdot 50} \quad (2.17)$$

$$3{,}5 > 33{,}01 \quad \rightarrow \quad nevyhovuje$$

Kde: X_p *– je procento popílku v úletu po odborné konzultaci volím 50 %*

Entalpie minimálního množství vlhkého vzduchu

Vzorový výpočet pro teplotu 300°C.

$$I^t_{VZmin} = O^S_{VZmin} \cdot i^t_{VS} + O^V_{H2Omin} \cdot i^t_{H2O} = \\ = 3{,}0498 \cdot 402{,}5 + 0{,}0512 \cdot 462{,}8 = 1251{,}2 \ kJ/kg \quad (2.18)$$

Entalpie spalin při spalování s přebytkem vzduchu α

Vzorový výpočet pro teplotu 300 °C a zvolený přebytek vzduchu α=1,25.

$$I^{t,\alpha}_{SP} = I^t_{SP\,min} + (\alpha - 1) \cdot I^t_{VZmin} = \\ = 1694{,}7 + (1{,}25 - 1) \cdot 1251{,}2 = 2007{,}51 \ kJ/kg \quad (2.19)$$

t	I^t_{SPmin}	I^t_{VZmin}	$I^{t,\alpha}_{SP} = I^t_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot I^t_{VZmin}\ [kJ/kg]$				
°C	$[kJ/kg]$	$[kJ/kg]$	$[\alpha = 1]$	$[\alpha = 1{,}2]$	$[\alpha = 1{,}25]$	$[\alpha = 1{,}4]$	$[\alpha = 1{,}5]$
0	0	0	0	0	**0**	0	0
100	548,86	411,20	548,86	631,10	**651,66**	713,34	754,46
200	1113,47	827,45	1113,47	1278,96	**1320,33**	1444,45	1527,19
300	1694,70	1251,24	1694,70	1944,95	**2007,51**	2195,20	2320,32
400	2293,13	1684,12	2293,13	2629,95	**2714,16**	2966,78	3135,19
500	2908,62	2127,04	2908,62	3334,03	**3440,38**	3759,43	3972,14
600	3541,26	2579,71	3541,26	4057,20	**4186,19**	4573,14	4831,11
700	4189,49	3041,84	4189,49	4797,86	**4949,95**	5406,23	5710,41
800	4852,98	3511,57	4852,98	5555,30	**5730,88**	6257,61	6608,77
900	5528,83	3991,02	5528,83	6327,04	**6526,59**	7125,24	7524,34
1000	6219,61	4476,88	6219,61	7114,98	**7338,83**	8010,36	8458,05
1100	6919,63	4969,09	6919,63	7913,45	**8161,90**	8907,27	9404,17
1200	7630,76	5464,60	7630,76	8723,68	**8996,91**	9816,61	10363,07
1300	8349,92	5963,43	8349,92	9542,60	**9840,78**	10735,29	11331,63
1400	9075,96	6465,45	9075,96	10369,05	**10692,32**	11662,14	12308,68
1500	9809,44	6973,84	9809,44	11204,20	**11552,90**	12598,97	13296,35
1600	10554,12	7482,37	10554,12	12050,60	**12424,71**	13547,07	14295,31
1800	12049,14	8509,10	12049,14	13750,96	**14176,41**	15452,78	16303,69
2000	13563,90	9548,60	13563,90	15473,62	**15951,05**	17383,34	18338,20
2500	17417,58	12184,44	17417,58	19854,47	**20463,69**	22291,36	23509,80

Tab. 4: Vypočtené entalpie spalin v závislosti na teplotě

3 TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Tepelnou bilancí kotle stanovím jeho účinnost a množství paliva, které je do kotle nutné přivést k výrobě páry o zadaném hmotnostním průtoku a parametrech.

Metodika výpočtu dle [1].

3.1 Teplo přivedené do kotle

Je teplo přivedené do kotle s 1 kg paliva.

$$Q_p^p = Q_r^i + i_p = 11500 + 40{,}96 = 11540{,}96 \ \ kJ/kg \tag{3.1}$$

Kde: Q_r^i – *výhřevnost paliva [kJ/kg] uvedená v zadání práce*

i_p – *fyzické teplo paliva [kJ/kg]*

Fyzické teplo paliva

Pokud není palivo předehříváno (sušeno) cizím zdrojem.Fyzické teplo paliva se uvažuje pouze u paliv, pro jejihž obsah vody platí následující nerovnost.

$$w^r \geq \frac{Q_r^i}{4{,}19} \cdot \frac{1}{150}$$
$$30 \geq \frac{11500}{4{,}19} \cdot \frac{1}{150} \tag{3.2}$$
$$30 \geq 18{,}3 \rightarrow \quad nevyhovuje$$

Poté se fyzické teplo paliva určí

$$i_p = c_p \cdot t_p = 2{,}048 \cdot 20 = 11540{,}96 \ \ kJ/kg \tag{3.3}$$

Kde: c_p – *měrné teplo paliva [kJ·kg^{-1}·K^{-1}]*

t_p – *teplota paliva 20 °C zvolena dle [1]*

Měrné teplo paliva

$$c_p = c_w \cdot \frac{w^r}{100} + c_{su} \cdot \frac{w^r - 100}{100} =$$
$$= 4{,}19 \cdot \frac{30}{100} + 1{,}13 \cdot \frac{100 - 30}{100} = 2{,}048 \ \ kJ/kg \tag{3.4}$$

Kde: c_w – *měrné teplo vody [kJ·kg^{-1}·K^{-1}]*

c_{su} – *měrné teplo sušiny1,13 kJ/kg·K zvoleno dle[1]*

W^r – *obsah vody v palivu [%] ze zadání práce*

3.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

V návrhu kotle se počítá s recirkulací popílku. Popílek odloučený ve druhém tahu a shromážděný ve výsypce obratové komoryse dopravuje šnekem zpět do spalovací komory. Dochází tak k poklesu ztráty mechanickým nedopalem. S recirkulací popílku,který se odloučí ve IV. a V. tahu kotle se již nepočítá. Na základě odborné konzultace byla sestavena tabulka 5, ta uvádí bilanci popele v kotli a jeho ostatní parametry potřebné pro výpočet.

	$X_i[\%]$	$C_i[\%]$	$t_i[\%]$	$c_i[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
Rošt	50	5	300	0,882
II. a III. tah	0	0	0	0
IV. a V. tah	15	20	250	0,8659
Úlet	15	20	140	0,8221

Tab. 5: Bilance popele v kotli

Kde: X_i *– zastoupení popela v jednotlivých částech kotle [%]*
C_i *– obsah spalitelných látek v tuhých zbytcích [%]*
t_i *– teploty popílku [°C]*
c_i *– měrné teplo popílku [kJ·kg^{-1}·K^{-1}] pro teploty popílku t_i dle [1]*

3.2.1 Ztráta hořlavinou ve spalinách (ztráta chemickým nedopalem)

Pro zadaný tip kotle (pásový rošt a pohazování vzduchem) volím po odborné konzultaci ztrátu z_{CO} = 0,1 %.

3.2.2 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (ztráta mech. nedopalem)

$$Z_C = Z_{cr} + Z_{c23} + Z_{c45} + Z_{cú} = 0{,}260 + 0 + 0{,}371 + 0{,}371 = 1{,}002\ \% \qquad (3.5)$$

Kde: Z_{cr} *–ztráta mechanickým nedopalem na roštu [%]*
Z_{c23} *– ztráta mechanickým nedopalem ve II. a III. tahu [%]*
Z_{c45} *– ztráta mechanickým nedopalem ve IV. a V. tahu [%]*
$Z_{cú}$ *–ztráta mechanickým nedopalem v úletu [%]*

Jednotlivé ztráty se určí následovně.

Ztráta na roštu

$$Z_{cr} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \\ = \frac{5}{100 - 5} \cdot \frac{50}{100} \cdot \frac{3{,}5}{11540{,}49} \cdot 32600 = 0{,}260\ \% \tag{3.6}$$

Kde: A^r *– procento popela v palivu [%] uvedeno ve vlastnostech štěpky*
Q_{ci} *– průměrná výhřevnost spalitelných látek v tuhýchzbytcích, 32600 kJ/kg dle [1]*

Ztráta ve II. a III. Tahu

$$Z_{c23} = 0 \ \rightarrow \ recirkulace\ popílku$$

Ztráta ve IV. a V. tahu

$$Z_{c45} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \\ = \frac{20}{100 - 20} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{3{,}5}{11540{,}49} \cdot 32600 = 0{,}371\ \% \tag{3.7}$$

Ztráta v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} = \\ = \frac{20}{100 - 20} \cdot \frac{15}{100} \cdot \frac{3{,}5}{11540{,}49} \cdot 32600 = 0{,}371\ \% \tag{3.8}$$

3.2.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování

Celková ztráta se určí součtem jednotlivých ztrát. Vyjadřuje teplo ztracené v tuhých zbytcích odcházejících z kotle.

$$Z_f = Z_{fr} + Z_{f23} + Z_{f45} + Z_{fú} = \\ = 0{,}0422 + 0 + 0{,}0123 + 0{,}0062 = 0{,}0611\ \% \tag{3.9}$$

Kde: Z_{fr} *– ztráta fyzickým teplem tuhých zbýtkůna roštu [%]*
Z_{f23} *– ztráta fyzickým teplem tuhých zbýtkůve II. a III. tahu [%]*
Z_{f45} *– ztráta fyzickým teplem tuhých zbýtkůve IV.a V. tahu [%]*
$Z_{fú}$ *– ztráta fyzickým teplem tuhých zbýtků úletu [%]*

Ztráta na roštu

$$Z_{fr} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot t_i \cdot c_i = \frac{50}{100 - 5} \cdot \frac{3{,}5}{11540{,}49} \cdot 300 \cdot 0{,}882 = 0{,}0422\ \% \quad (3.10)$$

Ztráta ve II. a III. tahu

$$Z_{fr} = 0 \ \rightarrow \ recirkulace\ popíklu$$

Ztráta ve IV. a V. tahu

$$Z_{fr} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot t_i \cdot c_i = \\ = \frac{15}{100 - 20} \cdot \frac{3{,}5}{11540{,}49} \cdot 250 \cdot 0{,}8659 = 0{,}260\ \% \quad (3.11)$$

Ztráta v úletu

$$Z_{fr} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i = \\ = \frac{15}{100 - 20} \cdot \frac{3{,}5}{11540{,}49} \cdot 140 \cdot 0{,}8221 = 0{,}260\ \% \quad (3.12)$$

3.2.4 Ztráta sdílením tepla do okolí

Tato ztráta je závislá na parním výkonu kotle a jeho oplechování. Ztrátu volím na základě odborné konzultace a dle [1] Z_{SO} = 1,35 %.

3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

$$Z_K = (100 - Z_C) \cdot \frac{I_{SP} - I_{VZ}}{Q_p^p} = (100 - 1{,}002) \cdot \frac{911{,}6 - 107{,}15}{11540{,}49} = 6{,}901\ \% \quad (3.14)$$

Kde: I_{SP} *– je entalpie spalin [kJ/kg] při teplotě140 °C a přebytku vzduchu 1,25(spalina na vstupu do komína) získaná na základě aproximace hodnot z tabulky 4*
I_{VZ} *– je entalpie vzduchu [kJ/kg] při teplotě20 °C a přebytku vzduchu 1,25*

Entalpie vzduchu příteplotě 20 °C a přebytkuα= 1,25

$$I_{VZ} = \alpha \cdot I_{VZmin}^{20} = 1{,}25 \cdot 85{,}72 = 107{,}15 \quad (3.15)$$

Kde: I_{VZmin}^{20} *– entalpie minimálního množství vlhkého vzduchu [kJ/kg] získaná na základě aproximace hodnot z tabulky 4*

3.2.6 Tepelná účinnost kotle

$$\eta_K = 100 - \left(Z_C + Z_{CO} + Z_f + Z_{SO} + Z_K\right) = \\ = 100 - (1{,}002 + 0{,}1 + 0{,}0611 + 1{,}35 + 6{,}901) = 90{,}5867\ \% \tag{3.16}$$

4 VÝROBNÍ TEPLO PÁRY A MNOŽSTVÍ PALIVA

4.1 Výrobní teplo páry

V kotli se neprovádí přihřívání páry, ani není odebírána žádná sytá pára. Kotel má pouze malý odluh 0,5 %,díky tomu lze ve výpočtu výrobního tepla odluh zanedbat [1].

$$Q_V = M_{pp} \cdot \left(i_{pp} - i_{nv}\right) = 5{,}56 \cdot (3245{,}31 - 529{,}26) = 15089{,}147\ \text{kJ/s} \tag{4.1}$$

Kde: M_{pp} – *parní výkon kotle [kg/s]*
i_{pp} – *entalpie přehřáté páry* i_{pp} *=f(p = 5 Mpa, t=420°C) [kJ/kg] dle [3]*
i_{nv} – *entalpie napájecí vody* i_{nv} *=f(p = 6,3 Mpa, t=125°C) [kJ/kg] dle [3]*

4.2 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle

$$M_p = \frac{Q_V}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_K}{100}} = \frac{15089{,}147}{11540{,}96 \cdot \frac{90{,}5867}{100}} = 1{,}443\ \text{kg/s} \tag{4.2}$$

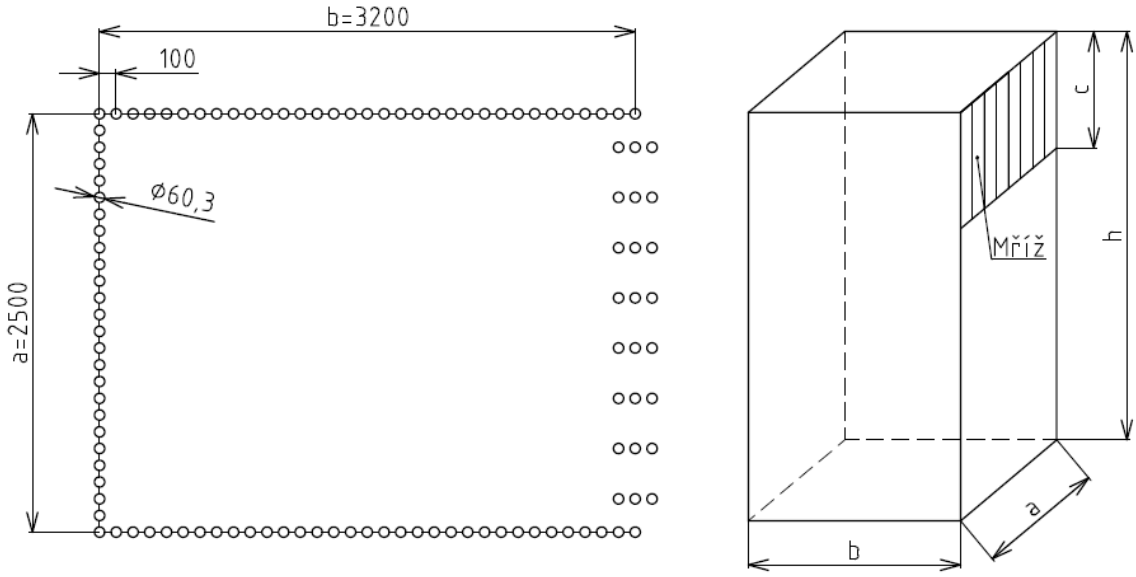
Množství paliva skutečně spáleného

$$M_{pv} = M_p \cdot \left(1 - \frac{z_c}{100}\right) = 1{,}443 \cdot \left(1 - \frac{1{,}002}{100}\right) = 1{,}429\ \text{kg/s} \tag{4.3}$$

5 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Výpočtem určíme rozměry spalovací komory. Dále pak adiabatickou teplotu plamene a teplotu spalin na vstupu do mříže (teplotu na konci spalovací komory).

Výpočet je proveden dle [1].



Obr. 1: Schéma spalovací komory

Výpočet základních rozměrů spalovací komory

Spalovací komoru tvoří membránové stěny složená z trubek o průměru 60,3 mm.Jejich rozteč volím 100 mm. Dále pak po odborné konzultaci volím předběžné zatížení roštu q_s = 2 MW/m^2. Na základě takto zvoleného zatížení se stanoví rozměr ohniště.

Předběžná plocha roštu

$$S_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_s} = \frac{1{,}443 \cdot 11500}{2000} = 8{,}299\ m^2 \qquad (5.1)$$

Kde: q_s *– předběžné plošné zatížení roštu [MW/m^2]*

Ze zjištěné předběžné plochy roštu si zvolím rozměry ohniště tz. jeho délku**b**a šířku**a.** Šířka kotle je pro všechny tahy stejná. Je nutné volit rozměry ohniště s ohledem na zvolenou rozteč trubek membránových stěn.V našem případě je zvolená rozteč 0,1 m, touto roztečí musí být zvolené rozměry dělitelné.

Zvolené rozměry ohniště

$a = 2{,}5\ m$

$b = 3{,}2\ m$

Skutečná plocha roštu

$$S_o = a \cdot b = 2{,}5 \cdot 3{,}2 = 8\ m^2 \tag{5.2}$$

Skutečné zatížení roštu

$$q_s = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{S_o} = \frac{1{,}443 \cdot 11500}{8} = 2{,}075\ \ MW/m^2 \tag{5.3}$$

Předběžný objem spalovací komory

Objemové zatížení ohniště volím po odborné konzultaci q_v = 170 kW/m^3.

$$V_o = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{q_v} = \frac{1{,}443 \cdot 11500}{170} = 97{,}635\ m^3 \tag{5.4}$$

Výška spalovací komory

$$h = \frac{V_o}{S_o} = \frac{97{,}635}{8} = 12{,}204\ \ m\ \rightarrow volím\ h = 12\ m \tag{5.5}$$

Skutečný objem spalovací komory

$$V_o = S_o \cdot h = 8 \cdot 12 = 96\ m^3 \tag{5.6}$$

Skutečné objemové zatížení

$$q_v = \frac{M_p \cdot Q_i^r}{V_o} = \frac{1{,}443 \cdot 11500}{96} = 172{,}896\ \ kW/m^3 \tag{5.7}$$

Výška mříže

Výška mříže závisí na rychlosti spalin v mříži a také na střední teplotě spalin v mříži. Rychlost spalin v mříži se volí s ohledem na možnou abrazi trubek popílkem. Po odborné konzultaci volím rychlost spalin 7 m/s. Střední teplota spalin v mříži je určena v kapitole 8, rovnice 8.1.

$$c = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{w_{sp} \cdot (a - n_{tr} \cdot D)} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}6856 \cdot 1{,}429}{7 \cdot (2{,}5 - 8 \cdot 0{,}0603)} \cdot \frac{273{,}15 + 786{,}909}{273{,}15} = 1{,}857\ \ m\ \rightarrow\ \ volím\ \ 2\ \ m \tag{5.8}$$

Kde: w_{sp} *– rychlost spalin v mříži, na základě konzultace volenow*$_{sp}$ *= 7m/s*
n_{tr} *– počet trubek v jedné řaděmříže viz tabulka10*
D – vnější průměr membránové trubky [m]
$t_{stř}^{sp}$ *– střední teplota spalin v mříž rovnice 8.1[°C]*

Účinná sálavá plocha ohniště

Jsou všechny plochy ohniště kroměplochy mříže a roštu.

$$F_{\text{ús}} = a \cdot b + a \cdot h + 2 \cdot (b \cdot h) + a \cdot (h - c) =$$
$$= 2{,}5 \cdot 3{,}2 + 2{,}5 \cdot 12 + 2 \cdot (3{,}2 \cdot 12) + 2{,}5 \cdot (12 - 2) = 139{,}8\ m^2 \quad (5.9)$$

Celkový povrch stěn ohniště

$$F_{st} = 2 \cdot (a \cdot b) + 2 \cdot (a \cdot h) + 2 \cdot (b \cdot h) =$$
$$= 2 \cdot (2{,}5 \cdot 3{,}2) + 2 \cdot (2{,}5 \cdot 12) + 2 \cdot (3{,}5 \cdot 12) = 152{,}8\ m^2 \quad (5.10)$$

5.1 Výpočet teploty spalin na výstupu ze spalovací komory

V prvním kroku si zvolím (odhadnu) teplotu na konci ohniště **t_{ok} = 796°C**. Pro tuto zvolenou teplotu následně provádím celý výpočet, na jehož konci si dopočítám skutečnout teplotu na konci spalovací komory. Tato teplota by se neměla lišit o více než 50 °C od zvolené teploty. V opačném případě se provadí iterace s dosazením zjištěné teploty na konci ohniště. [2]

Teplota na konci ohniště

$$t_{ok} = \frac{t_{ad} + 273{,}15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0{,}6}} - 273{,}15 =$$
$$= \frac{1578{,}86 + 273{,}15}{1 + 0{,}59 \cdot (\frac{0{,}6733}{0{,}471})^{0{,}6}} - 273{,}15 = 796{,}718\ °C \quad (5.11)$$

Kde: t_{ad} *– adiabatická teplota v ohništi [°C]*
M – součinitel
a_o *– stupeňčernosti ohniště*
Bo *– Boltzmanovo číslo*

Skutečná zjištěná teplota na konci spalovací komory se od zvolené liší o 0,718°C, a proto ji lze považovat za správnou.

5.1.1 Součinitel M

$$M = 0{,}59 - 0{,}2 \cdot x_o = 0{,}59 - 0{,}2 \cdot 0 = 0{,}59 \quad (5.12)$$

Kde: x_o *– určuje polohu maximální teploty plamene, pro spalování paliva v tenké vrstvějex$_o$ = 0 dle [1]*

5.1.2 Boltzmannovo číslo

$$Bo = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot O_{sp} \cdot c}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{st} \cdot (t_{ad} + 273{,}15)} = \\ = \frac{0{,}9848 \cdot 1{,}429 \cdot 8{,}333}{5{,}7 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}45 \cdot 152{,}8 \cdot (1578{,}861 + 273{,}15)^3} = 0{,}471 \quad (5.13)$$

Kde: φ *– součinitel uchování tepla [-]*
M_{pv} *– množství paliva skutečněspáleného [kg/s]*
$O_{sp} \cdot c$ *– střední celkové měrné teplo spalin [kJ·kg^{-1}·K^{-1}]*
t_{ad} *– adiabatická teplota v ohništi [°C]*
F_{st} *– celkový povrch stěn ohniště[m^2]*
ψ *– střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn [-]*

Součinitel uchování tepla

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{\eta_K + z_{so}} = 1 - \frac{1{,}35}{90{,}587 \cdot 1{,}35} = 0{,}9848 \quad (5.14)$$

Střední celkové měrné teplo spalin

$$O_{sp} \cdot c = \frac{I_u - I_o}{t_{ad} + t_{ko}} = \frac{12222{,}387 - 5704{,}71}{1578{,}86 + 796} = 8{,}333 \ \ kJ/kg \cdot K \quad (5.15)$$

Kde: I_u *– užitečné teplo uvolněné ve spalovací komoře [kJ/kg]*
t_{ad} *– adiabatická teplota [°C] je teplota, která odpovídá entalpie I_ua jezískána aproximací hodnot v tabulce 4*
I_o *– entalpie spalin na výstupu z ohniště[kJ/kg], získána aproximací hodnot v tabulce 4*
t_{ko} *- teplota na konci ohniště*

Užitečné teplo uvolněné ve spalovací komoře

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{co} - z_c - z_{fs}}{100 - z_c} + Q_{vz} \\ = 11540{,}96 \cdot \frac{100 - 0{,}1 - 1{,}002 - 0{,}0611}{100 - 1{,}002} + 700{,}206 = 12222{,}387 \ \ kJ/kg \quad (5.16)$$

Kde: Q_{vz} *– teplo přivedené do kotle se vzduchem*

Teplo přivedené se vzduchem

Vzduch který se vhání do kotle se rozděluje následnovně. Palivo je pohazováno na rošt vzduchem o tepotě 20 °C, toho je 10 %. Zbylý primární a sekundární vzduch je rozdělen v poměru 1:1 a předehříván. Po odborné konzultaci volím teplotuz ohřevu vzduchu 150 °C, vzhledem k tomu, že spalované palivo má nízký obsah vody.

$$O_{vz} = 0{,}1 \cdot \alpha \cdot I^{20}_{vz\ mim} + 2 \cdot 0{,}45 \cdot \alpha \cdot I^{150}_{vz\ mim} = \\ = 0{,}1 \cdot 1{,}25 \cdot 85{,}722 + 2 \cdot 0{,}45 \cdot 1{,}25 \cdot 612{,}881 = 700{,}207\ \ kJ/kg \quad (5.17)$$

Kde: $I^{t}_{vz\ mim}$ *–entalpie minimálního množství vzduchu [kJ/kg] o teplotět, získána z tabulky 4*
α *– součinitel přebytku vzduchu*

Součinitel tepelné efektivnosti stěn

$$\psi = x_{ú} \cdot \varsigma = 1 \cdot 0{,}45 = 0{,}45 \quad (5.18)$$

Kde: $x_{ú}$ *– úhlový součinitel osálání, pro membránové stěny* $x_{ú} = 1$ *dle [1]*
ς *- součinitel zanesení stěn ohniště, pro daný druh paliva je* $\varsigma = 0{,}45$ *dle [1]*

Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{a_{pl} + \left(1 - a_{pl}\right) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - \left(1 - a_{pl}\right) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \\ = \frac{0{,}4525 + (1 - 0{,}4525) \cdot \frac{8}{152{,}8}}{1 - (1 - 0{,}4525) \cdot (1 - 0{,}45) \cdot (1 - \frac{8}{152{,}8})} = 0{,}6732 \quad (5.19)$$

Kde: a_{pl} *–stupeňčernosti plamene*
R *– plocha hořící vrstvy paliva na roštu*$[m^2]$*, volím stejnou jako plochu ohniště*

Efektivní stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{2{,}63681 \cdot 0{,}101 \cdot 2{,}2618} = 0{,}4525 \quad (5.20)$$

Kde: k *– součinitel zeslabení sálání*
p *– tlak v ohništi,* $p = 0{,}101$ *MPa dle [1]*
s *– účinná tloušťka sálavé vrstvy [m]*

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3{,}6 \cdot \frac{V_o}{F_{st}} = 3{,}6 \cdot \frac{96}{152{,}8} = 2{,}2618\ \ m \quad (5.21)$$

Součinitel zeslabení sálání

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \chi_1 \cdot \chi_2 = \\ = 2{,}2784 + 0{,}2084 + 10 \cdot 1 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}03 = 2{,}6368 \ m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (5.22)$$

Kde: $k_{sp} \cdot r_{sp}$ *– součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny* $[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$
$k_p \cdot \mu$ *– součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi* $[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$
k_k *– součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi, kk = 1 dle [1]*
χ_1 , χ_2 *- součinitelé zohledňující druh paliva a způsob spalování,* $\chi_1 = 0{,}5$ *a* $\chi_2 = 0{,}03$ *dle [1]*

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{ko} + 273{,}15}{1000}\right) = \\ = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}1962}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0326 \cdot 2{,}2618}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{796 + 273{,}15}{1000}\right) \cdot 0{,}3229 = \\ = 0{,}2822 \ m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (5.23)$$

Kde: $r_{H2O,} r_{sp}$ *– jsou objemové podíly tříatomových plynů*
p_{sp} *– je parciální tlak tříatomových plynůve spalinách [MPa]*

Objemové podíly tříatomových plynůve spalinách

$$r_{H2O} = \frac{O^s_{H2O\ min} + (f-1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VS\ min}}{O_{sv}} = \\ = \frac{0{,}8898 + (1{,}0168 - 1) \cdot (1{,}25 - 1) \cdot 3{,}0498}{4{,}6856} = 0{,}1926 \quad (5.24)$$

$$r_{RO2} = \frac{O_{SO2} + O_{CO2}}{O_{sv}} = \frac{0{,}0001 + 0{,}6101}{4{,}6856} = 0{,}1302 \quad (5.25)$$

$$r_{sp} = r_{H2O} + r_{RO2} = 0{,}1926 + 0{,}1302 = 0{,}3229 \quad (5.26)$$

Parciální tlak tříatomových plynů

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0{,}101 \cdot 0{,}3229 = 0{,}0326 \ MPa \quad (5.27)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{(t_{ko} + 273{,}15)^2 \cdot {d_{čp}}^2}} \cdot \mu = \\ = \frac{43}{\sqrt[3]{796 + 273{,}15)^2 \cdot 20^2}} \cdot 3{,}7349 = 0{,}2084 \ \ m^{-1} \cdot MPa^{-1} \tag{5.29}$$

Kde: $d_{čp}$ *– střední efektivní průměr částeček popílku,* $d_{čp}$ *= 20* μ*m dle [1]*
μ *- koncentrace popílku ve spalinách*

Koncentrace popílku ve spalinách

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{O_{sv}} \cdot \frac{X_p}{100} = \frac{10 \cdot 3{,}5}{4{,}6856} \cdot \frac{50}{100} = 3{,}7349 \ \ g/m^3 \tag{5.30}$$

Kde: X_p *– procentualní zastoupení popele v úletu vrnívm tahu získáno z tabulky 6*
A^r *– procento popelovin v palivu*

Množství tepla odevzdaného v ohništi do stěn

$$Q_{st} = M_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_u - I_o) = \\ = 1{,}429 \cdot 0{,}9848 \cdot (12222{,}387 - 5704{,}7) = 9171{,}893 \ \ kW \tag{5.31}$$

6 NÁVRH KONVEKČNÍCH PLOCH

Při návrhu konvekčních ploch stanovíme parametry média na jejich vstupu a výstupu (entalpický spád na konvekční ploše). Dále určíme tlakové ztráty každé z ploch a množství vstříkované napájecí vody. Množství odluhu je stanoveno na 0,5 %, proto s ním ve výpočtu nepočítáme. Parametry páry jsou určovány pomocí scriptu X steam tables v programu Excel [3]. Metodika výpočtu je dle [1].

Po odborné konzultaci byly jednotlivé tlakové ztráty na konvekčních plocháchstanoveny následovně.

	Tlaková ztráta Δp [MPa]
Přehřívák 3	0,2
Přehřívák 2	0,4
Přehřívák 1	0,2
Závěsné trubky	0,1
Výparník	0
Ekonomizér	0,4

Tab. 6: Tlakové ztráty na výměnících

6.1 Přehřívák 3

Parametry páry na výstupu

$p_{out}^{Př3} = 5\ MPa$

$t_{out}^{Př3} = 420\ °C$

$i_{out}^{Př3} = 3245{,}306\ kJ/kg$

Parametry páry na vstupu

Na přehříváku 3 volím entalpický spád $\Delta\, i = 141\ kJ/kg$.

$$p_{in}^{Př3} = p_{out}^{Př3} + \Delta p = \ 5 + 0{,}2 = 5{,}2\ \ MPa \tag{6.1}$$

$$i_{in}^{Př3} = i_{out}^{Př3} + \Delta i = 3245{,}306\ - 141 = 3104{,}306\ \ kJ/kg \tag{6.2}$$

Teplota páry na vstupu do přehříváku 3 je funkcí tlaku a entalpie dle [3].

$t_{in}^{Př3} = 365{,}08\ °C$

Tepelný výkon přehříváku 3

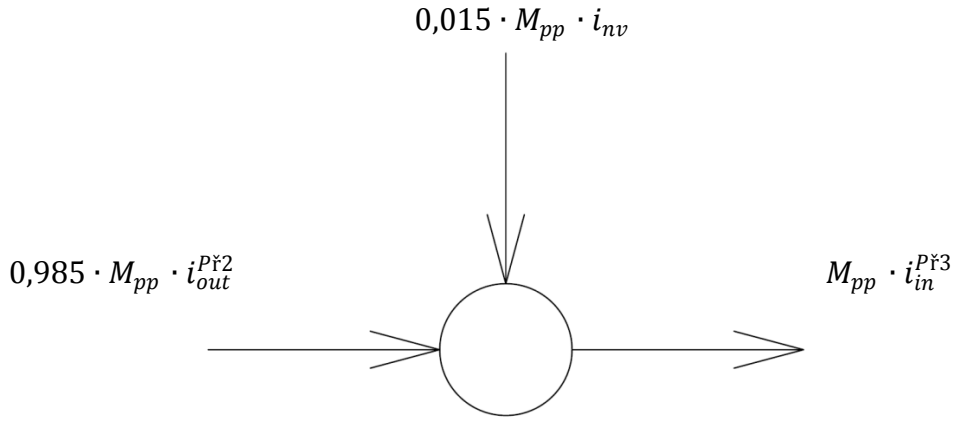
$$Q_{Př3} = M_{pp} \cdot \left(i_{out}^{Př3} - i_{in}^{Př3}\right) = 5{,}556 \cdot (3245{,}306 - 3104{,}306) = \\ = 783{,}333\ \ kW \tag{6.3}$$

6.2 Přehřívák 2

Za přehřívákem 2 bude vstřikována napájecí voda do přehřáté páry. Množství vsřiku volím po konzultaci 1,5 %.

Parametry páry na výstupu

Entalpie páry na výstupu se stanoví z bilanční rovnice.



Obr. 2: Bilanční schéma vstřiku za přehřívákem 2

$$i_{out}^{Př2} \cdot 0{,}985 \cdot M_{pp} + i_{nv} \cdot 0{,}015 \cdot M_{pp} = i_{in}^{Př3} \cdot M_{pp} \rightarrow$$

$$\rightarrow \; i_{out}^{Př2} = \frac{i_{in}^{Př3} - 0{,}015 \cdot i_{nv}}{0{,}985} = \frac{3104{,}306 - 0{,}015 \cdot 529{,}26}{0{,}985} = \tag{6.4}$$

$$= 3143{,}52 \; kJ/kg$$

Kde: M_{pp} – *parní výkon kotle [kg/s]*
i_{nv} – *entalpie napájecí vody [kJ/kg]*

Tlak na výstupu

$$p_{out}^{Př2} = p_{in}^{Př3} = 5{,}2 \; MPa$$

Teplota na výstupu z přehříváku 2 se stanoví z tlaku a entalpie na výstupu z přehříváku 2.

$$t_{out}^{Př2} = 380{,}3 \; °C$$

Parametry páry na vstupu

Na přehříváku 2 volím entalpický spád $\Delta i = 282 \; kJ/kg$.

$$i_{in}^{Př2} = i_{out}^{Př2} - \Delta i = 3143{,}52 - 282 = 2861{,}52 \; kJ/kg \tag{6.5}$$

Tlak na vstupu

$$p_{in}^{Př2} = p_{out}^{Př2} + \Delta p = \; 5{,}2 + 0{,}4 = 5{,}6 \; MPa \tag{6.6}$$

Teplotu na vstupu stanovíme jako funkci tlaku a entalpie na vstupu dle [3].

$$t_{in}^{Př2} = 288{,}67 \; °C$$

Tepelný výkon přehříváku 2

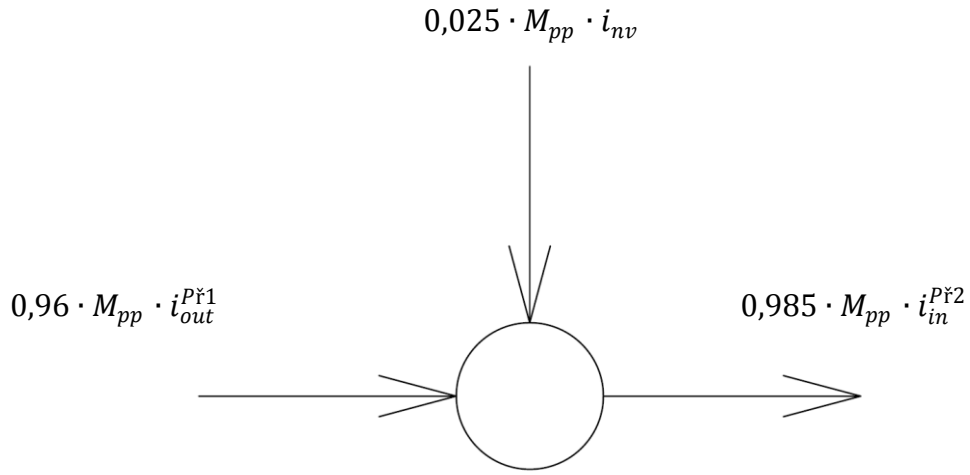
$$Q_{Př3} = 0{,}985 \cdot M_{pp} \cdot \left(i_{out}^{Př2} - i_{in}^{Př2}\right) =$$
$$= 0{,}985 \cdot 5{,}556 \cdot (3143{,}52 - 2861{,}52) = 1543{,}167 \; kW \tag{6.7}$$

6.3 Přehřívák 1

Za přehřívákem 1 bude vstřikována napájecí voda do přehřáté páry. Množství vsřiku volím po konzultaci 2,5 %.

Parametry páry na výstupu

Entalpie páry na výstupu se stanoví z bilanční rovnice.



Obr. 3: Bilanční schéma vstřiku za přehřívákem 1

$$i_{out}^{Př1} \cdot 0{,}96 \cdot M_{pp} + i_{nv} \cdot 0{,}025 \cdot M_{pp} = i_{in}^{Př2} \cdot 0{,}985 \cdot M_{pp} \rightarrow$$

$$\rightarrow \; i_{out}^{Př1} = \frac{0{,}985 \cdot i_{in}^{Př2} - 0{,}025 \cdot i_{nv}}{0{,}96} = \tag{6.8}$$

$$= \frac{0{,}985 \cdot 2861{,}52 - 0{,}025 \cdot 529{,}26}{0{,}96} = 2922{,}26 \; kJ/kg$$

Tlak na výstupu

$$p_{out}^{Př1} = p_{in}^{Př2} = 5{,}6 \;\; MPa$$

Teplota na výstupu z přehříváku 1 se stanoví z tlaku a entalpie na výstupu z přehříváku 1 dle [3]

$$t_{out}^{Př1} = 305{,}98 \; °C$$

Parametry páry na vstupu

Na přehříváku 1 volím entalpický spád $\Delta\, i = 103 \; kJ/kg$.

$$i_{in}^{Př1} = i_{out}^{Př1} - \Delta i = 2922{,}26 - 103 = 2819{,}26 \; kJ/kg \tag{6.9}$$

Tlak na vstupu

$$p_{in}^{Př1} = p_{out}^{Př1} + \Delta p = \; 5{,}6 + 0{,}2 = 5{,}8 \; MPa \tag{6.10}$$

Teplotu na vstupu stanovíme jako funkci tlaku a entalpie na vstupu dle [3].

$$t_{in}^{Př1} = 280{,}614 \; °C$$

Tepelný výkon přehříváku 1

$$Q_{Př1} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot \left(i_{out}^{Př1} - i_{in}^{Př1}\right) = \\ = 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2822{,}26 - 2819{,}26) = 549{,}334 \ kW \quad (6.11)$$

6.4 Závěsné trubky

Parametry páry na výstupu

Parametry na výstutpu ze závěsných trubek jsou stejné jako na vstupu do přehříváku 1.

$$p_{out}^{zt} = p_{in}^{Př1} = 5{,}8 \ MPa$$
$$t_{out}^{zt} = p_{in}^{Př1} = 280{,}615 \ °C$$
$$i_{out}^{zt} = p_{in}^{Př1} = 2819{,}26 \ kJ/kg$$

Parametry páry na vstupu

Do závěsných trubek vstupuje sytá pára přímo z bubnu.

$$p_{in}^{zt} = p_{in}^{Př1} + \Delta p = \ 5{,}8 + 0{,}1 = 5{,}9 \ MPa \quad (6.12)$$

Teplota a entalpie syté páry na vstupu do závěsných trubek je dána tlakem v bubnu (mez sytosti).

$$t_{in}^{zt} = 274{,}49 \ °C$$
$$i_{in}^{zt} = 2785{,}64 \ kJ/kg$$

Tepelný výkon závěsných trubek

$$Q_{zt} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot (i_{out}^{zt} - i_{in}^{zt}) = \\ = 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2819{,}26 - 2785{,}64) = 179{,}28 \ kW \quad (6.13)$$

6.5 Výparník

Na výstupu z výparníku má sytá pára stejné parametry jako na vstupu do závěsných trubek.

$$p_{in}^{výp} = p_{out}^{výp} = p_{in}^{zt} = 5{,}9 \ MPa$$
$$t_{in}^{výp} = t_{out}^{výp} = t_{in}^{zt} = 274{,}49 \ °C$$
$$i_{out}^{výp} = i_{zt}^{zt} = 2785{,}64 \ kJ/kg$$

Entalpie syté kapaliny na vstupu do výparníku je dána tlakem v bubnu dle [3].

$$i_{in}^{výp} = 1208{,}09\ \ kJ/kg$$

Tepelný výkon výparníku

Odvíjí se od velikosti nedohřevu v ekonomizéru, v našem případě je nedohřev 92°C. Velikost nedohřevu závisí na zbylém entalpickém spádu spalin, který lze ještě využít k ohřevu napájecí vody.

$$Q_{zt} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot \left(i_{out}^{výp} - i_{out}^{eko}\right) = 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2785{,}64 - 776{,}618) = \\ = 10714{,}788\ \ kW \tag{6.14}$$

6.6 Ekonomizér

Parametry vody na výstupu

$$p_{out}^{eko} = p_{in}^{výp} = 5{,}9\ MPa$$
$$t_{out}^{eko} = t_{in}^{výp} - \Delta t = 274{,}49 - 92 = 182{,}49\ °C \tag{6.15}$$

Entalpie vody na výstupu z ekonomizéru se určí na základě teploty a tlaku na výstupu z ekonomizéru dle [3].

$$i_{out}^{eko} = 776{,}618\ \ kJ/kg$$

Parametry vody na vstupu

$$p_{in}^{eko} = p_{out}^{eko} + \Delta p = 5{,}9 + 0{,}4 = 6{,}3\ \ MPa \tag{6.16}$$
$$t_{in}^{eko} = 125\ °C$$

Entalpie vody na vstupu do ekonomizéru se určí jako funkce teploty a tlaku dle [3].

$$i_{in}^{eko} = 529{,}26\ \ kJ/kg$$

Tepelný výkon ekonomizéru

$$Q_{eko} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot \left(i_{out}^{eko} - i_{in}^{eko}\right) = 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (776{,}618 - 526{,}26) = \\ = 1319{,}246\ kW \tag{6.17}$$

6.7 Přehled parametrů na jednotlivých výhřevných plochách ze strany pracovního media

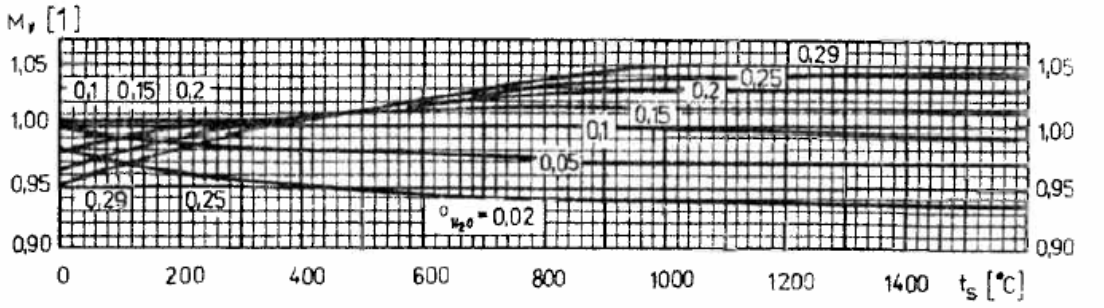
Teplosměnná plocha		Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]	Entalpický spád [kJ/kg]	Výkon [kW]
Přehřívák 3	výstup	420	5	3245,306	141	783,333
	vstup	365,081	5,2	3104,306		
Přehřívák 2	výstup	380,305	5,2	3143,520	282	1543,167
	vstup	288,671	5,6	2861,520		
Přehřívák 1	výstup	305,979	5,6	2922,256	103	549,333
	vstup	280,614	5,8	2819,256		
Závěsné trubky	výstup	280,614	5,8	2819,256	33	179,28
	vstup	274,492	5,9	2785,641		
Výparník	výstup	274,492	5,9	2785,641	1577	10714,788
	vstup	274,492	5,9	1208,086		
Ekonomizér	výstup	182,492	5,9	776,618	247	1319,246
	vstup	125	6,3	529,260		
Celkový výkon						***15089,147***

Tab. 7: Přehled parametrů pracovního media na jednotlivých výhřevných plochách

7 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTIVZDUCHU A SPALIN

Při výpočtu sdílení tepla je nutné znát vlastnosti médií odpovídající jejich příslušnému stavu (teplotě média). Bez nich nemůžeme dosadit do rovnic pro výpočet součinitelů přestupu tepla. V případě páry je snadné potřebné hodnoty dohledat v tabulkách. U vzduchu a zejména spalin, jejichž složení není stálé, je získání potřebných hodnot obtížnější. Pro tepelné výpočty bylo nutné stanovit hodnoty kinematické viskozity spalin, tepelné vodivosti a Prandtlova čísla.[2]

Postup s jakým byly vlastnosti vzduchu a spalin určeny zde bude uveden pro kinematickou viskozitu spalin. Ta závisí především na vlkosti spalin. Ta sev našem případě pohybuje přibližně okolo 20 %. Podle nípro příslušnou teplotu z nomogramu na obrázku 4 odečteme koeficient, který pak použijeme při výpočtu kinematické viskozity spalin našeho složení.



Obr. 4: Nomogram opravného koeficientu pro viskozitu spalin[2]

Viskozitu spalin pro konkrétní teplotu vypočteme z následující rovnice. Výpočet je proveden pro teplotu 600 °C.

$$\nu = M_\nu \cdot \nu_{stř} = 1{,}017 \cdot 89{,}4 \cdot 10^{-6} = 90{,}9198 \cdot 10^{-6} m^2/s \qquad (7.1)$$

Kde: $\nu_{stř}$ *– je viskozita spalin středního složení pro teplotu 600°C dle [2]*

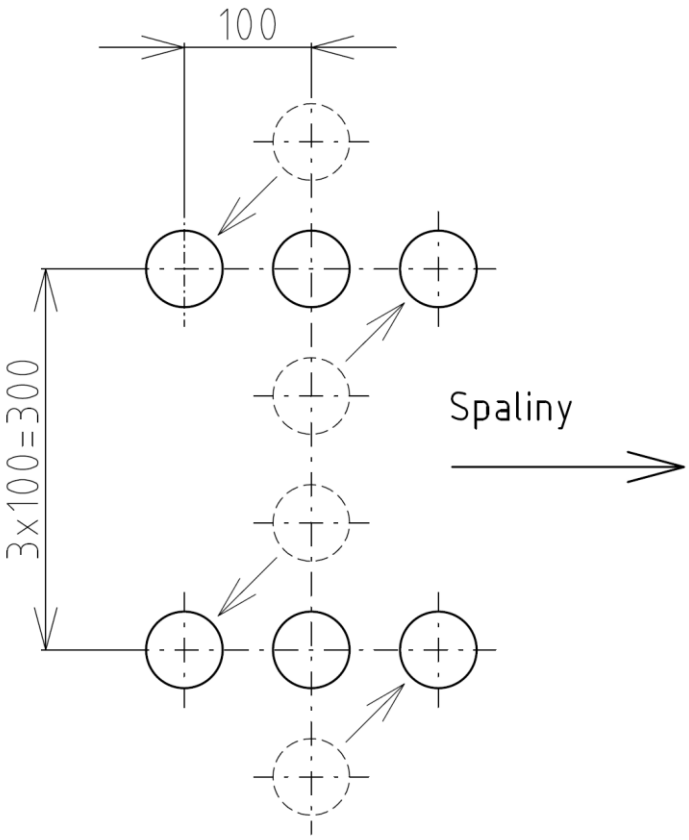
Analogicky se postupovalo při určení hodnot součinitele tepelné vodivosti a Prandtlova čísla. Vždy se přepočítala jejich hodnota pro střední složení podle koeficientů odečtených z nomogramů uvedených v [2]. Přepočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 9.

t [°C]	*Vzduch*			*Spaliny*		
	$10^6 \cdot v_{stř}$ $[m^2/s]$	$10^2 \cdot \lambda$ $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	$Pr[-]$	$10^6 \cdot v_{stř}$ $[m^2/s]$	$10^2 \cdot \lambda$ $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	$Pr[-]$
0	13,20	2,43	0,7	11,66	2,31	0,77
100	23,20	3,19	0,69	20,59	3,25	0,73
200	34,80	3,90	0,69	31,60	4,11	0,70
300	48,20	4,48	0,69	43,90	4,99	0,68
400	62,90	5,05	0,7	58,15	5,93	0,67
500	79,30	5,62	0,7	73,73	6,86	0,65
600	96,70	6,15	0,71	90,92	7,78	0,64
700	115,00	6,66	0,71	109,35	8,69	0,63
800	135,00	7,14	0,72	129,28	9,63	0,62
900	155,00	7,61	0,72	150,09	10,56	0,61
1000	177,00	8,05	0,72	171,84	11,54	0,61
1100	200,00	8,47	0,72	193,45	12,51	0,60
1200	223,00	8,87	0,73	217,33	13,37	0,59
1300	247,00	9,27	0,73	241,02	14,32	0,58
1400	273,00	9,65	0,73	265,74	15,29	0,57
1500	300,00	10,00	0,73	290,74	16,35	0,55
1600	327,00	10,40	0,74	316,52	17,33	0,54
1700	355,00	10,80	0,74	343,32	18,39	0,53
1800	384,00	11,10	0,74	372,19	19,24	0,52
1900	415,00	11,50	0,74	401,06	20,20	0,51
2000	448,00	11,90	0,74	431,99	21,15	0,51
2100	478,00	12,10	0,75	463,95	22,00	0,50
2200	511,00	12,40	0,75	496,94	22,96	0,49

Tab. 8: Fyzikální charakteristiky vzduchu a spalin

8 NÁVRH MŘÍŽE

Mříž od sebe odděluje první a druhý tah kotle.Umístěna je v horní části prvního tahu a její výška již byla spočítána v kapitole 5, více rovnice (5.8).Tvoří ji rozvolněnétrubky výparníku, které jsou vyhnuté tak, jak je zobrazeno na obrázku 5. Geometrické parametry mříže jsou uvedeny v tabulce 10. Výpočet mříže je proveden podle [1].



Obr. 5: Rozvolnění trubek membránové stěny

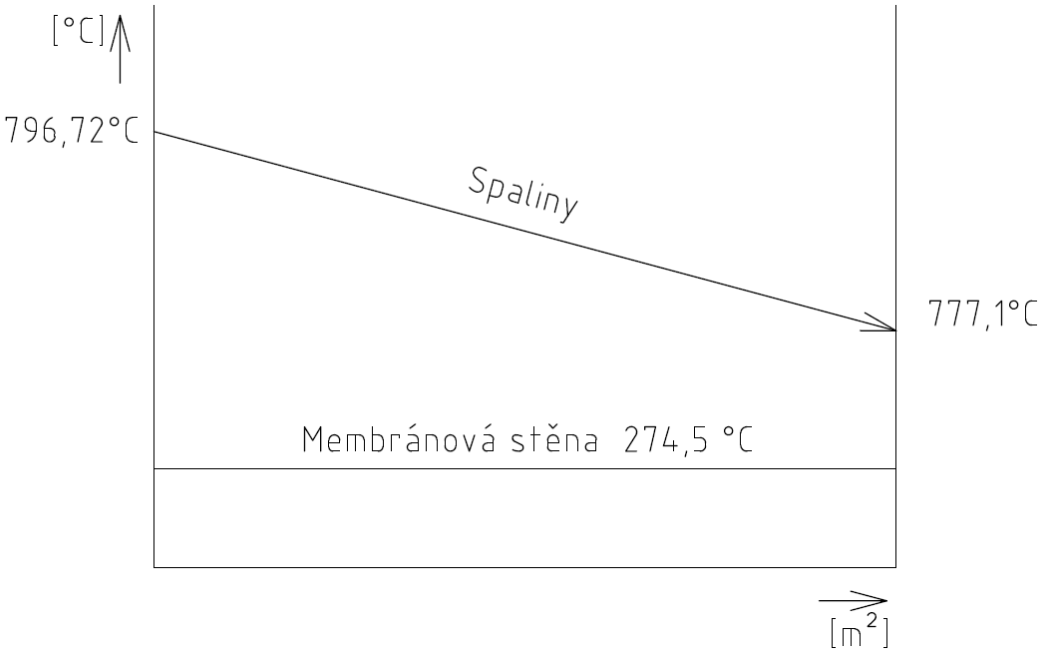
	Značka	Rozměr	Jednotka
Výška mříže	c	2	[m]
Šířka mříže	a	2,5	[m]
Příčná rozteč	s_1	0,3	[m]
Podélná rozteč	s	0,1	[m]
Průměr trubky	D	0,0603	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	8	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	3	[-]

Tab. 9: Geometrické parametry mříže

8.1 Tepelný výpočet mříže

Cílem výpočtu je stanovit teplotu na konci mříže. Teplotu na konci mříže na začátku výpočtu zvolíme. Se zvolenou teplotou se provede celý tepelný výpočet mříže. Na konci tepelného výpočtu se správnost zvolené teploty ověří. Pokud se zvolená

teplota téměř neliší od skutečně vypočítané teploty na konci mříže, je výpočet správný. Stejný postup při výpočtu se provádí i u dalších konvekčních ploch.



Obr. 6: Průběh teploty spalin a pracovního médiav oblasti mříže

Volba teploty spalin na konci mříže

$$t_{km} = 777{,}1\ °C$$

Střední teplota spalin v mříži

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_{ko}^{skut} + t_{km}}{2} = \frac{796{,}7 + 777{,}1}{2} = 786{,}907\ °C \tag{8.1}$$

$$T_{stř}^{sp} = t_{stř}^{sp} + 273{,}15 = 786{,}907 + 273{,}15 = 1060{,}057\ K \tag{8.2}$$

Skutečná rychlost spalin v mříži

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{c \cdot (a - n_{tr} \cdot D)} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} =$$
$$= \frac{4{,}6856 \cdot 1{,}429}{2 \cdot (2{,}5 - 8 \cdot 0{,}0603)} \cdot \frac{273{,}15 + 786{,}907}{273{,}15} = 6{,}439\ m/s \tag{8.3}$$

8.1.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

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

$$= 0{,}2 \cdot 0{,}971 \cdot 0{,}923 \cdot \frac{0{,}94911}{0{,}0603} \cdot \left(\frac{6{,}439 \cdot 0{,}0603}{0{,}000127}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}6199^{0{,}33} = \quad (8.4)$$

$$= 44{,}407\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_z– *opravný součinitel na počet řad*
c_s– *opravný součinitel na uspořádání svazku v závislosti na podélné a příčné rozteči*
λ_{sp}- *součinitel tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin* $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$*získán aproximací z tabulky 9*
ν_{sp} – *kinematická viskozita spalin pro střední teplotu spalin* $[m^2 \cdot s^{-1}]$*získáno aproximací z tabulky 9*
Pr– *Prandtlovo číslo pro střední teplotu spalion,získáno aproximací z tabulky 9*

Opravný součinitel na počet řad

Počet řad $n_{řad}$<10, za této podmínky platí vztah

$$c_z = 0{,}191 + 0{,}0125 \cdot (n_{řad} - 2) = 0{,}191 + 0{,}0125 \cdot (8 - 2) = 0{,}923 \quad (8.5)$$

Opravný součinitel na uspořádání svazku

Při σ_2< 2 a σ_1> 3 se do vzorce dosazuje σ_1 = 3. [1]

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

$$= \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot (1 - \frac{1{,}658}{2})^3\right]^{-2} = 0{,}971 \quad (8.6)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}3}{0{,}0608} = 4{,}975 \quad (8.7)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}1}{0{,}0608} = 1{,}658 \quad (8.8)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

Pro tuhá paliva platí vztah

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot {T_{st\check{r}}^{sp}}^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}23 \cdot 1060{,}057^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{627{,}642}{1060{,}057}\right)^4}{1-\frac{627{,}642}{1060{,}057}} = \quad (8.9)$$

$$= 30{,}209\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn, při výpočtu* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{\check{c}}$ *– stupeňčernosti proudu spalin pro teplotu spalin*
$T_{st\check{r}}^{sp}$ *– střední teplota spalin [K]*
T_z *– teplota vnějšího povrchu nánosůna trubkách [K]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}261} = 0{,}23 \quad (8.10)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s =$$
$$= (15{,}53 \cdot 0{,}3229 + 0) \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}516 = 0{,}261 \quad (8.11)$$

Kde: $k_p \cdot \mu$ *– součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi, po odborné konzultaci adle [2] si jej dovolím zanedbat*
p *– tlak, p = 0,101 MPa dle [1]*
s *– efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]*
k_{sp} *– součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny* $[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$
r_{sp} *– objemový podíl tříatomových plynůve spalinách, určen v rovnici 5.26*

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{ko} + 273{,}15}{1000}\right) =$$

$$= \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}1926}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}033 \cdot 0{,}516}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{786{,}907 + 273{,}15}{1000}\right) = \quad (8.12)$$

$$= 15{,}53\ m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Kde: r_{H2O} *– je objemový podíl vody určený v rovnici 5.25*
p_{sp} *– parciální tlak tříatomových plynůurčený v rovnici 5.27*

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0{,}9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0{,}9 \cdot 0{,}0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0{,}3 \cdot 0{,}1}{0{,}0603^2} - 1\right) = 0{,}516\ m \qquad (8.13)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{v\acute{y}p} + \Delta t\ = 274{,}492 + 80 = 354{,}492\ °C \qquad (8.14)$$

$$T_z = t_z + 273{,}15\ = 354{,}492 + 273{,}15\ = 627{,}642\ K \qquad (8.15)$$

Kde: $t_{st\check{r}}^{v\acute{y}p}$ *- střední teplota média ve výparníku [°C]*
Δt *– pro mříž je Δt = 80 °C dle [1]*

8.1.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp}\ = 0{,}6 \cdot 74{,}616\ = 44{,}77\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \qquad (8.16)$$

Kde: ψ_e *– součinitel tepelné efektivnosti pro dřevité palivo* ψ_e *= 0,6 dle [1]*

Celkový součinitel přestupu ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s)\ = 1 \cdot (44{,}407 + 30{,}209)\ = 74{,}616\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \qquad (8.17)$$

Kde: ω *- součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, na základě konzultace volím ω = 1*

Teplo odebrané mříží

$$Q_{m\check{r}} = S_{m\check{r}} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}\ = 9{,}472 \cdot 44{,}77 \cdot 512{,}352 = 217{,}265\ kW \qquad (8.18)$$

Kde: $S_{m\check{r}}$ *– teplosměnná plocha mříže [m²]*
Δt_{ln} *– teplotní logaritmický spád [°C]*

Teplosměnná plocha mříže

$$S_{m\check{r}} = \pi \cdot D \cdot c \cdot (n_{tr} \cdot n_{\check{r}ad} + 1)\ = \pi \cdot 0{,}0608 \cdot 2 \cdot (8 \cdot 3 + 1) = 9{,}472\ m^2 \qquad (8.19)$$

Kde: n_{tr} *- počet trubek v řadě uveden v tabulce 10*
$n_{\check{r}ad}$ *–řad mřížeuveden v tabulce 10*

Teplotní logaritmický spád

Teploty a jejich průběh je znázorněn na obrázku6.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{522{,}22 - 502{,}61}{ln\frac{522{,}22}{502{,}61}} = 512{,}352\ °C \quad (8.20)$$

$$\Delta t_1 = t_{ko}^{skut} - t_{stř}^{výp} = 786{,}907 - 274{,}92 = 522{,}22\ °C \quad (8.21)$$

$$\Delta t_1 = t_{km} - t_{stř}^{výp} = 777{,}1 - 274{,}92 = 502{,}61\ °C \quad (8.22)$$

8.1.3 Kontrola teploty na výstupu ze mříže

Teplo spalin na vstupu do mříže

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{796{,}71} \cdot M_{pv} = 5704{,}71 \cdot 1{,}429 = 8150{,}727\ kW \quad (8.23)$$

Kde: $I_{sp}^{796{,}71}$ *- entalpie spalin na vstupu do mříže získaná aproximací z tabulky4 [kJ/kg]*
M_{pv} *– množství paliva skutečněspáleného [kg/s,] rovnice 4.3*

Teplo spalin na výstupu z mříže

Od vstupního tepla spalin odečteme teplo odebrané výhřevnými plochami, v tomto případě mříží.

$$Q_{out}^{sp} = Q_{in}^{sp} - Q_{mř} = 8150{,}727 - 217{,}265 = 7933{,}462\ kW \quad (8.24)$$

Entalpie spalin na konci mříže

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{7933{,}462}{1{,}429} = 5552{,}646\ kJ/kg \quad (8.25)$$

Skutečná tepota na konci mříže

Teplota na konci mříže se určí lineární interpolací z tabulky 4, ze známé entalpie spalin na konci mříže.

$$t_{km}^{skut} = 777{,}065\ °C \quad (8.26)$$

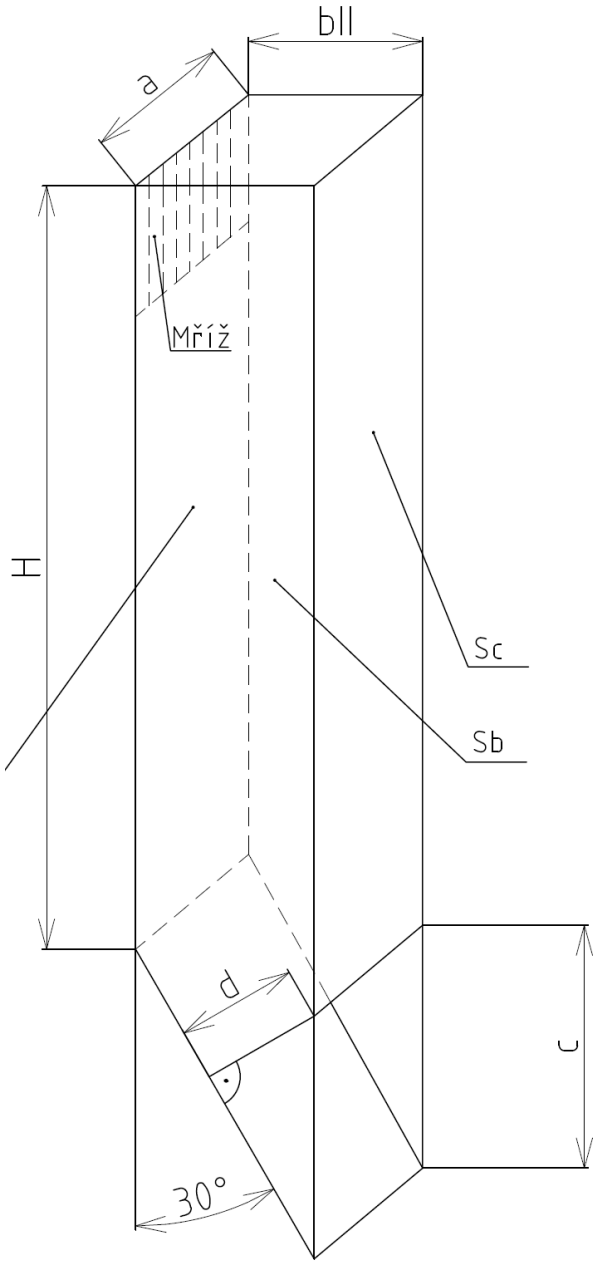
Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,035 °C, což pro přesnost výpočtu dostačuje.

9 NÁVRH A TEPELNÝVÝPOČET II. TAHU

Druhý tah je navrhován jako prázdný, tvoří ho pouze membránové stěny. Prázdný druhý tah má zabezpečit odloučení částeček popílku ze spalin. Ve druhém tahu také dochází ke snížení teploty spalin,a tím lze předcházet zalepování výhřevných ploch popílkem. Stejně jako pří výpočtu mříže si volím teplotu na konci druhého tahu, která se na konci výpočtu ověří. Výška druhého tahu je 7,5 m. Díky tomu bude zachován dostatečný prostor pro umístění trysek sekundárního vzduchu na zadní straně spalovací komory. Výpočet je proveden dle [1].

9.1.1 Geometrický návrh druhého tahu

Rozměry druhého tahu se odvíjejí od zvolené rychlosti spalin ve druhém tahu. Příliš vysoká rychlost spalin ve druhém tahu může způsobit abrazi výparníkových stěn částicemi popílku. Po odborné konzultaci volím rychlost spalin ve druhém tahu w_{sp} = 6 m/s.



Obr. 7 Schéma druhého tahu

Světlý průřez spalin ve II. tahu

$$F_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}686 \cdot 1{,}429}{6} \cdot \frac{273{,}15 + 735{,}683}{273{,}15} = \tag{9.1}$$

$$= 4{,}121 \ m^2$$

Kde: w_{sp} *– volená rychlost ve II. tahu,* w_{sp} *= 6 m/s*

Délka II. tahu

Rozteč membránové stěny je 0,1 m, proto musí být touto roztečí i dělitelná délka druhého tahu.

$$b_{II} = \frac{F_{sp}}{a} = \frac{4{,}121}{2{,}5} = 1{,}648 \ m \ \rightarrow \ volím \quad b_{II} = 1{,}6 \ m \tag{9.2}$$

Skutečná rychlost ve II.tahu

$$w_{sp}^{skt} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{a \cdot b_{II}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} = \tag{9.3}$$

$$= \frac{4{,}686 \cdot 1{,}429}{2{,}5 \cdot 1{,}6} \cdot \frac{273{,}15 + 735{,}683}{273{,}15} = 6{,}181 \ m/s$$

Světlý průřez spalin v nejužším místě II.tahu

V nejužším místě tahu volím po odborné konzultaci rychlost spalin w_{sp} = 9 m/s.

$$F_{sp\ min} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} \tag{9.4}$$

$$= \frac{4{,}686 \cdot 1{,}429}{9} \cdot \frac{273{,}15 + 735{,}683}{273{,}15} = 2{,}635 \ m^2$$

Kde: w_{sp} *– je rychlost spalin v nejužším místěII. tahu*

Rozměr d

$$d = \frac{F_{sp\ min}}{a} = \frac{2{,}635}{2{,}5} = 1{,}054 \ m \qquad volím \qquad d = 1{,}1 \ m \tag{9.5}$$

Rozměr c

$$c = \frac{z}{\sin 30°} = \frac{1{,}1}{\sin 30°} = 2{,}2 \ m \tag{9.6}$$

Plocha boční stěny II.tahu

$$S_B = b_{II} \cdot H + 0{,}5 \cdot \left(b_{II} \cdot \frac{b_{II}}{\mathrm{tg}\,30°}\right) = 1{,}6 \cdot 7{,}5 + 0{,}5 \cdot \left(1{,}6 \cdot \frac{1{,}6}{\mathrm{tg}\,30°}\right) = \tag{9.7}$$

$$= 14{,}217\ m^2$$

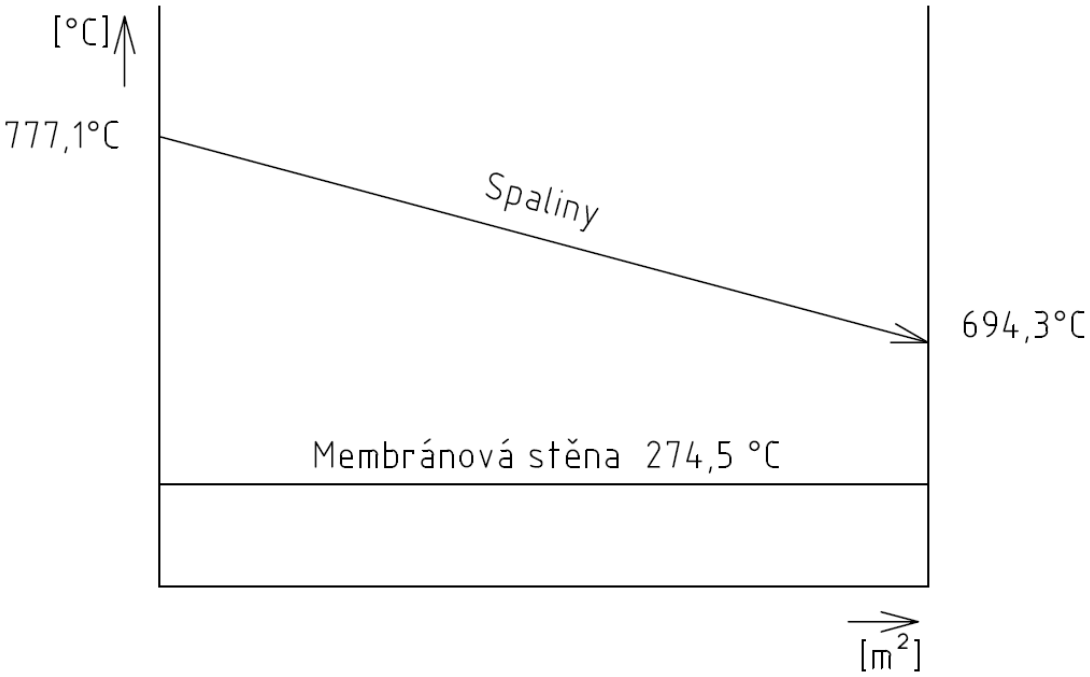
Plocha přední stěny II.tahu včetně zkosené plochy

$$S_A = a \cdot H + a \cdot \frac{b_{II}}{\sin 35°} = 2{,}5 \cdot 7{,}5 + 2{,}5 \cdot \frac{1{,}6}{\sin 30°} = 26{,}75\ m^2 \tag{9.8}$$

Plocha zadní stěny II.tahu

$$S_C = (H + \frac{b_{II}}{\mathrm{tg}\,30°} - y) \cdot a = (7{,}5 + \frac{1{,}6}{\mathrm{tg}\,30°} - 2{,}2) \cdot 2{,}5 = 20{,}178\ m^2 \tag{9.10}$$

9.2 Tepelný výpočet II.tahu



Obr. 8: Průběh teploty spalin a pracovního média ve II. tahu

9.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Jedná se o podélné proudění, pro které platí následující vztah.

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$
$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}090152}{1{,}951} \cdot \left(\frac{6{,}181 \cdot 1{,}951}{0{,}000117}\right)^{0{,}8} \cdot 0{,}624^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (9.11)$$
$$= 9{,}037 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m *– opravné koeficienty dle [1]*
$\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$ *– aproximovány pro střední teplotu spalin z tabulky 9*
d_e *– ekvivalentní průměr [m]*

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot a \cdot b_{II}}{O} = \frac{4 \cdot a \cdot b_{II}}{2 \cdot (a + b_{II})} = \frac{4 \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}6}{2 \cdot (2{,}5 + 1{,}6)} = 1{,}951 \ m \quad (9.12)$$

Kde: O *– obvod průřezu II. tahem [m]*

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{st\check{r}}^{sp\,3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$
$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}361 \cdot 735{,}683^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{584{,}886}{735{,}683}\right)^4}{1 - \frac{584{,}886}{735{,}683}} = \quad (9.13)$$
$$= 40{,}129 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}448} = 0{,}316 \quad (9.14)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s =$$
$$= (9{,}107 \cdot 0{,}3229 + 0) \cdot 0{,}101 \cdot 1{,}508 = 0{,}448 \quad (9.15)$$

Kde**:** r_{sp} -

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = (\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}) \cdot (1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{ko} + 273{,}15}{1000}) =$$
$$= \left(\frac{7{,}8+16 \cdot 0{,}1926}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0326 \cdot 1{,}508}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{735{,}683+273{,}15}{1000}\right) =$$
$$= 9{,}107 \ m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (9.16)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Pro objemy bez trubkových svazků platí vztah.

$$s = 3{,}6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3{,}6 \cdot \frac{35{,}543}{84{,}862} = 1{,}508 \ m \quad (9.17)$$

Kde: *V – objem sálající vrstvy [m^3]*
F_{st} – celkový povrch stěn sálající vrstvy [m^2]

Objem sálající vrstvy

$$V = S_b \cdot a = 14{,}217 \cdot 2{,}5 = 35{,}543 \ m^3 \quad (9.18)$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = S_a + 2 \cdot S_b + S_c + a \cdot b_{II} + a \cdot c =$$
$$= 26{,}75 + 2 \cdot 14{,}217 + 20{,}178 + 2{,}5 \cdot 1{,}6 + 2{,}5 \cdot 2{,}2 = 84{,}862 \ m^2 \quad (9.19)$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{stř}^{výp} + \varepsilon_{ms} \cdot \frac{M_{pv} \cdot \left(I_{sp}^{777{,}1} - I_{sp}^{694{,}3}\right)}{S_{otr}} \cdot 1000 =$$
$$= 274{,}492 + 0{,}003 \cdot \frac{1{,}429 \cdot (5552{,}646 - 4906{,}505)}{74{,}362} \cdot 1000 = 311{,}736 \ °C \quad (9.20)$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 311{,}736 + 273{,}15 = 584{,}886 \ K \quad (9.21)$$

Kde: *ε_{ms} – součinitel zanesení membránové stěny, ε_{ms} = 0,003*
I_{sp}^{t} – entalpie spalin na vstupu a výstupu z II. tahu [kJ/kg], získány z tabulky. 4

Celková plocha všech výhřevných ploch ve II.tahu

$$S_{otr} = S_a + 2 \cdot S_b + S_c + a \cdot b_{II} - a \cdot c =$$
$$= 26{,}75 + 2 \cdot 14{,}217 + 20{,}178 + 2{,}5 \cdot 1{,}6 - 2{,}5 \cdot 2 = 74{,}362 \ m^2 \quad (9.22)$$

9.2.2 Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{\text{sp}} = 0{,}6 \cdot 44{,}25 = 26{,}55 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (9.23)$$

Kde: ψ_e *– součinitel tepelné efektivnosti,* ψ_e *= 0,6 dle [1]*

Celkový součinitel přestupu ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_{\text{k}} + \alpha_{\text{s}}) = 0{,}9 \cdot (9{,}037 + 40{,}129) = 44{,}25 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (9.24)$$

Kde: ω *- součinitel využití, charakterizuje neúplnost proudění, po konzultaci volím pro membránovou stěnu* $\omega = 0{,}9$

Teplo odebrané ve II. tahu

$$Q_{II} = S_{otr} \cdot k \cdot \Delta t_{\text{ln}} = 74{,}362 \cdot 26{,}55 \cdot 459{,}95 = 908{,}089 \ kW \quad (9.25)$$

Kde: S_{otr} *– je celková plocha všech výhřevných ploch ve II. tahu[*m^2*]*

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty a jejich průběhy jsou znázorněny na obrázku 8.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{502{,}573 - 419{,}808}{ln\frac{502{,}573}{419{,}808}} = 549{,}95 \ °C \quad (9.26)$$

$$\Delta t_1 = t_{km}^{skut} - t_{stř}^{výp} = 777{,}065 - 274{,}462 = 502{,}573 \ °C \quad (9.27)$$

$$\Delta t_2 = t_{II} - t_{stř}^{výp} = 694{,}3 - 274{,}462 = 419{,}808 \ °C \quad (9.28)$$

9.2.3 Kontrola teploty na výstupu zeII. tahu

Teplo spalin na vstupu do II. tahu

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{777{,}1} \cdot M_{pv} = 5552{,}646 \cdot 1{,}429 = 7933{,}462 \ kW \quad (9.29)$$

Kde: $I_{sp}^{777{,}1}$ *- entalpie spalin na výstupu ze mříže Tab. 4 [kJ/kg]*

Teplo spalin na výstupu ze II. tahu

Od vstupního tepla spalin odečteme teplo, které odeberou výhřevné plochy. V případě II. tahujeho membránové stěny.

$$Q_{out}^{sp} = Q_{in}^{sp} - Q_{II} = 7933{,}462 - 908{,}089 = 7025{,}373 \ kW \quad (9.30)$$

Entalpie spalin na konci II. tahu

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{7025{,}373}{1{,}429} = 4917{,}073 \ kJ/kg \quad (9.31)$$

Skutečná tepota na konci II. tahu

Teplota na konci II. tahu se určí ze známé entalpie lineární interpolací z tabulky 4.

$$t_{II}^{skut} = 694{,}586\ °C \tag{9.32}$$

Zvolená teplota (694,3 °C)se od skutečné liší o 0,286 [°C] a to pro přesnost výpočtu dostačuje.

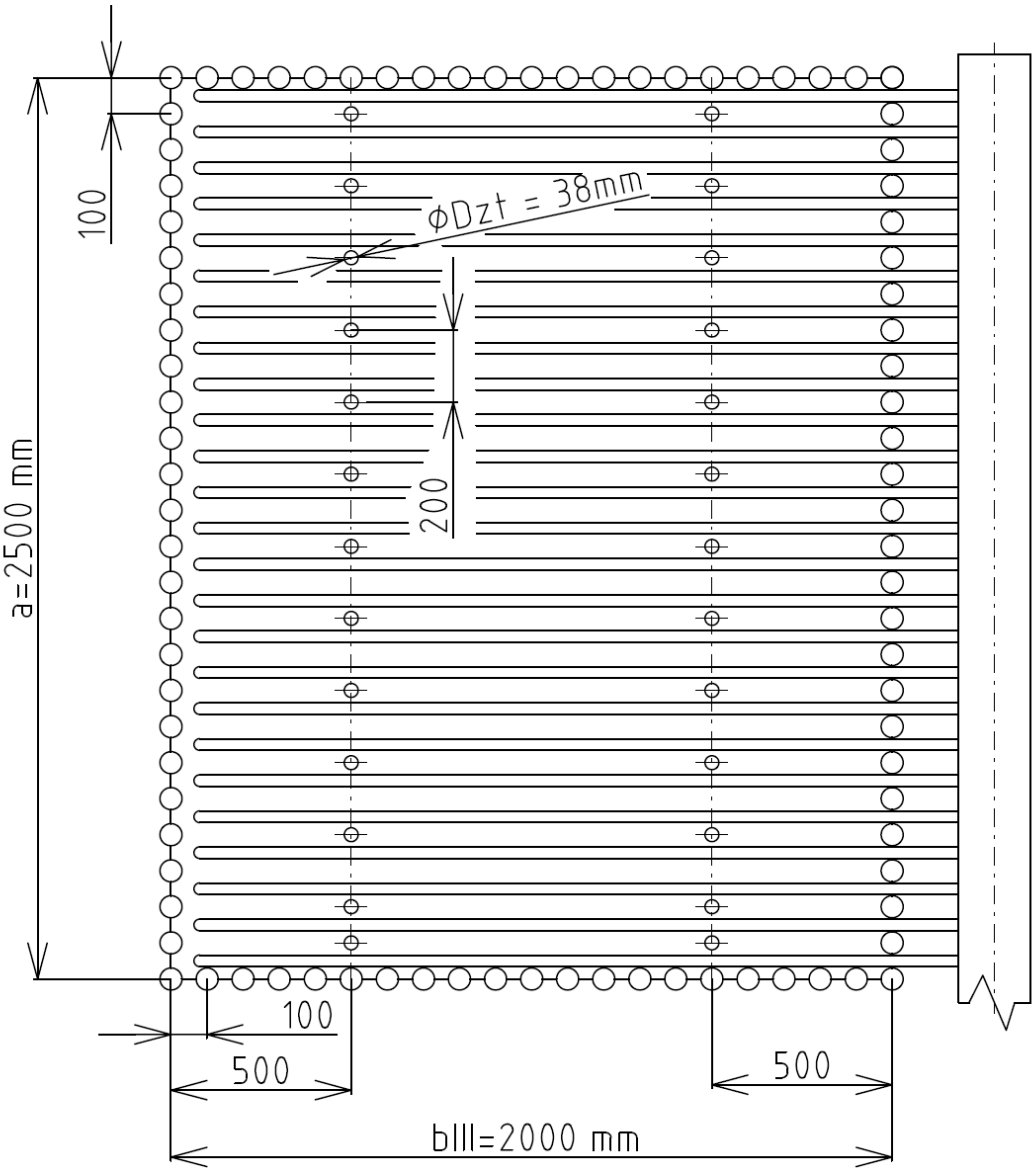
10 NÁVRH III. TAHU

Rozteč membránových stěn III. tahu je 0,1 m, je tedy ponechána stejná jako u předešlých tahů.Mezi jednotlivé trubky membránové stěny jsou zavedeny vstupy a výstupy přehříváků. Ve třetím tahu je umístěn přehřívák 3 a dva svazky trubek přehříváku 2. Zavěšené jsou na závěsných trubkách chlazených sytou parou z bubnu. V případě použití nechlazených závěsných trubek by hrozila jejich deformacevlivem vysoké tepoty spalin.

Tepelný výpočet III. tahu je rozdělen na několik částí.Při jejich výpočtu opět zvolíme teplotu na výstupu z dané části a nakonci výpočtu ji ověříme. Metodika výpočtu je dle [1].

Výpočet délky III.tahu

Délku stanovíme na základě zvolené rychlosti v místě, kde předpokládáme nejvyšší rychlost spalin. Ta by měla být nejvyšší na vstupu do přehříváku 2, kde jsou nejhustěji uspořádány trubky a je zde vysoká teplota spalin. Po odborné konzultaci volím rychlost spalin na vstupu druhého přehříváku 6,5 m/s.Délka třetího tahu musí být dělitelná 0,1 z důvodu rozteče trubek.



Obr.9: Průřez III. tahu v místě kde je umístěn přehřívák 2b

Světlý průřez spalin

$$F_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}686 \cdot 1{,}429}{6{,}5} \cdot \frac{273{,}15 + 583{,}6}{273{,}15} \quad (10.1)$$

$$= 3{,}23 \ m^2$$

Kde: w_{sp}*–zvolená rychlost spalin na vstupu do přehříváku II* w_{sp} *= 6,5 m/s*
t_{sp}*– teplota na vstupu do přehíváku 2 [°C]*

Délka III. tahu

Pro zjednodušení výpočtu se uvažuje s tím, že trubky přehříváku 2 procházejí přes celou délku tahu.

$$b_{III} = \frac{F_{sp} + n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4}}{a - n_{tr} \cdot D} = \frac{3{,}23 + 26 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}038}{4}}{2{,}5 - 26 \cdot 0{,}0318} = 2{,}027 \rightarrow \ bIII = 2\ m \quad (10.2)$$

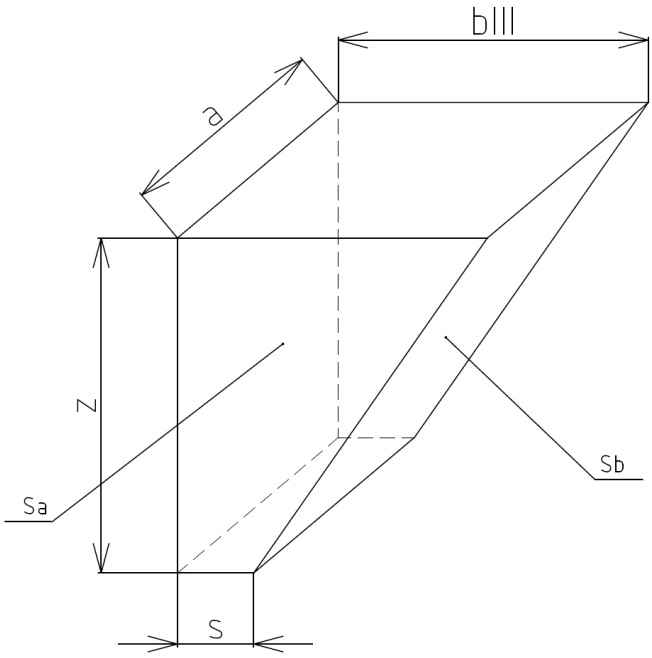
Kde: n_{zt} – *počet závěsných trubek viztabulka 17*
D_{zt} – *vnější průměr závěsných trubek [m] viz tabulka 17*
n_{tr} – *počet trubek v jedné řaděpřehříváku 2 viz tabulka 17*
D – *vnější průměr trubek v přehříváku 2 [m] viz tabulka 17*

Návrh 1.části III. tahu

jkmmmmmkíkjPrvní částí třetího tahu je obratová komora, ta spojuje druhý tah se třetím. Obratovou komorou prochází výstupní část závěsnách trubek, která zde tvoří mříž.Rozměry obratové komory jsou uvedeny v tabulce 11.Pro ilustraci je zde zobrazennákres obratové komory
s vyznačenými rozměry.

	Rozměr [m]
a	2.5
bIII	2
z	2.2
s	0.6

Tab. 10: Rozměry obratové komory

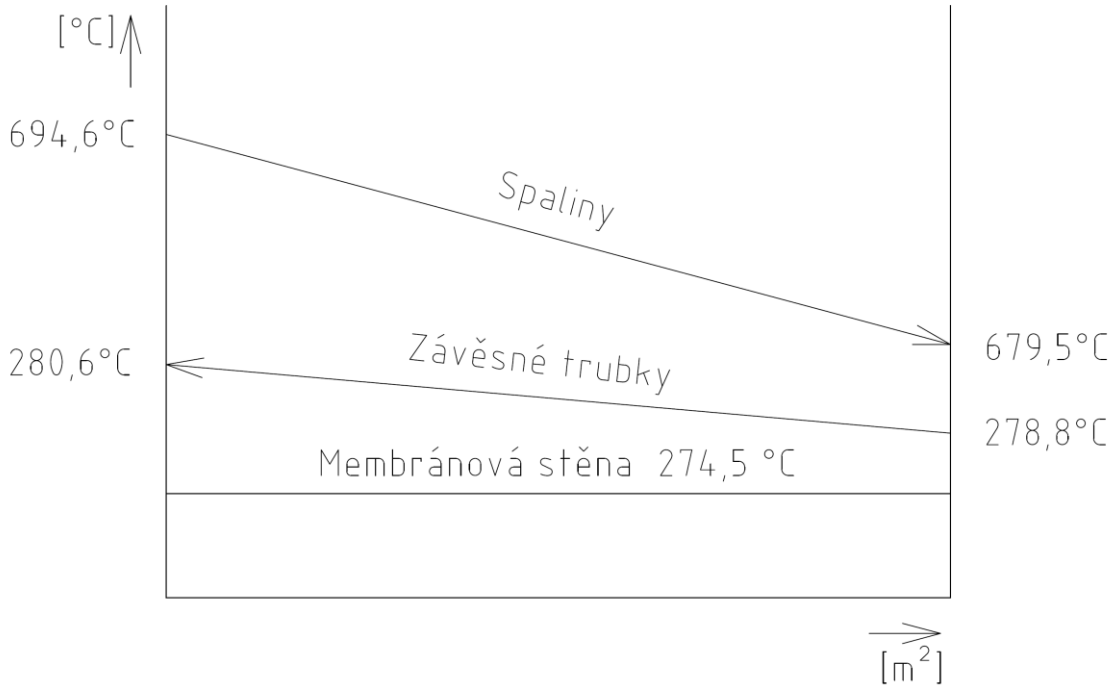


Obr.10 Nákres obratové komory

Plochy stěn

$$S_a = s \cdot z + 0{,}5 \cdot (bIII - s) \cdot z = 0{,}6 \cdot 2{,}2 + 0{,}5 \cdot (2 - 0{,}6) \cdot 2{,}2 = 2{,}86\ m^2 \quad (10.3)$$

$$S_b = a \cdot \frac{z}{\cos(35)} = 2{,}5 \cdot \frac{2{,}2}{\cos(35)} = 6{,}714\ m^2 \quad (10.4)$$



Obr. 11: Průběh teploty spalin a pracovního média v 1. části III. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu z 1. části III. tahu

$t_{1.č.III} = 679{,}5\ °C$

Střední teplota spalin v 1. částí III. tahu

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_{II}^{skut} + t_{1.č.III}}{2} = \frac{694{,}856 + 679{,}5}{2} = 687{,}043\ °C \tag{10.5}$$

$$T_{stř}^{sp} = t_{stř}^{sp} + 273{,}15 = 687{,}043 + 273{,}15 = 960{,}193\ K \tag{10.6}$$

Světlý průřez spalin v 1.části III. tahu

Ohnutí a vyvedení závěsných trubek z třetího tahu tvoří v první částí III. tahu mříž. Při výpočtu světlého průřezu spalin uvažuji, že závěsné trubky procházejí přes celou délku III. tahu.

$$F_{sp} = a \cdot b_{III} - n_{zt} \cdot D_{zt} \cdot b_{III} = 2{,}5 \cdot 1{,}6 - 13 \cdot 0{,}038 \cdot 2 = 4{,}012\ m^2 \tag{10.7}$$

Kde: n_{zt}– $počet závěsných trubek v jedné řadě$ viz tabulka13
D_{zt}–$vnější\ průměr závěsných trubek\ [m]$ viz tabulka 13

Skutečná rychlost spalin v 1. části III. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{st\check{r}}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}686 \cdot 1{,}429}{4{,}012} \cdot \frac{273{,}15 + 687{,}043}{273{,}15} = \quad (10.8)$$

$$= 5{,}866 \ m/s$$

10.1.1 Výpočet tepla odebraného v membránové stěně

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}085655}{0{,}263} \cdot \left(\frac{5{,}866 \cdot 0{,}263}{0{,}000107}\right)^{0{,}8} \cdot 0{,}629^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (10.9)$$

$$= 13{,}180 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m *– opravné koeficienty dle [1]*
$\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$ *– jsou určeny pro střední teplotu spalin v 1.č .III. tahu,z tabulky 9*
d_e *– ekvivalentní průměr [m]*

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{st}}{O} = \frac{4 \cdot 4{,}012}{61} = 0{,}263 \ m \quad (10.10)$$

Obvod průřezu kanálu

$$O = 2 \cdot (a + b_{III}) + n_{tz} \cdot b_{III} = 2 \cdot (2{,}5 + 2) + 26 \cdot 2 = 61 \ m \quad (10.11)$$

Kde: n_{zt} *– celkový počet závěsných trubek viz tabulka 13*

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot {T_{st\check{r}}^{sp}}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}323 \cdot 960{,}193^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{590{,}587}{960{,}193}\right)^4}{1 - \frac{590{,}463}{960{,}193}} = \quad (10.12)$$

$$= 32{,}605 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,389} = 0,323 \tag{10.13}$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = \\ = (11,334 \cdot 0,323 + 0) \cdot 0,101 \cdot 1,053 = 0,389 \tag{10.14}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{stř}^{sp} + 273,15}{1000}\right) = \\ = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16 \cdot \sqrt{0,033 \cdot 1,053}}\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{687,043 + 273,15}{1000}\right) = \\ = 11,334 \ m^{-1} \cdot MPa^{-1} \tag{10.15}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Pro objemy bez trubkových svazků platí vztah.

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{7,15}{24,434} = 1,053 \ m \tag{10.16}$$

Objem sálající vrstvy

$$V = S_b \cdot a = 2,86 \cdot 2,5 = 7,15 \ m^3 \tag{10.17}$$

Celkový povrch stěn sálající vrstvy

$$F_{st} = 2 \cdot S_a + S_b + a \cdot b_{III} + a \cdot z + a \cdot s = \\ = 2 \cdot 2,86 + 6,714 + 2,5 \cdot 2 + 2,5 \cdot 2,2 + 2,5 \cdot 0,6 = 24,434 \ m^2 \tag{10.18}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{stř}^{výp} + \varepsilon_{\mathrm{ms}} \cdot \frac{M_{pv} \cdot \left(I_{sp}^{694,6} - I_{sp}^{679,5}\right)}{S_{otr}} \cdot 1000 = \\ = 274,492 + 0,003 \cdot \frac{1,429 \cdot (4917,073 - 4792,496)}{12,434} \cdot 1000 = 317,437 \ °C \tag{10.19}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 317,437 + 273,15 = 590,587 \ K \tag{10.20}$$

Kde: ε_{ms} *– součinitel zanesení membránové stěny,* ε_{ms} *= 0,003*
I_{sp}^{t} *– entalpie spalin na vstupu a výstupu z 1. části III. tahu [kJ/kg], viz tabulka 4*

Celková plocha všech výhřevných ploch ve III.tahu

$$S_{otr} = 2 \cdot S_a + S_b = 2 \cdot 2{,}86 + 6{,}714 = 12{,}434 \ m^2 \quad (10.21)$$

Součinitel přestupu tepla ze strany pracovního media

U membránových stěn se součinitel přestupu tepla ze strany pracovního media neuvažujeme, pro jeho velikost jej lze zanedat dle [1].

$$\frac{1}{\alpha_p} \doteq 0 \quad (10.22)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{\text{sp}} = 0{,}6 \cdot 34{,}339 = 20{,}603 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.23)$$

Kde: ψ_e *– součinitel tepelné efektivnosti,* ψ_e *= 0,6 dle [1]*

Celkový součinitel přestupu ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = 0{,}75 \cdot (\alpha_{\text{k}} + \alpha_{\text{s}}) = 1 \cdot (13{,}18 + 32{,}605) = 34{,}339 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.24)$$

Kde: ω *- součinitel využití, charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím* ω *= 0,75*

Teplo odebrané v membránových stěnách 1. části III. tahu

$$Q_{1.\check{c}.III}^{ms} = \frac{S_{otr} \cdot k \cdot \Delta t_{\text{ln}}}{1000} = \frac{12{,}434 \cdot 20{,}603 \cdot 412{,}505}{1000} = 105{,}676 \ kW \quad (10.25)$$

Kde: S_{otr} *– je plocha membránové stěny v 1. části III. tahu[*m^2*]*

Teplotní logaritmický spád

Teploty jsou znázorněny na Obr. 10.

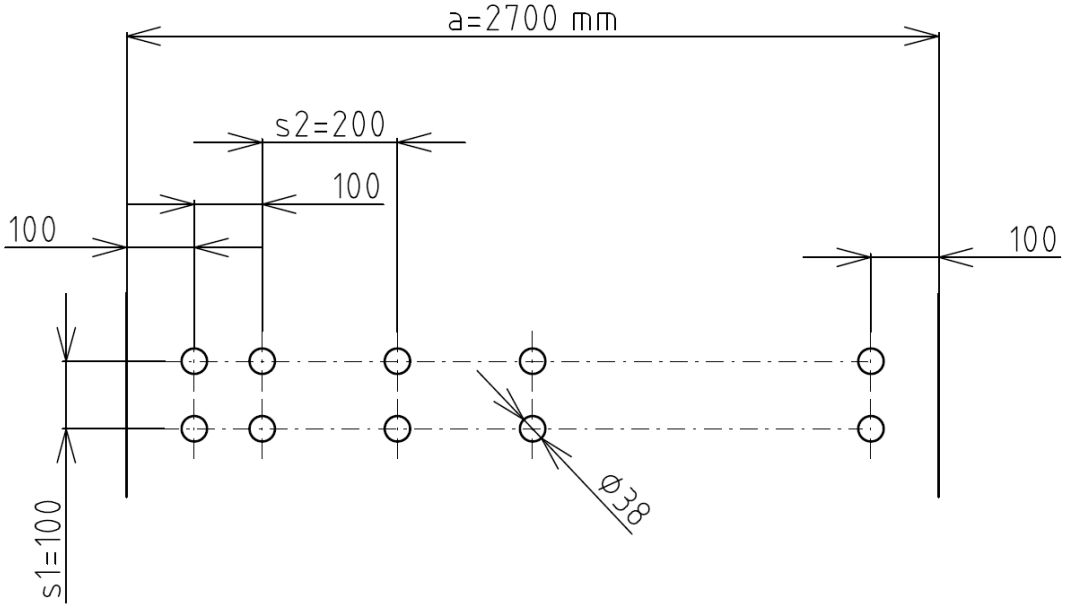
$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{420{,}094 - 405{,}008}{ln\frac{420{,}094}{405{,}008}} = 412{,}505 \ °C \quad (10.26)$$

$$\Delta t_1 = t_{II}^{skut} - t_{st\check{r}}^{výp} = 694{,}586 - 274{,}492 = 420{,}094 \ °C \quad (10.27)$$

$$\Delta t_2 = t_{1.\check{c}.III} - t_{st\check{r}}^{výp} = 679{,}5 - 274{,}492 = 405{,}008 \ °C \quad (10.28)$$

10.1.2 Výpočet tepla odebraného v závěsných trubkách

Při tepelném výpočtu tepla odebraného v dané části závěsných trubek si nejdříve zvolím teplotu páry na výstupu z počítané části závěsných trubek. Tuto teplotu pak na konci výpočtu ověřuji, zda je správná. Přehled geometrických parametrů závěsných trubek je uveden v tabulce 13. Větší tloušťka stěny trubky je zvolena z důvodu vysokého namáhání od zavěšených přehřívákových svazků. Uspořádání trubek v 1. části III. tahu je vyobrazeno na obr.11.



Obr. 12: Uspořádání závěsných trubek v 1. části III. tahu

Závěsné trubky 1. část III. tahu	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5,83	5,8	5,815
Teplota [°C]	278,79	280,61	279,70
Entalpie [kJ/kg]	2809,97	2819,27	2814,62
Měrný objem $v_{stř}$ [m^3/kg]			0,0346
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]			0,0579
Dynamická viskozita η_p [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]			0,0000187
Kinematická viskozita ν_p [$m^2 \cdot s^{-1}$]			$6{,}4902 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo *Pr* [-]			1,401

Tab. 11: Parametry média v závěsných trubkách v 1. části III. tahu

Závěsné trubky 1. část III. tahu	*Značka*	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubky	D_{zt}	0,038	[m]
Tloušťka stěny	t	0,0063	[m]
Vnitřní průměr trubky	d_{zt}	0,0254	[m]
Příčná rozteč	s_1	0,2	[m]
Podélná rozteč	s_2	0,15	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	13	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	2	[-]

Tab. 12: Geometrické parametry závěsných trubek

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_p}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0579}{0{,}0254} \cdot \left(\frac{14{,}023 \cdot 0{,}254}{6{,}4902 \cdot 10^{-7}}\right)^{0{,}8} \cdot 1401^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (10.29)$$

$$= 2343{,}770 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m – *opravné součinitele dle [1]*
w_p – *rychlost proudění páry [m/s]*
λ_p, ν_p, Pr –*pro střední parametry páry, tabulka 12*

Rychlost proudění media

$$w_p = \frac{0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot 0{,}0346}{0{,}0132} = 14{,}023 \ m/s \quad (10.30)$$

Kde: M_{pp} – *množství vyrobené páry [kg/s]*
$v_{stř}$ – *střední měrný objem páry[m^3/kg] viz tabulka 12*
F_p – *průtočný průřez pro páru [m^2]*

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_{zt}^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{řad} = \frac{\pi \cdot 0{,}0254}{4} \cdot 13 \cdot 2 = 0{,}0132 \ m^2 \quad (10.31)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

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

$$= 0{,}2 \cdot 1 \cdot 0{,}91 \cdot \frac{0{,}085655}{0{,}0608} \cdot \left(\frac{0{,}866 \cdot 0{,}038}{0{,}000107}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}629^{0{,}33} = \quad (10.32)$$

$$= 50{,}445 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_z – *opravný součinitel na počet řad*
c_s – *opravný součinitel uspořádání svazku,závisí na podélné a příčné rozteči*
λ_{sp} - *součinitel tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin* $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$*viz tabulka 9*
ν_{sp} – *kinematická viskozita spalin pro střední teplotu spalin* $[m^2 \cdot s^{-1}]$*viz tabulka 9*
Pr – *Prandtlovo číslo pro střední teplotu spalin viz tabulka 9*

Opravný součinitel na počet řad

Počet řad $n_{řad}$<10, za této podmínky platí vztah.

$$c_z = 0{,}91 + 0{,}0125 \cdot (n_{řad} - 2) = \ 0{,}91 + 0{,}0125 \cdot (2 - 2) = 0{,}91 \quad (10.33)$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}2}{0{,}038} = 5{,}263 \quad (10.34)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}15}{0{,}038} = 3{,}947 \quad (10.35)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{č} \cdot T_{stř}^{sp\,3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{stř}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}299 \cdot 960{,}193^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{613{,}633}{960{,}193}\right)^4}{1 - \frac{624{,}047}{960{,}193}} = \quad (10.36)$$

$$= 31{,}386 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} – *stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{č}$ – *stupeňčernosti proudu spalin pro střední teplotu spalin*
$T_{stř}^{sp}$ – *střední teplota spalin [K]*
T_z – *teplota vnějšího povrchu nánosůna závěsných trubkách [K]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,356} = 0,299 \tag{10.37}$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = \\ = (12,533 \cdot 0,3229 + 0) \cdot 0,101 \cdot 0,87 = 0,356 \tag{10.38}$$

Kde: $k_p \cdot \mu$ *– součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi, po odborné konzultaci adle [2] je zanedbán*
p – tlak, p = 0,101 MPa dle [1]
s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]
k_{sp} *– součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny[$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$]*
r_{sp} *– objemový podíl tříatomových plynůve spalinách viz rovnice 5.26*

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{st\check{r}}^{sp} + 273,15}{1000}\right) = \\ = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1962}{3,16 \cdot \sqrt{0,0326 \cdot 0,87}}\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{687,043 + 273,15}{1000}\right) \\ = 12,533 \ m^{-1} \cdot MPa^{-1} \tag{10.39}$$

Kde: r_{H2O} *– jsou objemové podíly tříatomových plynů viz rovnice 5.24*
p_{sp} *– parciální tlak tříatomových plynůviz rovnice 5.27*

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{{D_{zt}}^2} - 1\right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,15}{0,038^2} - 1\right) = 0,87 \ m \tag{10.40}$$

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{zt} + \left(\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q_{zt\ 1.\check{c}.III}^{p\check{r}ed}}{S_{zt}} \cdot 1000 = \\ = 279,7 + \left(0,0035 + \frac{1}{2343,77}\right) \cdot \frac{48,045}{3,104} \cdot 1000 = 340,483 \ °C \tag{10.41}$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 350,897 + 273,15 = 624,047 \ K \tag{10.42}$$

Kde: ε_{zt} *– součinitel zanesení závěsných trubek ε_{zt} = 0,0035*
$t_{st\check{r}}^{zt}$ *- střední teplota média v závěsných trubkách v 1. části III. tahu [°C], viz tabulka12*
S_{zt} *– teplosměnná plocha závěsných trubek v 1. části III. tahu [m^2]*
$Q_{zt\ 1.\check{c}\ III}^{p\check{r}ed}$ *- předběžné teplo, které odeberou závěsné trubky [kW]*

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami v 1.části III. tahu

$$Q_{zt\ 1.č\ III}^{před} = 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2819{,}268 - 2809{,}969) = 48{,}045\ \ kW \tag{10.43}$$

Kde: i_{out}, i_{in} – *entalpie páry na vstupu a výstupu závěsných trubek v 1. části III. tahu [kJ/kg], získamé z tabulky 12*

Teplosměnná plocha závěsných trubek v 1.části III. tahu

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} \cdot \frac{b_{III}}{2} = \pi \cdot 0{,}038 \cdot 26 \cdot \frac{2}{2} = 3{,}104\ \ m^2 \tag{10.44}$$

Kde: b_{III}–*uvažujeme jako délku závěsných trubek v 1. části III. tahu*

10.1.3 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (50{,}445 + 31{,}386) = 81{,}831\ \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \tag{10.45}$$

Kde: ω - *součinitel využití, charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím* $\omega = 1$

Součinitel prostupu tepla závěsných trubek

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0{,}6 \cdot 81{,}831}{1 + \frac{81{,}831}{2343{,}77}} = 47{,}442\ \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \tag{10.46}$$

Kde: ψ_e – *součinitel tepelné efektivnosti,* ψ_e *= 0,6 dle [1]*

Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami v 1. části III. tahu

$$Q_{zt\ 1.č.III}^{skut} = \frac{S_{zt} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{3{,}104 \cdot 47{,}442 \cdot 407{,}304}{1000} = 59{,}978\ \ kW \tag{10.47}$$

Kde: S_{st} – *teplosměnná plocha závěsných trubek v 1. části III. tahu[*m^2*]*
Δt_{ln} – *teplotní logaritmický spád [°C]*

Teplotní logaritmický spád

Průběhy teplot jsou znázorněny na obrázku10.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{413{,}972 - 400{,}708}{ln\frac{413{,}972}{400{,}708}} = 406{,}523\ \ °C \tag{10.49}$$

$$\Delta t_1 = t_{II.}^{skut} - t_{out}^{zt} = 694{,}586 - 280{,}614 = 413{,}972\ \ °C \tag{10.50}$$

$$\Delta t_2 = t_{1.č\ III} - t_{in}^{zt} = 679{,}5 - 278{,}792 = 400{,}708\ \ °C \tag{10.51}$$

Skutečná teplota na vstupu závěsných trubek v 1. části III. tahu

Ze skutečně odebraného tepla závěsnými turbkami vypočteme skutečnou entalpii na vstupu do počítané části závěsných trubek.

$$Q_{zt\ 1.č.III}^{skut} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot (i_{out} - i_{in}) \quad \rightarrow \quad i_{in} = i_{out} - \frac{Q_{zt\ 1.č.III}^{skut}}{0{,}96 \cdot M_{pp}} =$$

$$i_{in} = 2819{,}268 - \frac{59{,}978}{0{,}96 \cdot 5{,}556} = 2808{,}022\ \ kJ/kg \tag{10.52}$$

Nyní známe tlak i skutečnou entalpii na vstupu do počítané části závěsných trubek, na základě toho určíme skutečnou teplotu na vstupu dle [3].

$$t_{in}^{zt\ skut} = 278{,}353\ \ °C$$

Odchylka od zvolené teploty na vstupu do 1. části závěsných trubek

Zvolená teplota je 278,97 °C viz tabulka 12. Ta se od skutečné liší o 0,439 °C což pro přesnost výpočtu dostačuje.

10.1.4 Kontrola teploty spalin na výstupu z 1. části III. tahu

Teplo spalin na vstupu do 1. části III. tahu

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{694{,}5} \cdot M_{pv} = 4917{,}07 \cdot 1{,}429 = 7025{,}373\ \ kW \tag{10.53}$$

Kde: $I_{sp}^{694{,}5}$ *- entalpie spalin na vstupu do 1. části III. tahu,tabulka4 [kJ/kg]*
M_{pv} *– množství paliva skutečněspáleného [kg/s] rovnice 4.3*

Teplo spalin na výstupu z1. části III. tahu

Od vstupního tepla spalin odečteme teplo odebrané výhřevnými plochami,v tomto případěmembránovou stěnou a závěsnými trubkami.

$$Q_{out}^{sp} = Q_{in}^{sp} - Q_{ms}^{1.č.III} - Q_{zt\ 1.č.III}^{skut} = 7025{,}373 - 105{,}676 - 59{,}978 =$$

$$= 6859{,}719\ \ kW \tag{10.54}$$

Entalpie spalin na konci 1. části III. tahu

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{6859{,}719}{1{,}429} = 4801{,}131\ \ kJ/kg \tag{10.55}$$

Skutečná teplota na konci 1. části III. tahu

Teplota na konci mříže se určí lineární interpolací z tabulky 4.

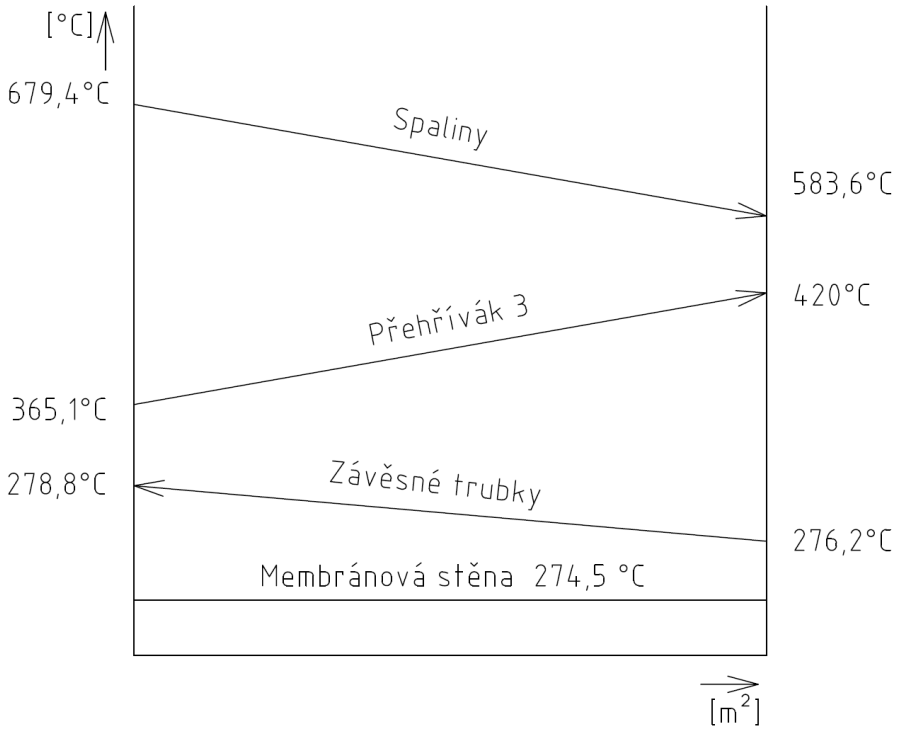
$$t_{1.č\ III}^{skut} = 679{,}394\ \ °C$$

Odchylka od zvolené teploty na konci 1. části III. tahu

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,106 [°C] což pro přesnost výpočtu dostačuje.

10.1.5 Návrh 2. části III. tahu

Tuto část tvoří membránová stěna tahu a v ní umístěný přehřívák 3 zavěšený na chlazených závěsných trubkách.Výšku druhé části III.tahu volím H= 2,8 m,je dána rozměry přehříváku 3.



Obr. 13: Průběh teploty spalin a pracovního média ve 2. části III. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu z 2. části III. tahu

$t_{2.č.III} = 583{,}6\ °C$

Střední teplota spalin ve 2. částí III. tahu

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_{1.č.III}^{skut} + t_{2.č.III}}{2} = \frac{679{,}394 + 583{,}6}{2} = 631{,}497\ °C \tag{10.56}$$

$$T_{stř}^{sp} = t_{stř}^{sp} + 273{,}15 = 631{,}497 + 273{,}15 = 904{,}647\ K \tag{10.57}$$

Světlý průřez spalin ve2.části III. tahu

$$F_{sp} = a \cdot b_{III} - n_{tr} \cdot D \cdot l_e - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot {D_{zt}}^2}{4} =$$
$$= 2{,}5 \cdot 2 - 12 \cdot 0{,}038 \cdot 1{,}84 - 26 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}038^2}{4} = 4{,}131\ m^2 \quad (10.58)$$

Kde: $n_{tr}, D,\ l_e$ *– parametry přehříváku 3 viz tabulka13*
n_{zt}, D_{zt} *– parametryzávěsných trubek viz tabulka12*

Skutečná rychlost spalin ve 2. části III. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}686 \cdot 1{,}429}{4{,}131} \cdot \frac{273{,}15 + 631{,}497}{273{,}15} =$$
$$= 5{,}367\ \ m/s \quad (10.59)$$

10.1.6 Výpočet tepla odebraného v membránové stěně

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$
$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}08057}{0{,}289} \cdot \left(\frac{5{,}367 \cdot 0{,}289}{9{,}698 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}8} \cdot 0{,}634^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (10.60)$$
$$= 12{,}328\ \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m *– opravné součinitele dle [1]*
$\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$ *– jsou určeny pro střední teplotu spalin ve2. části II. tahu, tabulka 8*
d_e *– ekvivalentní průměr [m]*

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{st}}{O} = \frac{4 \cdot 4{,}131}{57{,}176} = 0{,}289\ \ m \quad (10.61)$$

Kde: O *– obvod průřezu tahu [m]*

Obvod průřezu tahu

$$O = 2 \cdot (a + b_{III}) + \pi \cdot n_{zt} \cdot D_{zt} + 2 \cdot n_{tr} \cdot (l_e + D) =$$
$$= 2 \cdot (2{,}5 + 2) + \pi \cdot 26 \cdot 0{,}038 + 2 \cdot 12(1{,}84 + 0{,}038) = 57{,}176\ \ m \quad (10.62)$$

Kde: n_{zt}, D_{zt} *– parametry závěsných trubek, tabulka 12*
l_e, D *– parametry přehříváku 3, tabulka 13*

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{st\check{r}}^{sp\,3} \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}228 \cdot 904{,}086^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{673{,}277}{904{,}647}\right)^4}{1-\frac{673{,}277}{904{,}647}} = \quad (10.63)$$

$$= 23{,}446\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}258} = 0{,}228 \quad (10.64)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s =$$

$$= (18{,}954 \cdot 0{,}3229 + 0) \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}4181 = 0{,}258 \quad (10.65)$$

Kde: $k_p \cdot \mu$ *– součinitel zeslabení sálání popílkovými částmi, po odborné konzultaci adle [2] je zanedbán*
p – tlak, p = 0,101 MPa dle [1]
s – efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]
k_{sp} *– součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny [*$m^{-1} \cdot MPa^{-1}$*]*
r_{sp} *– objemový podíl tříatomových plynůve spalinách viz rovnice 5.26*

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{st\check{r}}^{sp} + 273{,}15}{1000}\right) =$$

$$= \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}1962}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0326 \cdot 0{,}4181}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{631{,}497 + 273{,}15}{1000}\right) = \quad (10.66)$$

$$= 18{,}9584\ m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Kde: r_{H2O} *– jsou objemové podíly tříatomových plynů viz rovnice 5.24*
p_{sp} *– parciální tlak tříatomových plynůviz rovnice 5.27*

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

Pro svazky z trubek se určí

$$s = 0{,}9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0{,}9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0{,}2 \cdot 0{,}075}{0{,}038^2} - 1\right) = 0{,}418\ m \quad (10.67)$$

Kde: s_1, s_2 *– příčná a podélná roztečpřehříváku 3 viz tabulka13*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{stř}^{výp} + (\varepsilon_{ms} + \frac{1}{\alpha_p}) \cdot \frac{M_{pv} \cdot \left(I_{sp}^{679,3} - I_{sp}^{582,5}\right)}{S_{otr}} \cdot 1000 =$$

$$= 274{,}492 + (0{,}003 + 0) \cdot \frac{1{,}429 \cdot (4801{,}131 - 4062{,}501)}{25{,}2} \cdot 1000 = \quad (10.68)$$

$$= 400{,}127\ °C$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 400{,}127 + 273{,}15 = 673{,}277\ K \quad (10.69)$$

Kde: I_{sp}^{t} – *entalpie spalin na vstupu a výstupu z 2. části III. tahu [kJ/kg], viz tabulka 4*
S_{otr} – *celková plocha membránových stěn ve2. časti III. tahu [m^2]*

Celková plocha membránové stěny ve 2.části III. tahu

$$S_{otr} = 2 \cdot H \cdot (a + b_{III}) = 2 \cdot 2{,}8 \cdot (2{,}5 + 2) = 25{,}2\ m^2 \quad (10.70)$$

Součinitel přestupu tepla ze strany pracovního media

U membránových stěn součinitel přestupu tepla neuvažujeme, lze jej zanedat dle [1].

$$\frac{1}{\alpha_p} \doteq 0 \quad (10.71)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0{,}6 \cdot 32{,}196 = 19{,}318\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.72)$$

Kde: ψ_e – *součinitel tepelné efektivnosti pro dřevní štěpku volím ψ_e = 0,6 dle [1]*

Celkový součinitel přestupu ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0{,}9 \cdot (12{,}328 + 23{,}446) = 32{,}196\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.73)$$

Kde: ω *- součinitel využití, charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím ω = 0,9*

Teplo odebrané v membránových stěnách 2. části III. tahu

$$Q_{2.č.III}^{ms} = \frac{S_{otr} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{25{,}2 \cdot 19{,}318 \cdot 354{,}853}{1000} = 172{,}743\ kW \quad (10.74)$$

Teplotní logaritmický spád

Teploty a jejich průběhy jsou znázorněny na Obr.11

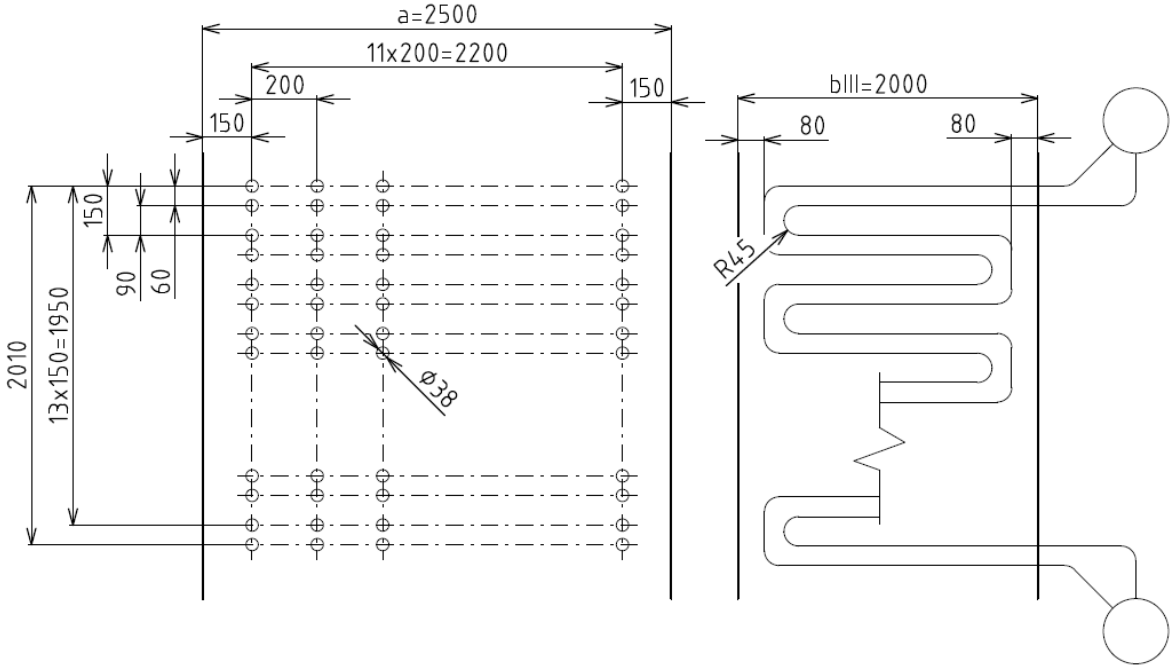
$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{404{,}902 - 309{,}108}{ln\frac{404{,}902}{309{,}108}} = 354{,}853\ °C \quad (10.75)$$

$$\Delta t_1 = t_{1.č.III}^{skut} - t_{stř}^{výp} = 679{,}394 - 274{,}492 = 404{,}902\ °C \quad (10.76)$$

$$\Delta t_2 = t_{2.č.III} - t_{stř}^{výp} = 583{,}6 - 274{,}492 = 309{,}108\ °C \quad (10.77)$$

10.1.7 Tepelný výpočet přehříváku 3

Vysoká teplota spalin na vstupu do přehříváku 3 by mohla způsobit poškození jeho trubek (vysoká teplota stěny trubky). Z tohoto důvodu je přehřívák 3 koncipován jako souproudý. Také je navrhován jako rozvolněný(mezi jednotlivými řadami v přehříváku je dvojnásobná rozteč). Hlavním důvodem rozvolnění trubek je lepší udržba a čištění jeho výhřevné plochy. Vysoká teplota spalin totiž uzpůsobuje rychlejší zanášení přehříváku. Rozměry a umístění přehříváku 3 v tahu je zobrazeno na Obr. 12. Přehřívák je navržen jako dvojřad,a to z důvodu dodržení přijatelné rychlosti proudění páry v přehříváku.



Obr.14: Rozměry přehříváku 3 a jeho umístění v tahu

	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubky	D_{zt}	0,038	[m]
Tloušťka stěny	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d_{zt}	0,03	[m]
Příčná rozteč	s_1	0,2	[m]
Střední podélná rozteč	s_2	0,075	[m]
Efektivní délka trubek	l_e	1,84	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	12	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	14	[-]
Počet hadů	n_{had}	2	[-]

Tab. 13: Geometrické parametry přehříváku 3

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5,2	5	5,1
Teplota [°C]	365,08	420	392,5
Entalpie [kJ/kg]	3104,31	3245,31	3174,8
Měrný objem $v_{stř}$ [m^3/kg]			0,0557
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]			0,0589
Dynamická viskozita η_p [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]			0,0000240
Kinematická viskozita v_p [$m^2 \cdot s^{-1}$]			$1{,}3378 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo Pr_p [-]			1,017

Tab. 14: Parametry páry v přehříváku 3 dle [3]

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Jedná se o podélnou konvekci, pro kterou platí.

$$\alpha_p = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0589}{0{,}03} \cdot \left(\frac{18{,}246 \cdot 0{,}03}{1{,}338 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}017^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (10.78)$$

$$= 1402{,}228\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m – *opravné součinitele dle [1]*
w_p – *rychlost proudění media [m/s]*
λ_p, ν_p, Pr – *parametry páry viz tabulka. 15*

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}557 \cdot 0{,}0557}{0{,}017} = 18{,}246 \ m/s \tag{10.79}$$

Kde: M_{pp} *– množství vyrobené páry [kg/s]*
$v_{stř}$*–střední měrný objem páry[m^3/kg], tabulka 15*
F_p *-průtočný průřez pro páru [m^2]*

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0{,}03^2}{4} \cdot 12 \cdot 2 = 0{,}017 \ m^2 \tag{10.80}$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

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

$$= 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1{,}06 \cdot \frac{0{,}0805}{0{,}038} \cdot \left(\frac{5{,}367 \cdot 0{,}038}{9{,}6987 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}634^{0{,}33} = \tag{10.81}$$

$$= 55{,}865 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_z*– opravný součinitel na počet řad*
c_s*– opravný součinitel na uspořádání svazku v závislosti na podélné a příčné rozteči*
λ_{sp}*- součinitel tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin* $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ *viz tabulka 8*
ν_{sp} *– kinematická viskozita spalin pro střední teplotu spalin* $[m^2 \cdot s^{-1}]$*viz tabulka 8*
Pr– Prandtlovo číslo pro střední teplotu spalin viz tabulka 8

Opravný součinitel na počet řad

Počet řad $n_{řad}$<10, za této podmínky platí vztah

$$c_z = 0{,}91 + 0{,}0125 \cdot (n_{řad} - 2) = \ 0{,}91 + 0{,}0125 \cdot (14 - 2) = 1{,}06 \tag{10.82}$$

Opravný součinitel na uspořádání svazků

Při $\sigma_1 > 3$ se do vzorce dosazuje $\sigma_1 = 3$ dle [1]

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

$$= \left[1 + (2 \cdot 3 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1.974}{2}\right)^3\right]^{-2} = 1 \tag{10.83}$$

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}2}{0{,}038} = 5{,}236 \tag{10.84}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}075}{0{,}038} = 1{,}974 \tag{10.85}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot {T_{st\check{r}}^{sp}}^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}228 \cdot 904{,}086^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{736{,}940}{904{,}647}\right)^4}{1-\frac{736{,}940}{904{,}647}} = \tag{10.86}$$

$$= 26{,}114 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st}– *stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{\check{c}}$– *stupeňčernosti proudu spalin pro střední teplotu spalin, rovnice10.64*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{p\check{r}3} + (\varepsilon_{p\check{r}3} + \frac{1}{\alpha_p}) \cdot \frac{Q_{p\check{r}3}}{S_{p\check{r}3}} \cdot 1000 =$$

$$= 392{,}5 + (0{,}006 + \frac{1}{1402{,}228}) \cdot \frac{783{,}33}{73{,}806} \cdot 1000 = 463{,}79 \ °C \tag{10.87}$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 463{,}79 + 273{,}15 = 736{,}94 \ K \tag{10.88}$$

Kde: $t_{st\check{r}}^{p\check{r}3}$ *- střední teplota páry v přehříváku 3 [°C] viz tabulka15*
$\varepsilon_{p\check{r}3}$– *součinitel zanesení přehříváku 3, dle odborné konzultace* $\varepsilon_{p\check{r}3} = 0{,}006$
$Q_{p\check{r}3}$– *tepelný výkon přehříváku 3 [kW] viz tabulka 7*
$S_{p\check{r}3}$– *teplosměnná plocha přehříváku 3 [m^2] viz rovnice 10.98*

10.1.8 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro přehřívák 3

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (55{,}865 + 26{,}114) = 81{,}979 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.89)$$

Kde: *ω - součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím ω = 1*

Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 3

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0{,}6 \cdot 81{,}979}{1 + \frac{81{,}979}{1402{,}228}} = 46{,}47 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.90)$$

Kde: *ψ_e – součinitel tepelné efektivnosti pro dřevité palivo ψ_e = 0,6 dle [1]*

Ideální plocha přehříváku 3

$$S_{pře3}^{id} = \frac{Q_{př3} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{783{,}33 \cdot 1000}{46{,}470 \cdot 230{,}813} = 73{,}031 \ m^2 \quad (10.91)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 11

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{314{,}313 - 163{,}6}{ln\frac{314{,}313}{163{,}6}} = 230{,}813 \ °C \quad (10.92)$$

$$\Delta t_1 = t_{1č.\ III}^{skut} - t_{in}^{př3} = 679{,}394 - 365{,}08 = 314{,}313 \ °C \quad (10.93)$$

$$\Delta t_2 = t_{2.č\ III} - t_{out}^{př3} = 583{,}6 - 420 = 163{,}6 \ °C \quad (10.94)$$

Kde: *$t_{in}^{př3}, t_{out}^{př3}$ - jsou teploty páry na vstupu a výstupu z přehříváku 3 [°C], tabulka 15*

Počet řad přehříváku 3

$$n_{řad} = \frac{S_{pře3}^{id}}{S_{řada}} = \frac{72{,}829}{5{,}272} = 13{,}853 \ \rightarrow \ volím \ n_{řad} = 14 \quad (10.95)$$

Kde: *$S_{řada}$ – plocha jedné řady v přehříváku 3 [m^2]*

Plocha jedné řady v přehříváku 3

$$S_{řada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0{,}038 \cdot 1{,}84 \cdot 12 \cdot 2 = 5{,}272 \ m^2 \quad (10.96)$$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 3

$$Q_{př3}^{skut} = \frac{S_{př3}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{73{,}806 \cdot 46{,}47 \cdot 230{,}813}{1000} = 791{,}639 \ kW \quad (10.97)$$

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 3

$$S_{př3} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0{,}038 \cdot 1{,}84 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 14 = 73{,}806 \ m^2 \quad (10.98)$$

10.1.9 Výpočet tepla odebraného v závěsných trubkách ve 2. části III. tahu

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5,850	5,825	5,8
Teplota [°C]	276,192	278,792	277,492
Entalpie [kJ/kg]	2796,780	2809,969	2803,4
Měrný objem $v_{stř}$ [m^3/kg]			0,0341
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]			0,0585
Dynamická viskozita η_p [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]			0,0000186
Kinematická viskozita v_p [$m^2 \cdot s^{-1}$]			$6{,}3436 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr_p [-]			1,434

Tab. 15: Parametry média v závěsných trubkách ve2. části III. tahu

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Jedná se o podélnou konvekci a pro ní platí vztah

$$\alpha_p = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{v_p}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0585}{0{,}025} \cdot \left(\frac{13{,}791 \cdot 0{,}025}{6{,}345 \cdot 10^{-7}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}434^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2400{,}306 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.99)$$

Kde: c_t, c_l, c_m – *opravné součinitele dle [1]*
λ_p, v_p, Pr – *parametry páry viz tabulka 16*

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot 0{,}0341}{0{,}013} = 13{,}791 \ m/s \quad (10.100)$$

Kde: F_p – *průtočný průřez pro páru,rovnice 10.31*

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Jedná se o podélné proudění spalin okolo závěsných trubek, z tohoto důvodu je součinitel přestupu tepla konvekcí shodný se součinitelem vypočteným u membránové stěny.

$$\alpha_k = 12{,}328\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{st\check{r}}^{sp\,3} \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}295 \cdot 904{,}647^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{582{,}341}{904{,}647}\right)^4}{1-\frac{582{,}341}{904{,}647}} = \quad (10.101)$$

$$= 26{,}028 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{\check{c}}$ *– stupeňčernosti proudu spalin pro teplotu spalin, rovnice 10.64*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na závěsných trubkách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{zt} + (\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_p}) \cdot \frac{Q_{zt\ 2.\check{c}\ III}^{p\check{r}ed}}{S_{zt}} \cdot 1000\ =$$

$$= 277{,}492 + (0{,}004 + \frac{1}{2400{,}306}) \cdot \frac{70{,}339}{8{,}691} \cdot 1000\ = 309{,}191\ °C \quad (10.102)$$

$$T_z = t_z + 273{,}15\ = 309{,}191 + 273{,}15\ = 582{,}341\ K \quad (10.103)$$

Kde: ε_{zt} *– součinitel zanesení závěsných trubek, dle odborné konzultace* $\varepsilon_{zt} = 0{,}004$
$t_{st\check{r}}^{zt}$ *- střední teplota média v závěsných trubkách v 2. části III. tahu [°C], viz tabulka15*
S_{zt} *– teplosměnná plocha závěsných trubek v 2. části III. tahu [m²]*
$Q_{zt\ 2.\check{c}.III}^{p\check{r}ed}$ *- předběžné teplo, které odeberou závěsné trubky [kW]*

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami v 2.části III. tahu

$$Q_{zt\ 2.\check{c}.III}^{p\check{r}ed} = 0{,}96 \cdot M_{pp}\ \cdot (i_{out} - i_{in}) =$$
$$= 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2809{,}969 - 2796{,}78) = 70{,}339\ kW \quad (10.104)$$

Kde: i_{in}, i_{out} *– entalpie páry na vstupu a výstupu závěsných trubek v 2. části III. tahu [kJ/kg], získané z tabulky15*

Teplosměnná plocha závěsných trubek v 2.části III. tahu

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot H \cdot n_{zt} \cdot n_{\check{r}ad} = \pi \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}8 \cdot 13 \cdot 2 = 8{,}691 \ m^2 \quad (10.105)$$

Kde: *H – je výška 2. části III. tahu, H = 2,8 m*

10.1.10 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (12{,}328 + 26{,}028) = 38{,}355 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.106)$$

Kde: *ω - součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím ω = 1*

Součinitel prostupu tepla závěsných trubek v 2.části III. tahu

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0{,}6 \cdot 38{,}355}{1 + \frac{38{,}355}{2400{,}306}} = 22{,}651 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.107)$$

Kde: *ψe – součinitel tepelné efektivnosti, pro dřevité palivo ψe = 0,6 dle [1]*

Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami v 2. části III. tahu

$$Q_{zt\ 2.č.III}^{skut} = \frac{S_{zt} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{8{,}691 \cdot 22{,}651 \cdot 351{,}951}{1000} = 69{,}285 \ kW \quad (10.108)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty, s jejich průběhy jsou znázorněny na Obr. 11

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{400{,}951 - 307{,}408}{ln\frac{400{,}602}{307{,}408}} = 351{,}951 \ °C \quad (10.109)$$

$$\Delta t_1 = t_{1.č\ III}^{skut} - t_{out}^{zt} = 679{,}394 - 278{,}792 = 400{,}602 \ °C \quad (10.110)$$

$$\Delta t_2 = t_{2.č\ III} - t_{in}^{zt} = 583{,}6 - 276{,}192 = 307{,}408 \ °C \quad (10.111)$$

Skutečná teplota na vstupu ze závěsných trubek v 2. části III. tahu

Ze skutečně odebraného tepla závěsnými turbkami vypočteme skutečnou entalpii na vstupu do počítané části závěsných trubek.

$$Q_{zt\ 2.č.III}^{skut} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot (i_{out} - i_{in}) \rightarrow i_{in} = i_{out} - \frac{Q_{zt\ 2.č.III}^{skut}}{0{,}96 \cdot M_{pp}} =$$
$$i_{in} = 2809{,}969 - \frac{69{,}285}{0{,}96 \cdot 5{,}556} = 2796{,}978 \ \frac{kJ}{kg} \quad (10.112)$$

Nyní známe tlak i skutečnou entalpii na vstupu do počítané části závěsných trubek, na základě toho určíme skutečnou teplotu na vstupu dle [3].

$$t_{in}^{zt\ skut} = 276{,}238\ °C \tag{10.113}$$

Odchylka od zvolené teploty na vstupu do 2. části závěsných trubek

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,046 [°C] což pro přesnost výpočtu dostačuje.

10.1.11 Kontrola teploty spalin na výstupu z 2. části III. tahu

Teplo spalin na vstupu do 2. části III. tahu

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{679{,}4} \cdot M_{pv} = 4801{,}131 \cdot 5{,}556 = 6859{,}719\ kW \tag{10.114}$$

Kde: $I_{sp}^{679{,}4}$ *- entalpie spalin na vstupu do 2. části III. tahuviz tabulka. 4 [kJ/kg]*

Teplo spalin na výstupu z 2. části III. tahu

Od vstupního tepla spalin odečteme odebrané teplo výhřevnými plochami, v tomto případěmembránovou stěnou, přehřívákem 3 a závěsnými trubkami.

$$\begin{aligned} Q_{out}^{sp} &= Q_{in}^{sp} - Q_{ms}^{2.č.III} - Q_{př3}^{skut} - Q_{zt\ 2.č.III}^{skut} = \\ &= 6859{,}719 - 172{,}743 - 791{,}639 - 69{,}285 = 5826{,}051\ kW \end{aligned} \tag{10.115}$$

Entalpie spalin na konci 2. části III. tahu

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{5826{,}051}{1{,}429} = 4077{,}665\ kJ/kg \tag{10.116}$$

Skutečná teplota na konci mříže

Teplota na konci mříže se určí lineární interpolací z tabulky 4.

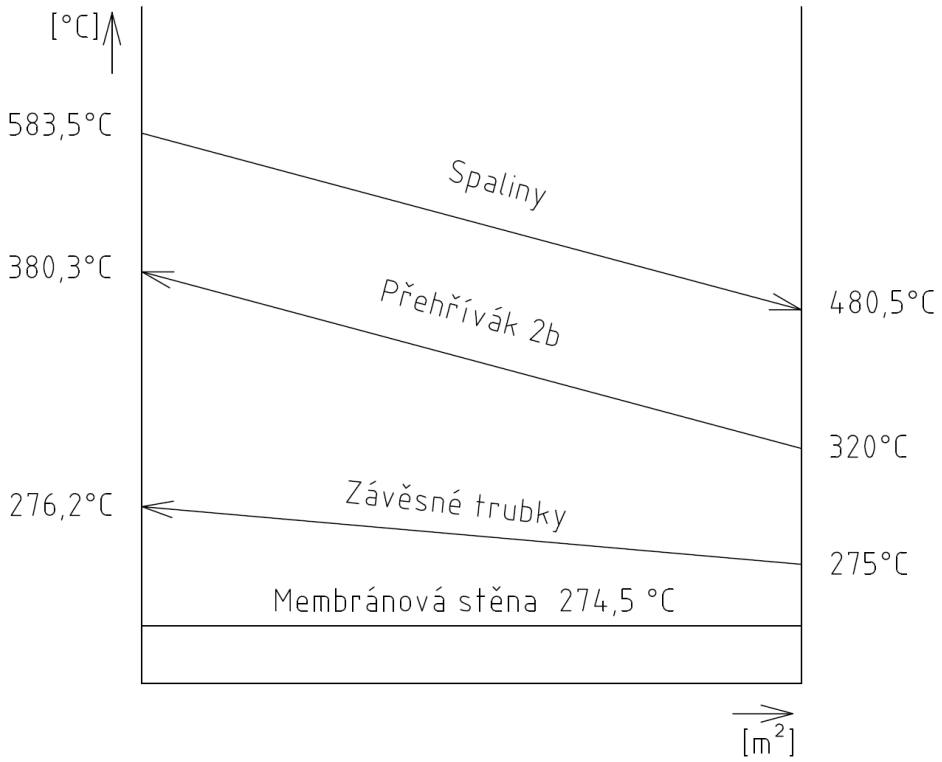
$$t_{2.č.III}^{skut} = 583{,}529\ °C \tag{10.117}$$

Odchylka od zvolené teploty na konci mříže

Zvolená teplota od skutečné se liší o 0,071 [°C] což pro přesnost výpočtu dostačuje.

11 NÁVRH 3.ČÁSTI III. TAHU

Část tvoří membránová stěna tahu a v ní umístěný přehřívák 2b, ten je závěšený na chlazených závěsných trubkách.Výšku 3.části III. tahu volím H=2,8 m s ohledem na rozměry přehříváku 2b.



Obr. 15: Průběh teploty spalin a pracovního média ve 3. části III. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu z 3. části III. tahu

$t_{3.č.III} = 480{,}5\ °C$

Střední teplota spalin ve 3. částí III. tahu

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_{2.č.III}^{skut} + t_{3.č.III}}{2} = \frac{583{,}529 + 480{,}5}{2} = 532{,}014\ °C \tag{10.118}$$

$$T_{stř}^{sp} = t_{stř}^{sp} + 273{,}15 = 532{,}014 + 273{,}15 = 805{,}164\ K \tag{10.119}$$

Světlý průřez spalin ve3.části III. tahu

$$F_{sp} = a \cdot b_{III} - n_{tr} \cdot D \cdot l_e - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} = \tag{10.120}$$

$$= 2{,}5 \cdot 2 - 25 \cdot 0{,}0318 \cdot 1{,}84 - 26 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}038^2}{4} = 3{,}508\ m^2$$

Kde: n_{tr}, D, l_e *– parametry přehříváku 2b viz tabula16*

n_{zt}, D_{zt} *- parametry závěsných trubek viz tabulka 12*

Skutečná rychlost spalin ve 3. části III. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{st\check{r}}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}6856 \cdot 1{,}429}{3{,}508} \cdot \frac{273{,}15 + 532{,}014}{273{,}15} = \tag{10.121}$$

$$= 5{,}626 \ m/s$$

11.1.1 Výpočet tepla odebraného v membránové stěně

Jedná se o podélné proudění kolem membránové stěny, pro které platí vztah.

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0715}{0{,}133} \cdot \left(\frac{5{,}626 \cdot 0{,}133}{7{,}936 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}8} \cdot 0{,}646^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \tag{10.122}$$

$$= 15{,}687 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m *– opravné součinitele dle [1]*
$\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$ *– jsou určeny pro střední teplotu spalin ve3. části III. tahuviz tabulka 8*
d_e *– ekvivalentní průměr [m]*

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{sp}}{O} = \frac{4 \cdot 3{,}508}{105{,}694} = 0{,}133 \ m \tag{10.123}$$

Kde: O *– obvod průřezu III. tahem [m]*

Obvod průřezu tahu

$$O = 2 \cdot (a + b_{III}) + \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} + 2 \cdot n_{tr} \cdot (l_e + D) =$$
$$= 2 \cdot (2{,}5 + 2) + \pi \cdot 0{,}038 \cdot 26 + 2 \cdot 25 \cdot (1{,}84 + 0{,}0318) = 105{,}694 \ m \tag{10.124}$$

Kde: n_{zt}, D_{zt} *– parametry závěsných trubek viz tabulka 12*
n_{tr}, l_e, D *– parametry přehříváku 2b viz tabulka 16*

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{st\check{r}}^{sp\,3} \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}195 \cdot 805{,}414^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{680{,}676}{805{,}164}\right)^4}{1-\frac{680{,}051}{805{,}164}} = \quad (10.125)$$

$$= 16{,}497 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st}– *stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}217} = 0{,}195 \quad (10.126)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s =$$
$$= (25{,}572 \cdot 0{,}3229 + 0) \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}26 = 0{,}217 \quad (10.127)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{st\check{r}}^{sp} + 273{,}15}{1000}\right) =$$

$$= \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}1962}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0326 \cdot 0{,}217}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{532{,}014 + 273{,}15}{1000}\right) = \quad (10.128)$$

$$= 25{,}572 \ m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0{,}9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0{,}9 \cdot 0{,}0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0{,}1 \cdot 0{,}08}{0{,}0318^2} - 1\right) = 0{,}26 \ m \quad (10.129)$$

Kde: s_1, s_2– *příčná a podélná roztečpřehříváku 2b viz tabulka16*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{v\acute{y}p} + \left(\varepsilon_{\mathrm{ms}} + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot \left(I_{sp}^{583{,}5} - I_{sp}^{480{,}5}\right)}{S_{otr}} \cdot 1000 =$$

$$= 274{,}492 + (0{,}003 + 0) \cdot \frac{1{,}429 \cdot (4077{,}665 - 3295{,}535)}{25{,}2} \cdot 1000 = \quad (10.130)$$

$$= 407{,}526 \ °C$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 \ = 407{,}526 + 273{,}15 \ = 680{,}676 \ K \quad (10.131)$$

Kde: I_{sp}^{t}– *entalpie spalin na vstupu a výstupu z 3. části III. tahu [kJ/kg], tabulka 4*
S_{otr}– *celkováplocha membránové stěny ve3. časti III. tahu [m^2]*

Celková plocha membránové stěny ve 3.části III. tahu

$$S_{otr} = 2 \cdot H \cdot (a + b_{III}) = 2 \cdot 2{,}8 \cdot (2{,}5 + 2) = 25{,}2 \ m^2 \quad (10.132)$$

Kde: *H – výška 3. části III. tahu, H = 2,8 m*

Součinitel přestupu tepla ze strany pracovního media

U membránových stěn lze součinitel přestupu tepla zanedbat dle [1].

$$\frac{1}{\alpha_p} \doteq 0$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0{,}6 \cdot 28{,}956 = 17{,}379 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.133)$$

Kde: ψ_e *– součinitel tepelné efektivnosti, pro dřevní štěpku volím* ψ_e *= 0,6 dle [1]*

Celkový součinitel přestupu ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 0{,}9 \cdot (15{,}687 + 16{,}497) = 28{,}966 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.134)$$

Kde: ω *- součinitel využití, charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím* ω *= 0,9*

Teplo odebrané v membránových stěnách ve 3. části III. tahu

$$Q^{ms}_{3.č.III} = \frac{S_{otr} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{25{,}2 \cdot 17{,}379 \cdot 254{,}05}{1000} = 111{,}264 \ kW \quad (10.135)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 13

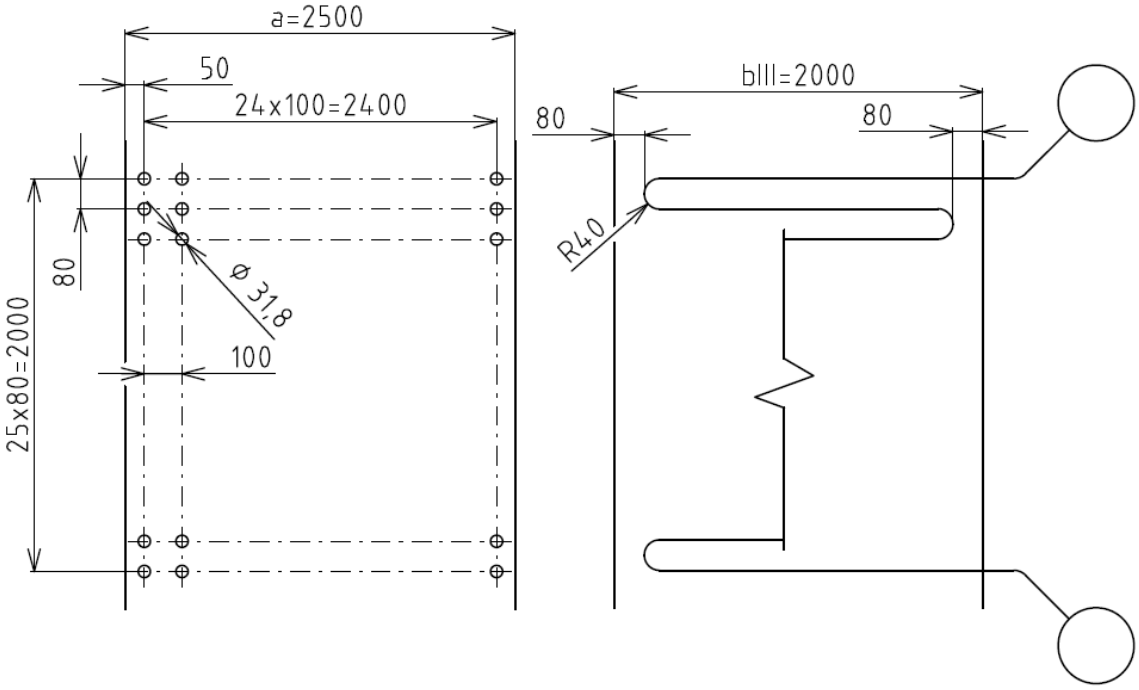
$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{309{,}037 - 206{,}008}{ln\frac{309{,}037}{206{,}008}} = 254{,}05 \ °C \quad (10.136)$$

$$\Delta t_1 = t^{skut}_{3.č.III} - t^{výp} = 583{,}529 - 274{,}492 = 309{,}037 \ °C \quad (10.137)$$

$$\Delta t_2 = t_{3.č.III} - t^{výp} = 480{,}5 - 274{,}492 = 206{,}008 \ °C \quad (10.138)$$

11.1.2 Tepelný výpočet přehříváku 2b

Přehřívák 2b je zapojen jako protiproudý.



Obr. 16: Rozměry přehříváku 2b a jeho umístění v tahu

	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubky	D_{zt}	0,0318	[m]
Tloušťka stěny	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d_{zt}	0,0238	[m]
Příčná rozteč	s_1	0,1	[m]
Střední podélná rozteč	s_2	0,08	[m]
Efektivní délka trubek	l_e	1,84	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	25	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	26	[-]
Počet hadů	n_{had}	1	[-]

Tab. 16: Geometrické parametry přehříváku 2b

	Vstup	*Výstup*	*Střední hodnota*
Tlak [MPa]	5,4	5,2	5,3
Teplota [°C]	320	380,3	350,15
Entalpie [kJ/kg]	2973,46	3143,52	3058,49
Měrný objem $v_{stř}$ [m^3/kg]			0,0485
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]			0,0557
Dynamická viskozita η_p [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]			0,0000221
Kinematická viskozita ν_p [$m^2 \cdot s^{-1}$]			$1{,}0707 \cdot 10^{-6}$
Prandtlovo číslo *Pr* [-]			1,079

Tab. 17: Parametry páry v přehříváku 2b dle [3]

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Jedná se o podélné proudění páry, pro které platí vztah.

$$\alpha_p = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0557}{0{,}0238} \cdot \left(\frac{23{,}879 \cdot 0{,}0238}{1{,}0707 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}079^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (10.139)$$

$$= 2108{,}677 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m – *opravné součinitele dle [1]*
w_p – *rychlost proudění páry v přehříváku 2b [m/s]*
λ_p, w_p, Pr – *parametry páry viz tabulka 9*

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot 0{,}0458}{0{,}011} = 23{,}879 \ m/s \quad (10.140)$$

Kde: M_{pp} – *množství vyrobené páry [kg/s]*
$v_{stř}$ – *měrný objem páry[m^3/kg]*
F_p – *průtočný průřez pro páru [m^2]*

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0{,}0238^2}{4} \cdot 25 \cdot 1 = 0{,}011 \ m^2 \quad (10.141)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Jedná se o příčné proudění spalin.

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

$$= 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}071443}{0{,}0318} \cdot \left(\frac{5{,}626 \cdot 0{,}0318}{7{,}936 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}646^{0{,}33} = \quad (10.142)$$

$$= 58{,}791 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_z – *opravný součinitel na počet podélných řad, pro* $n_{řad} > 10 \rightarrow c_z = 1$ *dle [1]*
c_s – *opravný součinitel na uspořádání svazků, pro* $\sigma_2 \geq 2 \rightarrow cs = 1$ *dle [1]*
λ_{sp} *- součinitel tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin* $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$*viz tabulka 9*
ν_{sp} – *kinematická viskozita spalin pro střední teplotu spalin* $[m^2 \cdot s^{-1}]$ *viz tabulka 9*
Pr – *Prandtlovo číslo pro střední teplotu spalin viz tabulka 9*

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}1}{0{,}0318} = 3{,}145 \tag{10.143}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0318} = 2{,}516 \tag{10.144}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot {T_{st\check{r}}^{sp}}^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}195 \cdot 805{,}414^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{673{,}729}{805{,}164}\right)^4}{1-\frac{650{,}083}{805{,}164}} = \tag{10.145}$$

$$= 16{,}281\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{\check{c}}$ *– stupeňčernosti proudu spalin pro střední teplotu spalin viz rovnice 10.126*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{p\check{r}2b} + (\varepsilon_{p\check{r}2b} + \frac{1}{\alpha_p}) \cdot \frac{Q_{p\check{r}2b}}{S_{p\check{r}2b}} \cdot 1000 =$$

$$= 350{,}15 + (0{,}006 + \frac{1}{2108{,}677}) \cdot \frac{930{,}628}{119{,}485} \cdot 1000 = 400{,}579\ °C \tag{10.146}$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 400{,}579 + 273{,}15 = 673{,}729\ K \tag{10.147}$$

Kde: $t_{st\check{r}}^{p\check{r}2b}$ *- střední teplota páry v přehříváku 2b [°C] viz tabulka 18*
$\varepsilon_{p\check{r}2b}$ *– součinitel zanesení přehříváku 2b, dle odborné konzultace* $\varepsilon_{p\check{r}2b} = 0{,}006$
$S_{p\check{r}2b}$ *– teplosměnná plocha přehříváku 2b [m²] viz rovnice 10.157*

11.1.3 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro přehřívák 2b

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (58{,}791 + 16{,}281) = 75{,}072 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.148)$$

Kde: *ω - součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím ω = 1*

Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 2b

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0{,}6 \cdot 75{,}072}{1 + \frac{75{,}072}{2108{,}677}} = 43{,}495 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.149)$$

Kde: *ψ_e – součinitel tepelné efektivnosti pro dřevité palivo ψ_e = 0,6 dle [1]*

Ideální plocha přehříváku 2b

$$S_{př2b}^{id} = \frac{Q_{př3} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{930{,}628 \cdot 1000}{43{,}495 \cdot 181{,}023} = 118{,}197 \ m^2 \quad (10.150)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty a jejich průběhy jsou zobrazeny na Obr. 14.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{203{,}224 - 160{,}5}{ln \frac{203{,}224}{160{,}5}} = 181{,}023 \ °C \quad (10.151)$$

$$\Delta t_1 = t_{2č.\ III}^{skut} - t_{out}^{př2b} = 583{,}529 - 380{,}3 = 203{,}224 \ °C \quad (10.152)$$

$$\Delta t_2 = t_{3.č\ III} - t_{out}^{př2b} = 480{,}5 - 320 = 160{,}5 \ °C \quad (10.153)$$

Kde: *$t_{out}^{př2b}, t_{out}^{př2b}$ - jsou teploty páry na vstupu a výstupu z přehříváku 2b [°C]*

Počet řad přehříváku 2b

$$n_{řad} = \frac{S_{pře2b}^{id}}{S_{řada}} = \frac{4{,}596}{118{,}197} = 25{,}72 \ \rightarrow \ volím \ n_{řad} = 26 \quad (10.154)$$

Kde: *$S_{řada}$ – plocha jedné řady v přehříváku 2b [m^2]*

Plocha jedné řady v přehříváku 2b

$$S_{řada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0{,}0318 \cdot 1{,}84 \cdot 25 \cdot 1 = 4{,}596 \ m^2 \quad (10.155)$$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 2b

$$Q_{př2b}^{skut} = \frac{S_{př3}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{119{,}484 \cdot 43{,}495 \cdot 181{,}023}{1000} = 940{,}758 \ kW \quad (10.156)$$

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2b

$$S_{př2b}^{skut} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0{,}318 \cdot 1{,}84 \cdot 25 \cdot 1 \cdot 26 =$$
$$= 119{,}484 \ m^2 \quad (10.157)$$

11.1.4 Výpočet tepla odebraného v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5,875	5,850	5,8625
Teplota [°C]	274,992	276,192	275,59
Entalpie [kJ/kg]	2789,619	2796,780	2793,20
Měrný objem $v_{stř}$ [m^3/kg]			0,0335
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]			0,0590
Dynamická viskozita η_p [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]			0,0000185
Kinematická viskozita ν_p [$m^2 \cdot s^{-1}$]			$6{,}2127 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo *Pr* [-]			1,469

Tab. 18: Parametry média v závěsných trubkách ve3. části III. tahu

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Jedná se o podélné proudění páry, platí pro něj následující vztah.

$$\alpha_p = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_p}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$
$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}059}{0{,}025} \cdot \left(\frac{13{,}578 \cdot 0{,}025}{6{,}2127 \cdot 10^{-7}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}469^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (10.158)$$
$$= 2456{,}342 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m – *opravné součinitele dle [1]*
λ_p, ν_p, Pr – *parametry páry [3]*

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot 0{,}0335}{0{,}013} = 13{,}578 \ m/s \quad (10.159)$$

Kde: F_p – *průtočný průřez pro páru rovnice10.31*

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Jedná se o podélné proudění stějně jako v případě membránové steny, součinitel přestupu tepla konvekcí u závěsných trubek se tedy schoduje se součinitelem membránové stěnyviz. rovnice10.122.

$$\alpha_k = 15{,}687\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{st\check{r}}^{sp\,3} \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}195 \cdot 805{,}164^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{565{,}913}{805{,}164}\right)^4}{1-\frac{565{,}913}{805{,}164}} = \quad (10.160)$$

$$= 13{,}264\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st}– *stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{\check{c}}$– *stupeňčernosti proudu spalin pro střední teplotu spalin rovnice 10.126*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{zt} + (\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_p}) \cdot \frac{Q_{zt\ 3.\check{c}.III}^{p\check{r}ed}}{S_{zt}} \cdot 1000\ =$$

$$= 275{,}59 + (0{,}004 + \frac{1}{2456{,}342}) \cdot \frac{38{,}194}{8{,}691} \cdot 1000\ = 292{,}763\ °C \quad (10.161)$$

$$T_z = t_z + 273{,}15\ = 292{,}763 + 273{,}15\ = 565{,}913\ K \quad (10.162)$$

Kde: ε_{zt} *– součinitel zanesení závěsných trubek, dle odborné konzultace* $\varepsilon_{zt} = 0{,}004$
$t_{st\check{r}}^{zt}$*- střední teplota média v závěsných trubkách v 3. části III. tahu [°C], viz tabulka 18*
S_{zt}*– teplosměnná plocha závěsných trubek ve3. části III. tahu [m²]*
$Q_{zt\ 3.\check{c}.III}^{p\check{r}ed}$*- předběžné teplo, které odeberou závěsné trubky [kW]*

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami v 3.části III. tahu

$$Q_{zt\ 3.\check{c}.III}^{p\check{r}ed} = 0{,}96 \cdot M_{pp}\ \cdot (i_{out} - i_{in}) =$$

$$= 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2796{,}78 - 2789{,}619) = 38{,}194\ kW \quad (10.163)$$

Kde: i_{out}, i_{in}– *entalpie páry na vstupu a výstupu závěsných trubek ve3. části III. tahu [kJ/kg], získamé z tabulky 18*

Teplosměnná plocha závěsných trubek ve3.části III. tahu

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot H \cdot n_{zt} \cdot n_{\check{r}ad} = \pi \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}8 \cdot 13 \cdot 2 = 8{,}691 \ m^2 \quad (10.164)$$

Kde: *H – výška 3. části III. tahu, H = 2,8 m*

11.1.5 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (15{,}687 + 13{,}264) = 28{,}951 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.165)$$

Kde: *ω - součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím ω = 1*

Součinitel prostupu tepla závěsných trubek ve3.části III. tahu

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0{,}6 \cdot 28{,}951}{1 + \frac{28{,}951}{2456{,}342}} = 17{,}168 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.166)$$

Kde: *ψe – součinitel tepelné efektivnosti pro dřevité palivo ψe = 0,6 dle [1]*

Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 3. části III. tahu

$$Q_{zt\ 3.č.III}^{skut} = \frac{S_{zt} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{8{,}691 \cdot 17{,}168 \cdot 253{,}016}{1000} = 37{,}752 \ kW \quad (10.167)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty s jejich pruběhy jsou znázorněny na Obr. 14.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{307{,}337 - 205{,}508}{ln\frac{307{,}337}{205{,}508}} = 253{,}016 \ °C \quad (10.168)$$

$$\Delta t_1 = t_{2.č\ III}^{skut} - t_{out}^{zt} = 583{,}529 - 276{,}192 = 307{,}337 \ °C \quad (10.169)$$

$$\Delta t_2 = t_{3.č\ III} - t_{in}^{zt} = 480{,}5 - 274{,}992 = 205{,}508 \ °C \quad (10.170)$$

Skutečná teplota na vstupu do závěsných trubek ve 3. III. tahu

Ze skutečně odebraného tepla závěsnými turbkami vypočteme skutečnou entalpii na vstupu do počítané části závěsných trubek.

$$Q_{zt\ 3.č.III}^{skut} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot (i_{out} - i_{in}) \rightarrow i_{in} = i_{out} - \frac{Q_{zt\ 3.č.III}^{skut}}{0{,}96 \cdot M_{pp}} = \quad (10.171)$$

$$i_{in} = 2796{,}78 - \frac{37{,}752}{0{,}96 \cdot 5{,}556} = 2789{,}702 \ kJ/kg$$

Nyní známe tlak i skutečnou entalpii na vstupu do počítané části závěsných trubek, na základě toho určíme skutečnou teplotu na vstupu dle [3].

$t_{in}^{zt\ skut} = 275{,}013\ °C$

Odchylka od zvolené teploty na vstupu do 3. části závěsných trubek

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,021 °C, což pro přesnost výpočtu dostačuje.

11.1.6 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 3. části III. tahu

Teplo spalin na vstupu do 3. části III. tahu

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{583,5} \cdot M_{pv} = 4077{,}665 \cdot 5{,}556 = 5826{,}051\ kW \quad (10.172)$$

Kde: $I_{sp}^{583,5}$ *- entalpie spalin na vstupu do 3. části III. tahuviz tabulka 4 [kJ/kg]*

Teplo spalin na výstupu ze3. části III. tahu

Od vstupního tepla spalin odečteme teplo odebrané výhřevnými plochami, v tomto případěmembránovou stěnou, přehřívákem 2b a závěsnými trubkami.

$$Q_{out}^{sp} = Q_{in}^{sp} - Q_{ms}^{3.č\,III} - Q_{př3}^{skut} - Q_{zt\ 3.č\,III}^{skut} = \\ = 5826{,}051 - 111{,}264 - 940{,}758 - 37{,}752 = 4736{,}278\ kW \quad (10.173)$$

Entalpie spalin na konci 3. části III. tahu

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{4736{,}278}{1{,}429} = 3314{,}931\ kJ/kg \quad (10.174)$$

Skutečná tepota na konci 3. části III. tahu

Teplota spalin na konci 3. části III. tahu se určí lineární interpolací z tabulky 4.

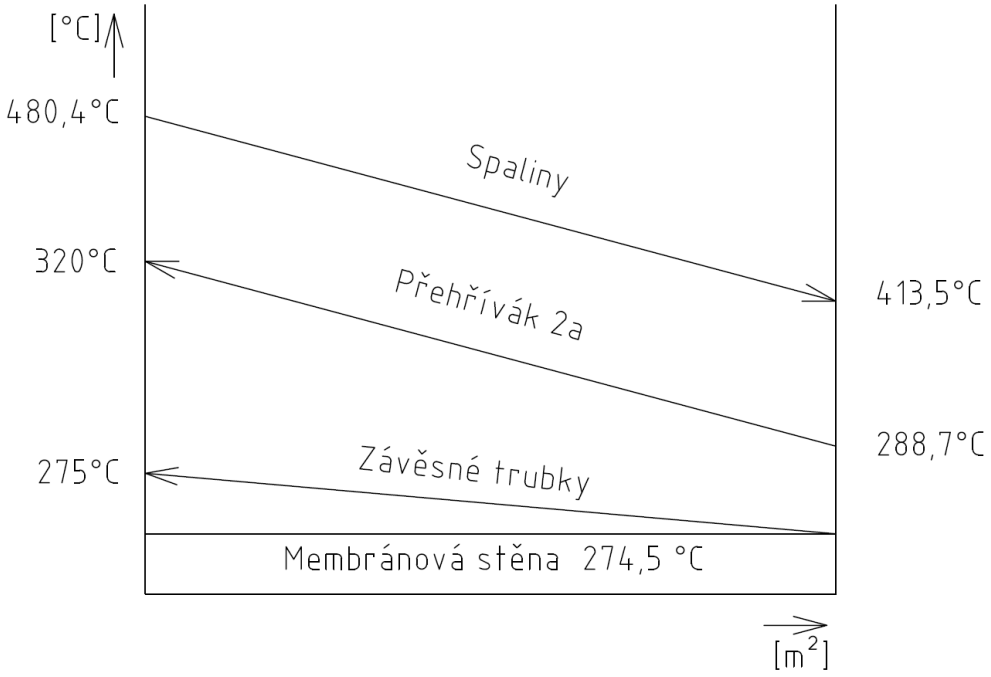
$$t_{3.č.III}^{skut} = 480{,}38\ °C \quad (10.175)$$

Odchylka od zvolené teploty na konci 3. části III. tahu

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,12 [°C], což pro přesnost výpočtu dostačuje.

11.1.7 Návrh 4.části III. Tahu

Tuto část tvoří membránová stěna tahu a v ní umístěný přehřívák 2a, zavěšený na chlazených závěsných trubkách. Výška 4.části III.tahuH = 2,64 mje zvolena s ohledem na rozměry přehříváku 2a.



Obr. 17: Průběh teploty spalin a pracovního média ve 4. části III. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu ze 4. části III. tahu

$$t_{4.č.III} = 413{,}5\ °C$$

Střední teplota spalin ve 4. částí III. tahu

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_{3.č.III}^{skut} + t_{4.č.III}}{2} = \frac{480{,}38 + 413{,}5}{2} = 446{,}94\ °C \tag{10.176}$$

$$T_{stř}^{sp} = t_{stř}^{sp} + 273{,}15 = 446{,}94 + 273{,}15 = 720{,}09\ K \tag{10.178}$$

Světlý průřez spalin ve 4.části III. tahu

$$F_{sp} = a \cdot b_{III} - n_{tr} \cdot D \cdot l_e - n_{zt} \cdot \frac{\pi \cdot D_{zt}^2}{4} =$$
$$= 2{,}5 \cdot 2 - 25 \cdot 0{,}0318 \cdot 1{,}84 - 26 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}038^2}{4} = 3{,}508\ m^2 \tag{10.179}$$

Kde: n_{tr}, D, l_e *– parametry přehříváku 2a viz tabulka19*

n_{zt}, D_{zt} *– parametryzávěsných trubek viz tabulka12*

Skutečná rychlost spalin ve 4. části III. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}687 \cdot 1{,}429}{3{,}508} \cdot \frac{273{,}15 + 446{,}94}{273{,}15} \tag{10.180}$$

$$= 5{,}03 \ m/s$$

11.1.8 Výpočet tepla odebraného v membránové stěně

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}063708}{0{,}133} \cdot \left(\frac{5{,}03 \cdot 0{,}133}{6{,}5323 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}8} \cdot 0{,}657^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \tag{10.181}$$

$$= 15{,}055 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m *– opravné součinitele dle [1]*
$\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$ *– jsou určeny pro střední teplotu spalin ve 4.č III. tahu, tabulka [9]*
d_e *– ekvivalentní průměr [m]*

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_{st}}{O} = \frac{4 \cdot 3{,}508}{105{,}694} = 0{,}133 \ m \tag{10.182}$$

Kde: O *– obvod průřezu III. tahemv místě přehříváku 2a [m]*

Obvod průřezu tahem

$$O = 2 \cdot (a + b_{III}) + \pi \cdot D_{zt} \cdot n_{zt} + 2 \cdot n_{tr} \cdot (l_e + D) =$$

$$= 2 \cdot (2{,}5 + 2) + \pi \cdot 0{,}038 \cdot 26 + 2 \cdot 25 \cdot (1{,}84 + 0{,}0318) = 105{,}694 \ m \tag{10.183}$$

Kde: n_{zt} *– počet závěsných trubek viz tabulka 12*

Součinitel přestupu tepla sáláním

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

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}202 \cdot 720{,}09^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{639{,}152}{720{,}09}\right)^4}{1 - \frac{639{,}152}{720{,}09}} = \tag{10.184}$$

$$= 13{,}089 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,226} = 0,202 \quad (10.185)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = \\ = (26,719 \cdot 0,3229 + 0) \cdot 0,101 \cdot 0,26 = 0,226 \quad (10.186)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{st\check{r}}^{sp} + 273,15}{1000}\right) = \\ = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,1962}{3,16 \cdot \sqrt{0,0326 \cdot 0,226}}\right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{446,94 + 273,15}{1000}\right) = \\ = 26,719 \ m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (10.187)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0,9 \cdot 0,318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,8}{0,0318^2} - 1\right) = 0,26\ m \quad (10.188)$$

Kde: s_1, s_2 *– příčná a podélná roztečpřehříváku 2a viz tabulka19*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{výp} + \left(\varepsilon_{\text{ms}} + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{M_{pv} \cdot \left(I_{sp}^{480,4} - I_{sp}^{413,5}\right)}{S_{otr}} \cdot 1000 = \\ = 274,492 + (0,003 + 0) \cdot \frac{1,429 \cdot (3314,93 - 2807,67)}{23,76} \cdot 1000 = \\ = 366,002\ °C \quad (10.189)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 366,002 + 273,15 = 639,152\ K \quad (10.190)$$

Kde: I_{sp}^{t} *– entalpie spalin na vstupu a výstupu ze4. části III. tahu [kJ/kg], tabulka 4*
S_{otr} *– celková plocha membránových stěn ve4. časti III. tahu [m^2]*

Celková plocha membránové stěny ve 4.části III. tahu

$$S_{otr} = 2 \cdot H \cdot (a + b_{III}) = 2 \cdot 2,64 \cdot (2,5 + 2) = 23,76\ m^2 \quad (10.191)$$

Kde: *H – je výška 4. části III. tahu, H = 2,64 m*

Součinitel přestupu tepla ze strany pracovního media

U membránových stěn součinitel přestupu tepla neuvažujeme, lze jej zanedat dle [1].

$$\frac{1}{\alpha_p} \doteq 0$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{\text{sp}} = 0{,}6 \cdot 25{,}329 = 15{,}198 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.192)$$

Kde: ψ_e *– součinitel tepelné efektivnosti pro dřevní štěpku, volím* ψ_e *= 0,6 dle [1]*

Celkový součinitel přestupu ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_{\text{k}} + \alpha_{\text{s}}) = 0{,}9 \cdot (15{,}055 + 13{,}089) = 25{,}329 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.193)$$

Kde: *ω - součinitel využití, charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím ω = 0,9*

Teplo odebrané v membránových stěnách 4. části III. tahu

$$Q_{ms}^{4.\check{c}.III} = \frac{S_{otr} \cdot k \cdot \Delta t_{\text{ln}}}{1000} = \frac{23{,}76 \cdot 15{,}198 \cdot 170{,}264}{1000} = 61{,}481 \ kW \quad (10.194)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty s jejich průběhy jsou znázorněny na Obr. 15

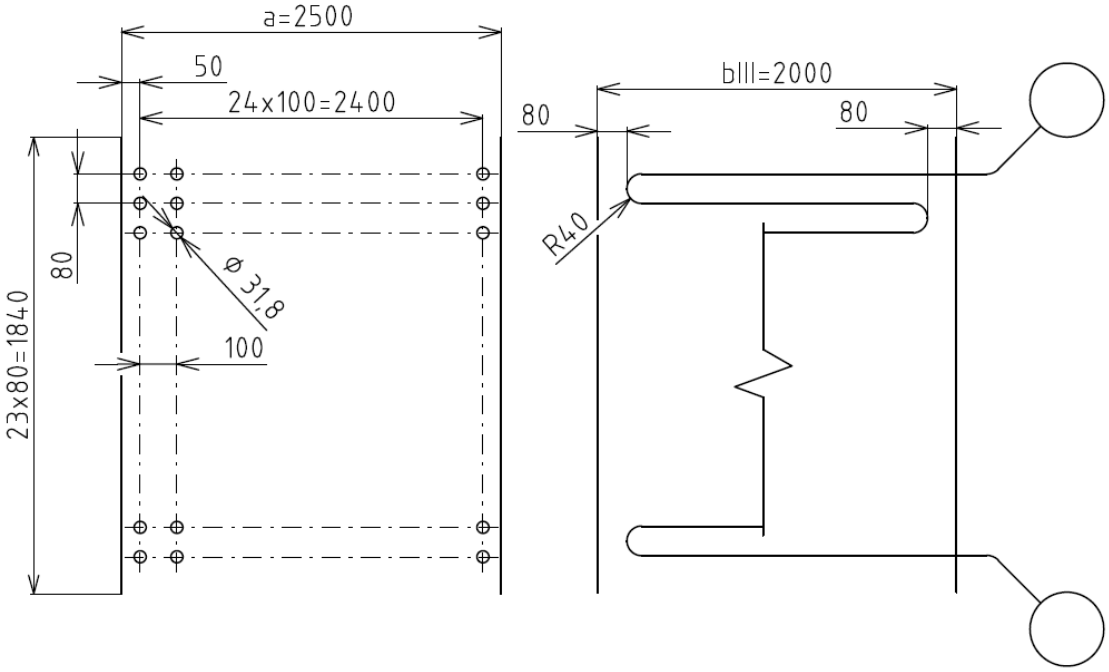
$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{205{,}89 - 139{,}01}{ln\frac{205{,}89}{139{,}01}} = 170{,}264 \ °C \quad (10.195)$$

$$\Delta t_1 = t_{3.\check{c}.III}^{skut} - t_{výp} = 480{,}38 - 274{,}492 = 205{,}89 \ °C \quad (10.196)$$

$$\Delta t_2 = t_{4.\check{c}.III} - t_{výp} = 413{,}5 - 274{,}492 = 139{,}01 \ °C \quad (10.197)$$

11.1.9 Tepelný výpočet přehříváku 2a

Přehřívák 2a je zapojen jako protiproudý.



Obr.18: Přehříváku 2a – rozměry a jeho umístění v tahu

	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubky	D_{zt}	0,0318	[m]
Tloušťka stěny	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d_{zt}	0,0238	[m]
Příčná rozteč	s_1	0,1	[m]
Střední podélná rozteč	s_2	0,08	[m]
Efektivní délka trubek	l_e	1,84	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	25	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	24	[-]
Počet hadů	n_{had}	1	[-]

Tab. 19: Geometrické parametry přehříváku 2a

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5,6	5,4	5,50
Teplota [°C]	288,67	320	304,34
Entalpie [kJ/kg]	2861,54	2973,46	2917,50
Měrný objem $v_{stř}$ [m^3/kg]			0,0408
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]			0,055
Dynamická viskozita η_p [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]			0,0000199
Kinematická viskozita v_p [$m^2 \cdot s^{-1}$]			$8{,}139 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr_p [-]			1,209

Tab. 20: Parametry páry v přehříváku 2a dle [3]

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Pro podélnou konvekci platí

$$\alpha_p = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}055}{0{,}0238} \cdot \left(\frac{19{,}587 \cdot 0{,}0238}{8{,}13903 \cdot 10^{-7}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}209^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (10.198)$$

$$= 2302{,}302 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m *– opravné součinitele dle [1]*
w_p *– rychlost proudění páry [m/s]*
λ_p, ν_p, Pr *– parametry páry viz tabulka 12*

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot 0{,}0408}{0{,}011} = 19{,}587 \ m/s \quad (10.199)$$

Kde: M_{pp} *– množství vyrobené páry [kg/s]*
$v_{stř}$ *– měrný objem páry[m^3/kg] viz tabulka 12*
F_p *– průtočný průřez pro páru [m^2]*

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0{,}0238^2}{4} \cdot 25 \cdot 1 = 0{,}011 \ m^2 \quad (10.200)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

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

$$= 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}063707}{0{,}0318} \cdot \left(\frac{5{,}03 \cdot 0{,}0318}{6{,}5323 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}657^{0{,}33} = \quad (10.201)$$

$$= 55{,}655 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_z *– opravný součinitel na podélných počet řad, pro* $n_{řad} > 10 \rightarrow c_z = 1$ *dle [1]*
c_s *– opravný součinitel na uspořádání svazků, pro* $\sigma_2 \geq 2 \rightarrow c_s = 1$ *dle [1]*
λ_{sp} *- součinitel tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin*[$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]*viz tabulka 9*
ν_{sp} *– kinematická viskozita spalin pro střední teplotu spalin*[$m^2 \cdot s^{-1}$]*viz tabulka 9*
Pr– Prandtlovo číslo pro střední teplotu spalin viz tabulka 9

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}1}{0{,}0318} = 3{,}145 \tag{10.202}$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0318} = 2{,}516 \tag{10.203}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot {T_{st\check{r}}^{sp}}^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}202 \cdot 720{,}09^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{588{,}39}{720{,}09}\right)^4}{1-\frac{588{,}39}{720{,}09}} = \tag{10.204}$$

$$= 11{,}753\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st}– *stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{\check{c}}$– *stupeňčernosti proudu spalin, pro střední teplotu spalin viz rovnice10.185*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{p\check{r}2a} + (\varepsilon_{p\check{r}2a} + \frac{1}{\alpha_p}) \cdot \frac{Q_{p\check{r}2a}}{S_{p\check{r}2a}} \cdot 1000 =$$

$$= 304{,}34 + (0{,}002 + \frac{1}{2302{,}302}) \cdot \frac{612{,}417}{110{,}293} \cdot 1000 = 315{,}24\ °C \tag{10.205}$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 315{,}24 + 273{,}15 = 588{,}39\ K \tag{10.206}$$

Kde: $t_{st\check{r}}^{p\check{r}2a}$ *- střední teplota páry v přehříváku 2a [°C] viz tabulka 12*
$\varepsilon_{p\check{r}2a}$– *součinitel zanesení přehříváku 2a, dle odborné konzultace* $\varepsilon_{p\check{r}2a} = 0{,}002$
$Q_{p\check{r}2a}$–*předběžný tepelný výkon přehříváku 2a [kW] viz rovnice 10.207*
$S_{p\check{r}2a}$– *teplosměnná plocha přehříváku 2a [m^2] viz rovnice 10.218*

Předběžný výkon přehříváku 2a

$$\mathrm{Q_{př2a}} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot \left(i_{out}^{př2a} - i_{in}^{př2a}\right) = 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2973{,}46 - 2861{,}54) = 612{,}417\ kW \quad (10.207)$$

Kde: $i_{out}^{př2a}, i_{in}^{př2a}$ *- jsou entalpie páryna vstupu a výstupu přehříváku 2a [kJ/kg] viz tabulka 20*

11.1.10 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro přehřívák 2a

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (55{,}655 + 11{,}753) = 67{,}408\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.208)$$

Kde: ω *- součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím* $\omega = 1$

Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 2a

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0{,}6 \cdot 67{,}408}{1 + \frac{67{,}408}{2302{,}302}} = 39{,}284\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.209)$$

Kde: ψ_e *– součinitel tepelné efektivnosti pro dřevité palivo* $\psi_e = 0{,}6$ *dle [1]*

Ideální plocha přehříváku 2a

$$S_{př2a}^{id} = \frac{\mathrm{Q_{př2a}} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{612{,}417 \cdot 1000}{39{,}294 \cdot 141{,}863} = 109{,}862\ m^2 \quad (10.210)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na obrázku 15.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{160{,}38 - 124{,}829}{ln\frac{160{,}38}{124{,}829}} = 141{,}863\ °C \quad (10.211)$$

$$\Delta t_1 = t_{3č.\ III}^{skut} - t_{out}^{př2a} = 480{,}38 - 320 = 160{,}38\ °C \quad (10.212)$$

$$\Delta t_2 = t_{4.č\ III} - t_{in}^{př2a} = 413{,}5 - 288{,}67 = 124{,}829\ °C \quad (10.214)$$

Kde: $t_{out}^{př2a}, t_{in}^{př2a}$ *- jsou teploty páry na vstupu a výstupu přehříváku 2a [°C]*

Počet řad přehříváku 2a

$$n_{řad} = \frac{S_{pře2a}^{id}}{S_{řada}} = \frac{109{,}862}{4{,}596} = 23{,}906 \rightarrow volím\ n_{řad} = 24 \quad (10.215)$$

Kde: $S_{řada}$ *– plocha jedné řady přehříváku 2a [m²]*

Plocha jedné řady přehříváku 2a

$$S_{\check{r}ada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0{,}318 \cdot 1{,}84 \cdot 25 \cdot 1 = 4{,}596 \ m^2 \quad (10.216)$$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 2a

$$Q_{p\check{r}2a}^{skut} = \frac{S_{p\check{r}2a}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{110{,}239 \cdot 39{,}294 \cdot 141{,}863}{1000} = 614{,}815 \ kW \quad (10.217)$$

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2a

$$S_{p\check{r}2a} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{\check{r}ad} = \pi \cdot 0{,}0318 \cdot 1{,}84 \cdot 25 \cdot 1 \cdot 24 = \\ = 110{,}293 \ m^2 \quad (10.218)$$

11.1.11 Výpočet tepla odebraného v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5,9	5,875	5,89
Teplota [°C]	274,492	274,992	274,74
Entalpie [kJ/kg]	2785,641	2789,619	2787,63
Měrný objem $v_{stř}$ [m^3/kg]			0,0332
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]			0,0594
Dynamická viskozita η_p [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]			0,0000185
Kinematická viskozita v_p [$m^2 \cdot s^{-1}$]			$6{,}1328 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr_p [-]			1,490

Tab.21: Parametry média v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

Jedná se o podélné proudění páry v závěsných trubkách, pro které platí následující vztah.

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_{zt}} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_{zt}}{\nu_p}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m = \\ = 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0594}{0{,}025} \cdot \left(\frac{13{,}436 \cdot 0{,}025}{6{,}13284 \cdot 10^{-7}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}49^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ = 2490{,}414 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.219)$$

Kde: c_t, c_l, c_m – *opravné součinitele dle [1]*
λ_p, ν_p, Pr – *parametry páry viz tabulka 13*

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot v_{st\check{r}}}{F_p} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot 0{,}0332}{0{,}013} = 13{,}436 \ m/s \tag{10.220}$$

Kde: F_p *– průtočný průřez pro páru viz rovnice10.31*

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Jedná se o podélné proudění spalin okolo závěsných trubek stejně jako v případě membránové stěny, součinitel přestupu tepla konvekcí u závěsných trubek se tedy schoduje se součinitelem membránové stěny viz rovnice 10.181.

$$\alpha_k = 15{,}055 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{st\check{r}}^{sp\,3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}202 \cdot 720{,}09^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{557{,}994}{720{,}09}\right)^4}{1 - \frac{557{,}994}{720{,}09}} = \tag{10.221}$$

$$= 11{,}017 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{\check{c}}$ *– stupeňčernosti proudu spalin pro střední teplotu spalin, rovnice 10.185*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{st\check{r}}^{zt} + (\varepsilon_{zt} + \frac{1}{\alpha_p}) \cdot \frac{Q_{zt\ 4.\check{c}.III}^{p\check{r}ed}}{S_{zt}} \cdot 1000 =$$

$$= 274{,}74 + (0{,}004 + \frac{1}{2490{,}414}) \cdot \frac{21{,}216}{8{,}194} \cdot 1000 = 284{,}844 \ °C \tag{10.222}$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 284{,}844 + 273{,}15 = 557{,}994 \ K \tag{10.223}$$

Kde: ε_{zt} *– součinitel zanesení závěsných trubek, dle odborné konzultace* $\varepsilon_{zt} = 0{,}004$
$t_{st\check{r}}^{zt}$ *- střední teplota média v závěsných trubkách ve4. části III. tahu [°C], viz tabulka13*
S_{zt} *– teplosměnná plocha závěsných trubek ve4. části III. tahu [m²]*
$Q_{zt\ 4.\check{c}\ III}^{p\check{r}ed}$ *- předběžné teplo, které odeberou závěsné trubky [kW]*

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami v 4.části III. tahu

$$Q_{zt\ 4.č.III}^{před} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot (i_{out} - i_{in}) = \\ = 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2789{,}619 - 2785{,}641) = 21{,}216\ kW \quad (10.224)$$

Kde: i_{out}, i_{in} – *entalpie páry na vstupu a výstupu závěsných trubek ve 4. části III. tahu [kJ/kg], získamé z tabulky 13*

Teplosměnná plocha závěsných trubek ve4.části III. tahu

$$S_{zt} = \pi \cdot D_{zt} \cdot H \cdot n_{zt} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0{,}038 \cdot 2{,}64 \cdot 13 \cdot 2 = 8{,}194\ m^2 \quad (10.225)$$

Kde: *H – výška 4. části III. tahu, H = 2,64 m*

11.1.12 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (15{,}055 + 11{,}017) = 26{,}072\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.226)$$

Kde: *ω - součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím ω = 1*

Součinitel prostupu tepla závěsných trubek ve4.části III. tahu

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0{,}6 \cdot 26{,}072}{1 + \frac{26{,}072}{2490{,}414}} = 15{,}481\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10.227)$$

Kde: ψ_e *– součinitel tepelné efektivnosti pro dřevité palivo* ψ_e *= 0,6 dle [1]*

Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 4. části III. tahu

$$Q_{zt\ 4.č.III}^{skut} = \frac{S_{zt} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{8{,}194 \cdot 15{,}481 \cdot 170{,}044}{1000} = 21{,}571\ kW \quad (10.228)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na obrázku16

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{205{,}388 - 139{,}008}{ln\frac{205{,}388}{139{,}008}} = 170{,}044\ °C \quad (10.229)$$

$$\Delta t_1 = t_{3.č.III}^{skut} - t_{out}^{zt} = 480{,}38 - 274{,}992 = 205{,}388\ °C \quad (10.230)$$

$$\Delta t_2 = t_{4.č.III} - t_{in}^{zt} = 413{,}5 - 274{,}492 = 139{,}008\ °C \quad (10.231)$$

Skutečná entalpie páry na vstupu do 4. části závěsných trubek

Ze skutečně odebraného tepla závěsnými turbkami vypočteme skutečnou entalpii na vstupu do počítané části závěsných trubek.

$$Q_{zt\ 4.č.III}^{skut} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot (i_{out} - i_{in}) \quad \rightarrow \quad i_{in} = i_{out} - \frac{Q_{zt\ 4.č.III}^{skut}}{0{,}96 \cdot M_{pp}} =$$

$$i_{in} = 2796{,}78 - \frac{21{,}571}{0{,}96 \cdot 5{,}556} = 2785{,}574\ kJ/kg \tag{10.232}$$

Skutečná teplota páry na vstupu do 4. části závěsných trubek

Nyní znám tlak i skutečnou entalpii na vstupu do počítané části závěsných trubek, na základě toho určíme skutečnou teplotu na vstupu dle [3].

$$t_{in}^{zt\ skut} = 274{,}501\ °C \tag{10.233}$$

Odchylka od zvolené teploty na vstupu do 4. části závěsných trubek

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,009 °C, což pro přesnost výpočtu dostačuje.

11.1.13 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 4. části III. tahu

Teplo spalin na vstupu do 4. části III. tahu

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{480{,}38} \cdot M_{pv} = 3314{,}931 \cdot 5{,}556 = 4736{,}278\ kW \tag{10.243}$$

Kde: $I_{sp}^{480{,}38}$ *- entalpie spalin na vstupu do 4. části III. tahuviz tabulka 9 [kJ/kg]*

Teplo spalin na výstupu ze4. části III. tahu

Od vstupního tepla spalin odečteme odebrané teplo výhřevnými plochami, v tomto případěmembránovou stěnou, přehřívákem 2a a závěsnými trubkami.

$$Q_{out}^{sp} = Q_{in}^{sp} - Q_{ms}^{4.č.III} - Q_{př2a}^{skut} - Q_{zt\ 4.č\ III}^{skut} =$$

$$= 4736{,}278 - 61{,}481 - 614{,}815 - 21{,}571 = 4038{,}411\ kW \tag{10.244}$$

Entalpie spalin na výstupu ze4. části III. tahu

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{4038{,}411}{1{,}429} = 2826{,}492\ kJ/kg \tag{10.245}$$

Skutečná teplota spalin na výstupu ze 4. části III. tahu

Teplota na konci 4. části III. tahu se určí lineární interpolací z tabulky 4.

$$t_{4.č.III}^{skut} = 413{,}143\ °C \tag{10.246}$$

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,357 °C, což pro přesnost výpočtu dostačuje.

12 NÁVRH IV. A V. TAHU

Čtvrtý a pátý tah tvoří pouze plechová šachta. Svazky výhřevných ploch jsou již zavěšeny na nechlazených závěsných trubkách. Ve IV. tahu se nachází svazek přehříváku 1 a dva svazky ekonomizéru. V pátem tahu jsou zavěšeny další dva svazky ekonomizéru a ohřívák vzduchu 2.Výpočet je proveden dle [1].

Šířka IV.

Šířku tahu opět počítame na základě zvolené nejvyšší rychlosti spalin ve čtvrtém tahu. Nejvyšší rychlost proudění spalin je odhadována na vstupu do přehříváku 1. Tu po odborné konzultaci volím w_{sp} = 5m/s.

Šířka b_{IV}

$$b_{IV} = \frac{F_{sp}}{a - n_{tr} \cdot D} = \frac{3{,}233}{2{,}5 - 30 \cdot 0{,}0318} = 2{,}091 \ \rightarrow \ volím \ \ b_{IV} = 2{,}2\ m \tag{11.1}$$

Kde: n_{tr} *– počet trubek v jedné řaděpřehříváku1 viz tabulka22*
D – vnější průměr trubek v přehříváku 1 [m] viz tabulka22

Světlý průřez spalin

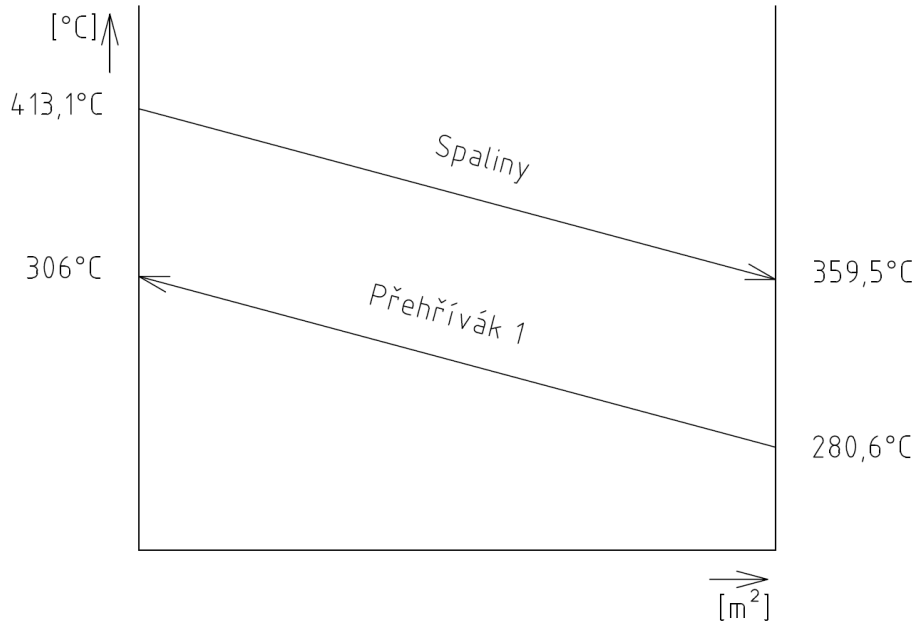
$$F_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{w_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 \cdot t_{sp}^{stř}}{273{,}15} = \frac{4{,}686 \cdot 5{,}556}{5} \cdot \frac{273{,}15 \cdot 386{,}321}{273{,}15} = \tag{11.2}$$

$$= 3{,}233\ m^2$$

Kde: w_{sp} *– rychlost spalin na vstupu do přehříváku1, zvolena po odborné konzultaci* w_{sp} *= 5 m/s*
$t_{sp}^{stř}$ *– střední teplota spalin v přehříváku 1 [°C] viz rovnice 11.3*

12.1.1 Návrh 1.části IV. a V. tahu

V první části se nachází svazek trubek přehříváku 1.



Obr. 19: Průběh teploty spalin a pracovního média v 1. části IV. a V. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu z 1. části IV. a V.tahu

$$t_{1.č.IV} = 359{,}5\ °C$$

Střední teplota spalin v 1. částí IV. a V. tahu

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_{4.č.III}^{skut} + t_{1.č.IV}}{2} = \frac{413{,}143 + 359{,}5}{2} = 386{,}321\ °C \tag{11.3}$$

$$T_{stř}^{sp} = t_{stř}^{sp} + 273{,}15 = 386{,}321 + 273{,}15 = 659{,}471\ K \tag{11.4}$$

Světlý průřez spalin v 1.části IV.a V. tahu

$$F_{sp} = a \cdot b_{IV} - n_{tr} \cdot D \cdot l_e = 2{,}5 \cdot 2{,}2 - 30 \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}1 = 3{,}497\ m^2 \tag{11.5}$$

Kde: n_{tr}, D, l_e *– parametry přehříváku 1 viz tabulka22*

Rychlost prudění spalin v 1.části IV.a V. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}686 \cdot 1{,}429}{3{,}497} \cdot \frac{273{,}15 + 386{,}321}{273{,}15} = \tag{11.6}$$

$$= 4{,}622\ m/s$$

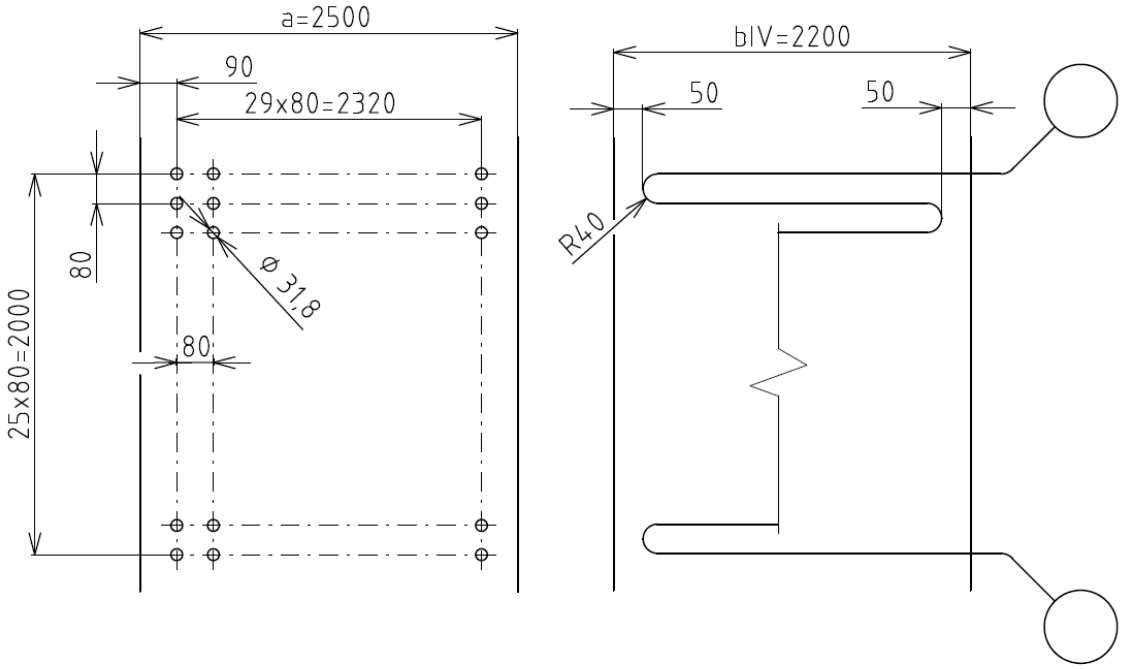
12.1.2 Tepelný výpočet přehříváku 1

	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	0,032	[m]
Tloušťka stěny	t	0,004	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,024	[m]
Příčná rozteč	s_1	0,080	[m]
Střední podélná rozteč	s_2	0,080	[m]
Efektivní délka trubek	l_e	2,100	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	30,000	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	26,000	[-]
Počet hadů	n_{had}	1,000	[-]

Tab. 22: Geometrické parametry přehříváku 1

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	5,8	5,6	5,7
Teplota [°C]	280,614	305,979	293,30
Entalpie [kJ/kg]	2819,268	2922,262	2870,77
Měrný objem $v_{stř}$ [m^3/kg]			0,0375
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]			0,0559
Dynamická viskozita η_p [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]			0,0000194
Kinematická viskozita v_p [$m^2 \cdot s^{-1}$]			$7{,}2733 \cdot 10^{-7}$
Prandtlovo číslo Pr [-]			1,280

Tab. 23: Parametry média v přehříváku 1 dle [3]



Obr.20: Rozměry přehříváku 1a jeho umístění v tahu

Součinitel přestupu tepla ze strany páry

$$\alpha_p = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d}{\nu_p}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$

$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}0559}{0{,}0238} \cdot \left(\frac{14{,}999 \cdot 0{,}0238}{7{,}2733 \cdot 10^{-7}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}28^{0{,}4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \quad (11.7)$$

$$= 2128{,}896 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_t, c_l, c_m *– opravné součinitele dle [1]*
λ_p, ν_p, Pr *– parametry páry viz tabulka 15*

Rychlost proudění páry

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_p} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot 0{,}0375}{0{,}013} = 14{,}999 \ m/s \quad (11.8)$$

Kde: M_{pp} *– množství vyrobené páry [kg/s]*
$v_{stř}$ *– měrný objem páry[m^3/kg] viz tabulka 15*
F_p *– průtočný průřez pro páru [m^2]*

Průtočný průřez pro páru

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0{,}0238^2}{4} \cdot 30 \cdot 1 = 0{,}013 \ m^2 \quad (11.9)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

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

$$= 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}058212}{0{,}0318} \cdot \left(\frac{4{,}622 \cdot 0{,}0318}{5{,}5964 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}667^{0{,}33} = \quad (11.10)$$

$$= 53{,}472 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_z *– opravný součinitel na počet podélných řad, pro* $n_{řad} > 10 \rightarrow c_z = 1$ *dle [1]*
c_s *– opravný součinitel na uspořádání svazků, pro* $\sigma_2 \geq 2 \rightarrow c_s = 1$ *dle [1]*
λ_{sp} *- součinitel tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin* $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$*viz tabulka 8*
ν_{sp} *– kinematická viskozita spalin pro střední teplotu spalin* $[m^2 \cdot s^{-1}]$*viz tabulka 8*
Pr *– Prandtlovo číslo pro střední teplotu spalin viz tabulka 8*

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0318} = 2{,}516 \quad (11.11)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0318} = 2{,}516 \tag{11.12}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{st\check{r}}^{sp\,3} \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}186 \cdot 659{,}471^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{573{,}058}{659{,}471}\right)^4}{1-\frac{573{,}058}{659{,}471}} = \tag{11.13}$$

$$= 8{,}998\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*
$a_{\check{c}}$ *– stupeňčernosti proudu spalin pro střední teplotu spalin*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}206} = 0{,}186 \tag{11.14}$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s =$$
$$= (31{,}32 \cdot 0{,}3229 + 0) \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}202 = 0{,}206 \tag{11.15}$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{sp}^{st\check{r}} + 273{,}15}{1000}\right) =$$
$$= \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}193}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0326 \cdot 0{,}202}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{386{,}321 + 273{,}15}{1000}\right) = \tag{11.16}$$
$$= 31{,}32\ m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0{,}9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0{,}9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0{,}08 \cdot 0{,}08}{0{,}0318^2} - 1\right) = 0{,}202\ m \tag{11.17}$$

Kde: s_1, s_2 *– příčná a podélná roztečpřehříváku 1 viz tabulka 22*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{stř}^{př1} + (\varepsilon_{př1} + \frac{1}{\alpha_p}) \cdot \frac{Q_{př1}}{S_{př1}} \cdot 1000 = \\ = 293{,}3 + \left(0{,}002 + \frac{1}{2128{,}896}\right) \cdot \frac{549{,}304}{163{,}641} \cdot 1000 = 299{,}908\ °C \quad (11.18)$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 299{,}908 + 273{,}15 = 573{,}058\ K \quad (11.19)$$

Kde: $t_{stř}^{př1}$ - střední teplota páry v přehříváku 1 [°C] viz tabulka 15
$\varepsilon_{př1}$ – součinitel zanesení přehříváku 1, dle odborné konzultace $\varepsilon_{př1}$ = 0,002
$Q_{př1}$ – předběžný tepelný výkon přehříváku 1 [kW]
$S_{př1}$ – teplosměnná plocha přehříváku 1 [m^2] viz. 11.30

Předběžný výkon přehříváku 1

$$Q_{př1} = 0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot (i_{out}^{př1} - i_{in}^{př1}) = \\ = 0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot (2922{,}262 - 2819{,}268) = 549{,}304\ kW \quad (11.20)$$

Kde: $i_{out}^{př1}$, $i_{in}^{př1}$ - *výstupní a vstupní entalpie páry v přehříváku 1 [kJ/kg] viz tabulka 15*

12.1.3 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin pro přehřívák 1

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (53{,}472 + 8{,}998) = 62{,}469\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (11.21)$$

Kde: ω - *součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, volím* $\omega = 1$

Součinitel prostupu tepla pro přehřívák 1

$$k = \frac{\psi_e \cdot \alpha_{sp}}{1 + \frac{\alpha_{sp}}{\alpha_p}} = \frac{0{,}6 \cdot 62{,}469}{1 + \frac{62{,}469}{2128{,}896}} = 36{,}413\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (11.22)$$

Kde: ψ_e – *součinitel tepelné efektivnosti pro dřevité palivo* ψ_e = *0,6 dle [1]*

Ideální plocha přehříváku 1

$$S_{př1}^{id} = \frac{Q_{př1} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{549{,}304 \cdot 1000}{36{,}413 \cdot 92{,}304} = 163{,}431\ m^2 \quad (11.23)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na obrázku 19

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{107{,}16 - 78{,}89}{ln\frac{107{,}16}{78{,}89}} = 92{,}304\ °C \quad (11.24)$$

$$\Delta t_1 = t_{4.č.III}^{skut} - t_{out}^{př1} = 413{,}143 - 305{,}979 = 107{,}16\ °C \quad (11.25)$$

$$\Delta t_2 = t_{1.č.IV} - t_{in}^{př1} = 359{,}5 - 280{,}614 = 78{,}89\ °C \quad (11.26)$$

Počet řad přehříváku 1

$$n_{řad} = \frac{S_{pře1a}^{id}}{S_{řada}} = \frac{163{,}431}{6{,}294} = 25{,}967 \ \rightarrow \ volím\ n_{řad} = 26 \quad (11.27)$$

Kde: $S_{řada}$ *– plocha jedné řady v přehříváku 1 [m^2]*

Plocha jedné řady v přehříváku 1

$$S_{řada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \pi \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}1 \cdot 30 \cdot 1 = 6{,}294\ m^2 \quad (11.28)$$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 1

$$Q_{př1}^{skut} = \frac{S_{př1}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{163{,}641 \cdot 36{,}413 \cdot 92{,}304}{1000} = 550{,}007\ kW \quad (11.29)$$

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 1

$$S_{př1} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} = \pi \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}1 \cdot 30 \cdot 1 \cdot 26 = \\ = 163{,}641\ m^2 \quad (11.30)$$

12.1.4 Kontrola teploty spalin na výstupu z 1. části IV. a V. tahu

Teplo spalin na vstupu do 1. části IV. a V. tahu

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{413,1} \cdot M_{pv} = 2826{,}492 \cdot 1{,}429 = 4038{,}441\ kW \quad (11.31)$$

Kde: $I_{sp}^{413,1}$*- entalpie spalin na vstupu do 1. části IV.a V. tahuviz tabulka4 [kJ/kg]*

Teplo spalin na výstupu z 1. části IV.a V. tahu

Od vstupního tepla spalin odečteme teplo,které odeberou výhřevné plochy. V tomto případěse jedná pouze o teplo odebrané přehřívákem 1.

$$Q_{out}^{sp} = Q_{in}^{sp} - Q_{př1}^{skut} = 4038{,}441 - 550{,}007 = 3488{,}404\ kW \quad (11.32)$$

Entalpie spalin na konci 1. části IV. a V. tahu

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{3488{,}404}{1{,}429} = 2441{,}541 \ kJ/kg \tag{11.33}$$

Skutečná tepota na konci 1. části IV. a V. tahu

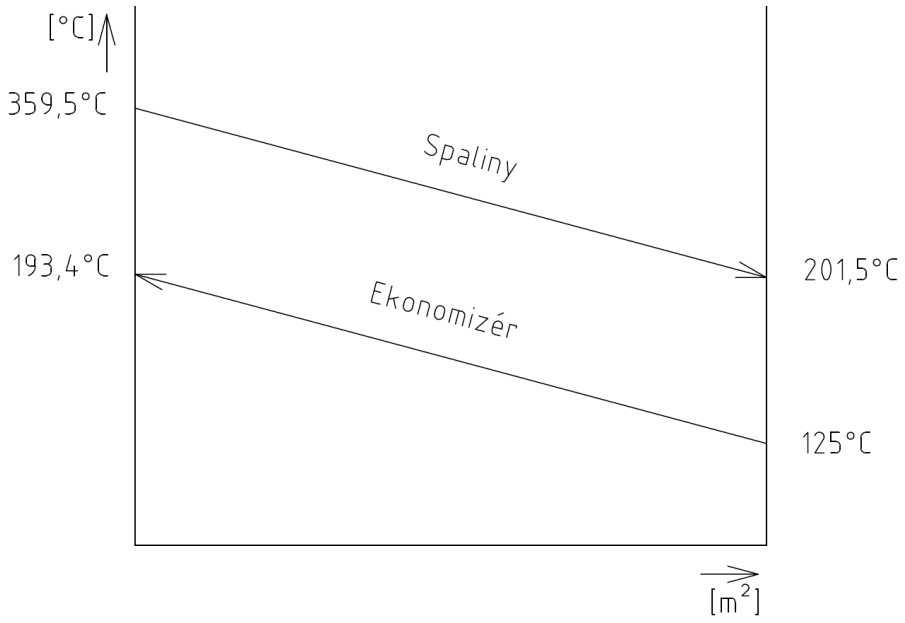
Teplotu určíme lineární interpolací z tabulky 4.

$$t_{1.č.IV}^{skut} = 359{,}473 \ °C \tag{11.34}$$

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,027°C, což pro přesnost výpočtu dostačuje.

12.1.5 Návrh 2. části IV.a V. tahu

V této části jsou zavěšeny svazky ekonomizéru.Při návrhu ekonimizéru může nastat problem s rychlostí proudění vody v trubkách. Zejména při nižším výkonu kotle by mohla rychlost proudění vody v ekonomizéru klesnout až na velmí nízké hodnoty,pod 0,4 m/s. Z tohoto důvodu by se rychlost proudění v ekonomizéru při navrhovaném vykonu kotle měla pohybovat okolo 1,5 m/s. S dodržením této rychlosti je spojen další problém. Voda má oproti páře řádově menší měrný objem, došlo by tedy k velmi řídkému zaplnění tahu trubkami ekonomizéru.Tento problém se řeší zahnutím trubek, konkrétně v daném případě trojnásobným (dvakrát do strany a jednou dolů). Ekonomizér je opatřen bypassem, ten slouží k regulaci teploty spalin na výstupu kotle, aby nehrozilo področení rosného bodu spalin.



Obr. 21: Průběh teploty spalin a pracovního média ve 2. části IV. a V. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu ze2. části IV. a V. tahu

$t_{1.č.IV} = 201{,}5\ °C$

Střední teplota spalin ve 2. částí IV. a V. tahu

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_{1.č.IV}^{skut} + t_{2.č.IV}}{2} = \frac{359{,}473 + 251{,}5}{2} = 280{,}487\ °C \tag{11.35}$$

$$T_{stř}^{sp} = t_{stř}^{sp} + 273{,}15 = 280{,}487 + 273{,}15 = 553{,}637\ K \tag{11.36}$$

Světlý průřez spalin ve 2.části IV.a V. tahu

$$F_{sp} = a \cdot b_{IV} - n_{zahnutí} \cdot n_{tr} \cdot D \cdot l_e = 2{,}5 \cdot 2{,}2 - 3 \cdot 8 \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}1 = \\ = 3{,}897\ m^2 \tag{11.37}$$

Kde: $n_{zahnutí}, n_{tr}, D, l_e$ *– parametry ekonomizéru viz tabulka24*

Rychlost proudění spalin ve2.části IV.a V. tahu

$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}686 \cdot 5{,}556}{3{,}897} \cdot \frac{273{,}15 + 280{,}487}{273{,}15} = \\ = 3{,}48\ m/s \tag{11.38}$$

12.1.6 Tepelný výpočet ekonomizéru

Ekonomizér bude počítán jako celek, vysledný počet řad bude rozdělen do svazků, mezi které bude umístěn průlez a parní ofukovač. Součinitel přestupu tepla ze strany vody nebude uvažován (dosahuje vysokých hodnot, a na výpočet má zanedbatelný vliv).

Vodou z ekonomizéru se provádí přihřívání 1 ° a 2 ° vzduchu v OHV 1. Z tohoto důvodu musí být voda na výstupu z ekonomizéru ohřáta na vyšší teplotu, než je zvolený nedohřev vody v ekonomizéru, který je 92 °C. Výpočet teploty na výstupu z ekonomizéru je proveden níže.

Ideální tepelný výkon OHV 1

$$Q_{ohv1}^{id} = 0{,}9 \cdot M_{pv} \cdot \alpha \cdot \left(I_{out}^{ohv1} - I_{in}^{ohv1}\right) = \\ = 0{,}9 \cdot 1{,}429 \cdot 1{,}25 \cdot (245{,}675 - 85{,}722) = 257{,}104\ kW \tag{11.39}$$

Kde: $I_{out}^{ohv1}, I_{in}^{ohv1}$ *- jsou entalpie vzduchuna vstupu a výstupu z OHV1 viztabulka 29*

O tento tepelný výkon se musí zvyšit potřebný tepelný vykon ekonimozéru. A tedy i teplota,na kterou se musí voda v ekonomizéru ohřát, aby na výstupu z OHV1 měla požadovanou teplotu 182,492 °C.

Potřebný tepelný vykon ekonimozéru

$$\dot{Q_{eko}} = Q_{eko} + Q_{ohv1}^{id} = 1319{,}256 + 257{,}104 = 1576{,}35 \ kW \quad (11.40)$$

Kde: Q_{eko} *- tepelný výkon ekonomizéru při uvažovaném nedohřevu 92 °C viz tabulka 7*

Entalpiena výstupu z ekonomizéru

$$I_{out}^{eko} = \frac{\dot{Q_{eko}}}{M_{pp} \cdot 0{,}96} + I_{in}^{eko} = \frac{1576{,}35}{5{,}556 \cdot 0{,}96} + 529{,}26 = 824{,}83 \ kJ/kg \quad (11.41)$$

Ze známého tlaku a entalpie na výstupu z ekonomizéru zjistíme teplotu ohřevu vody v ekonomizéru. [3]

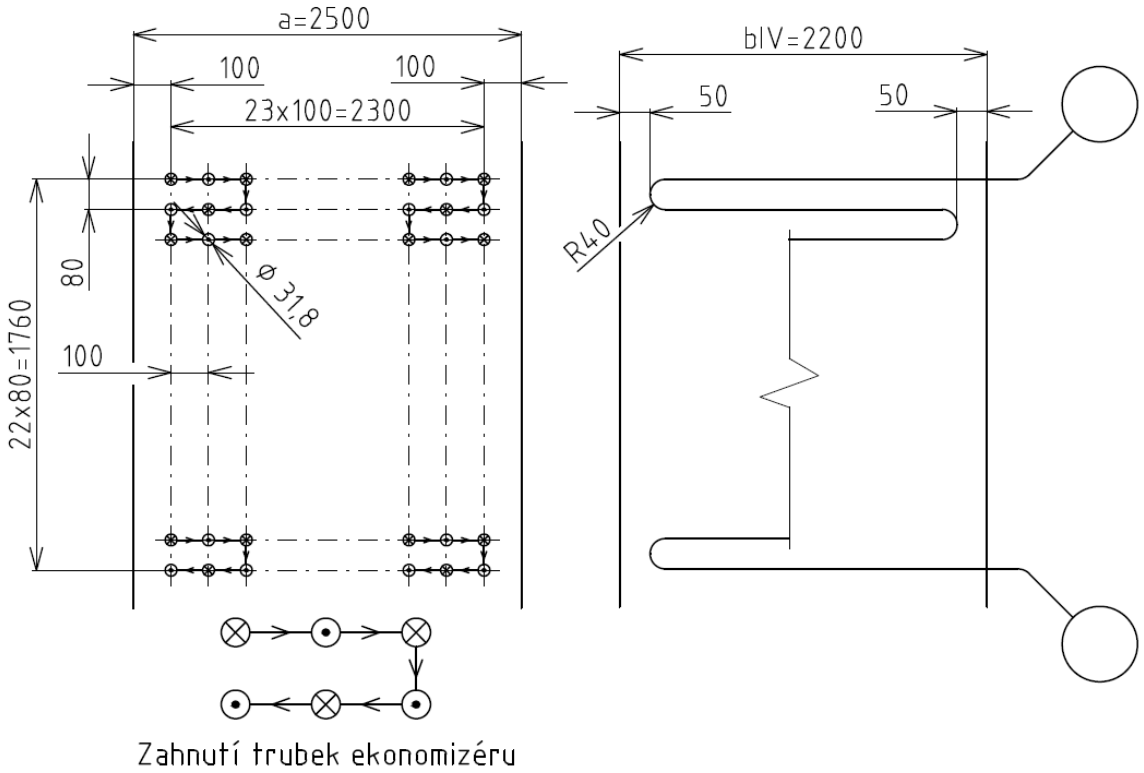
$$t_{out}^{eko} = 193{,}412 \ ℃$$

		Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubky		D	0,0318	[m]
Tloušťka stěny		t	0,0036	[m]
Vnitřní průměr trubky		d	0,0246	[m]
Příčná rozteč		s_1	0,1	[m]
Střední podélná rozteč		s_2	0,08	[m]
Efektivní délka trubek		l_e	2,1	[m]
Počet trubek v řadě		n_{tr}	8	[-]
Počet řad		$n_{řad}$	88	[-]
Počet zahnutí		$n_{zahnutí}$	3	[-]
Počet hadů		n_{had}	1	[-]

Tab. 24: Geometrické parametry ekonomizéru

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	6,3	6,00	6,15
Teplota [°C]	125,00	193,41	159,21
Entalpie [kJ/kg]	529,26	824,88	677,07
Měrný objem vstř [m3/kg]			0,00110

Tab. 25: Parametry média v ekonomizéru dle [3]



Obr.22: Ekonomizér - jeho rozměry a umístění v tahu

Rychlost proudění vody

$$w_w = \frac{0{,}96 \cdot M_{pp} \cdot v_{stř}}{F_w} = \frac{0{,}96 \cdot 5{,}556 \cdot 0{,}00110}{0{,}0038} = 1{,}54 \ m/s \qquad (11.42)$$

Kde: M_{pp} *– množství vyrobené páry [kg/s]*
$v_{stř}$*–měrný objem vody pro střední teplotu vody [m^3/kg]*
F_w *– průtočný průřez pro vodu [m^2]*

Průtočný průřez pro vodu

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = \frac{\pi \cdot 0{,}0246^2}{4} \cdot 8 \cdot 1 = 0{,}038 \ m^2 \qquad (11.43)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

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

$$= 0{,}2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}04863}{0{,}0318} \cdot \left(\frac{1{,}54 \cdot 0{,}0318}{4{,}1052 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}687^{0{,}33} = \quad (11.44)$$

$$= 45{,}894 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_z *– opravný součinitel na počet podélných řad, pro* $n_{řad} > 10 \rightarrow c_z = 1$ *dle [1]*
c_s*– opravný součinitel na uspořádání svazků, pro* $\sigma_2 \geq 2 \rightarrow cs = 1$ *dle [1]*
λ_{sp}*- součinitel tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin* $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$*viz tabulka 9*
ν_{sp} *– kinematická viskozita spalin pro střední teplotu spalin* $[m^2 \cdot s^{-1}]$*viz tabulka 9*
Pr– Prandtlovo číslo pro střední teplotu spalin viz tabulka 9

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}1}{0{,}0318} = 3{,}145 \quad (11.45)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0318} = 2{,}516 \quad (11.46)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_{č} \cdot T_{stř}^{sp\,3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_{stř}^{sp}}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_{stř}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8 + 1}{2} \cdot 0{,}217 \cdot 553{,}637^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{448{,}37}{553{,}637}\right)^4}{1 - \frac{448{,}37}{553{,}637}} = \quad (11.47)$$

$$= 5{,}674 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st}*– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{č} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}245} = 0{,}217 \quad (11.48)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s = \\ = (28{,}962 \cdot 0{,}3229 + 0) \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}26 = 0{,}245 \quad (11.49)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{sp}^{stř} + 273{,}15}{1000}\right) = \\ = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}1962}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0326 \cdot 0{,}26}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{280{,}487 + 273{,}15}{1000}\right) = \\ = 28{,}962 \ m^{-1} \cdot MPa^{-1} \quad (11.50)$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0{,}9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0{,}9 \cdot 0{,}0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0{,}1 \cdot 0{,}08}{0{,}0318^2} - 1\right) = 0{,}26\ m \quad (11.51)$$

Kde: s_1, s_2 – *příčná a podélná roztečekonomizéru viz tabulka24*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

$$t_z = t_{stř}^{eko} + \left(\varepsilon_{eko} + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{\dot{Q_{eko}}}{S_{eko}} \cdot 1000 = \\ = 159{,}2 + (0{,}0045 + 0) \cdot \frac{1576{,}35}{443{,}088} \cdot 1000 = 175{,}22\ °C \quad (11.52)$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 = 175{,}22 + 273{,}15 = 448{,}37\ K \quad (11.53)$$

Kde: $t_{stř}^{eko}$ *- střední teplota vody v ekonomizéru [°C] viz tabulka 24*
ε_{eko} *– součinitel zanesení ekonomizéru, dle odborné konzultace* ε_{eko} *= 0,0045*
$\dot{Q_{eko}}$ *– potřebný tepelný výkon ekonomizéru [kW] viz rovnice11.40*
S_{eko} *– teplosměnná plocha ekonomizéru [m²] viz rovnice 11.63*

12.1.7 Součinitel prostupu tepla

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) = 1 \cdot (45{,}894 + 5{,}674) = 51{,}568\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (11.54)$$

Kde: ω *- součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím* $\omega = 1$

Součinitel prostupu tepla pro ekonomizér

$$k = \psi_e \cdot \alpha_{sp} = 0{,}6 \cdot 51{,}568 = 30{,}941 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (11.55)$$

Kde: *ψ_e – součinitel tepelné efektivnosti pro dřevité palivo ψ_e = 0,6 dle [1]*

Ideální plocha ekonomizéru

$$S_{eko}^{id} = \frac{\dot{Q}_{eko} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{1576{,}35 \cdot 1000}{30{,}941 \cdot 115{,}53} = 440{,}982 \ m^2 \quad (11.56)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na obrázku21.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{166{,}061 - 76{,}5}{ln\frac{166{,}061}{76{,}5}} = 115{,}553 \ °C \quad (11.57)$$

$$\Delta t_1 = t_{1č.\ IV}^{skut} - t_{out}^{eko} = 359{,}473 - 193{,}41 = 166{,}061 \ °C \quad (11.58)$$

$$\Delta t_2 = t_{2.č\ IV} - t_{in}^{eko} = 201{,}5 - 125 = 76{,}5 \ °C \quad (11.59)$$

Počet řad ekonomizéru

$$n_{řad} = \frac{S_{eko}^{id}}{S_{řada}} = \frac{440{,}982}{5{,}035} = 87{,}58 \ \rightarrow \ volím \ n_{řad} = 88 \quad (11.60)$$

Kde: *$S_{řada}$ – plocha jedné řady ekonomizéru [m^2]*

Počet řad ekonomizéru je 88, bude tedy rozdělen do 4 svazků, každý po 22 řadách.

Plocha jedné řady ekonomizéru

$$S_{řada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{zahnutí} = \\ = \pi \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}1 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 3 = 5{,}035 \ m^2 \quad (11.61)$$

Skutečné teplo odebrané ekonomizérem

$$Q_{eko}^{skut} = \frac{S_{eko}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{443{,}0882 \cdot 30{,}914 \cdot 115{,}553}{1000} = 1584{,}185 \ kW \quad (11.62)$$

Skutečná teplosměnná plocha ekonomizéru

$$S_{eko} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{řad} \cdot n_{zahnutí} = \\ = \pi \cdot 0{,}0318 \cdot 2{,}1 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 88 \cdot 3 = 443{,}0882 \ m^2 \quad (11.63)$$

12.1.8 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 2. části IV. a V. tahu

Teplo spalin na vstupu do 2. části IV. a V. tahu

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{359,5} \cdot M_{pv} = 2441,541 \cdot 1,429 = 3488,404 \ kW \quad (11.64)$$

Kde: $I_{sp}^{359,5}$ *- entalpie spalin na vstupu do 2. části IV. a V. tahu Tab. XX [kJ/kg]*

Teplo spalin na výstupu ze2. části IV. a V. tahu

Od vstupního tepla spalin odečteme teplo odebrané výhřevnými plochami, v tomto případěsvazky ekonomizéru.

$$Q_{out}^{sp} = Q_{in}^{sp} - Q_{eko}^{skut} = 3488,404 - 1584,175 = 1904,229 \ kW \quad (11.65)$$

Entalpie spalin na konci 2. části IV. a V. tahu

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{1904,202}{1,429} = 1332,773 \ kJ/kg \quad (11.66)$$

Skutečná tepota na konci 2. části IV. a V. tahu

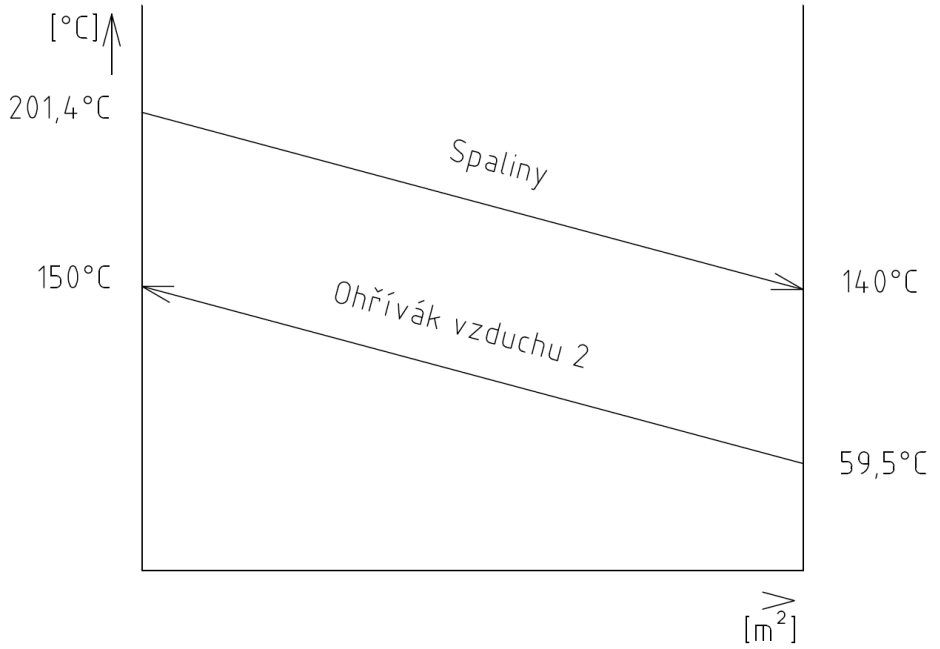
Teplota na konci 2. části IV. a V. tahu se určí lineární interpolací z tabulky 4.

$t_{2.č.IV}^{skut} = 201,38 \ °C$

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,12°C, což pro přesnost výpočtu dostačuje.

12.1.9 Návrh 3.části IV. a V. tahu

Ve třetí části se nachází ohřívák vzduchu 2, je poslední teplosměnnou plochou v kotli.Provádí se v něm ohřev primárního a sekundárního vzduchu, a to z teploty přibližně 60 °C na požadovanou teplotu 150 °C.



Obr. 23: Průběh teploty spalin a pracovního média ve 3. části IV. a V. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu ze3. části IV. a V.tahu

$t_{3.č.IV} = 140\ °C$

Střední teplota spalin ve 3. části IV. a V.tahu

$$t_{stř}^{sp} = \frac{t_{2.č.IV}^{skut} + t_{3.č.IV}}{2} = \frac{201{,}38 + 140}{2} = 170{,}692\ °C \quad (11.67)$$

$$T_{stř}^{sp} = t_{stř}^{sp} + 273{,}15 = 170{,}692 + 273{,}15 = 443{,}842\ K \quad (11.68)$$

Světlý průřez spalin ve 3.části IV.a V.tahu

$$F_{sp} = a \cdot b_{IV} - n_{tr} \cdot D \cdot l_e = 2{,}5 \cdot 2{,}2 - 28 \cdot 0{,}0445 \cdot 2{,}2 = 2{,}759\ m^2 \quad (11.69)$$

Kde: n_{tr}, D, l_e *– parametry ohříváku vzduchu 2 viz tabulka26*

Rychlost proudění spalin ve 3.části IV. a V. tahu

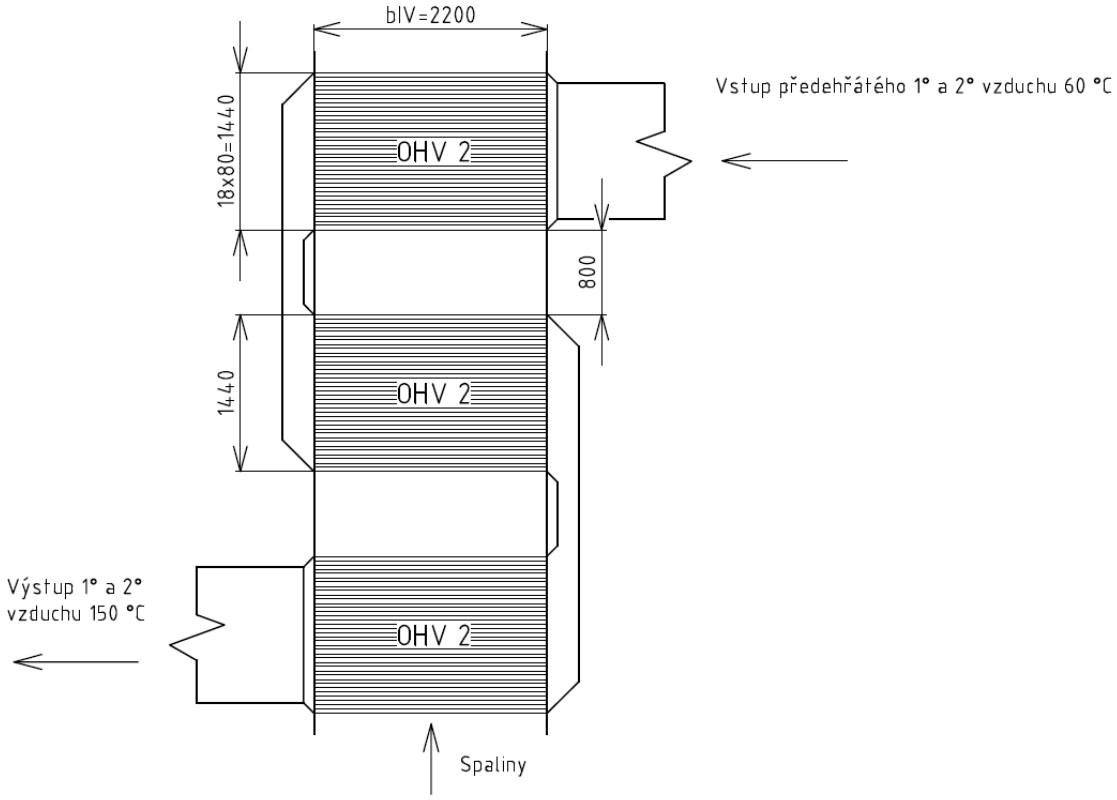
$$w_{sp} = \frac{O_{sv} \cdot M_{pv}}{F_{sp}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{sp}}{273{,}15} = \frac{4{,}686 \cdot 1{,}429}{2{,}759} \cdot \frac{273{,}15 + 170{,}692}{273{,}15} = \quad (11.70)$$

$$= 3{,}943\ m/s$$

12.1.10 Tepelný výpočet ohříváku vzduchu 2

	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	0,0445	[m]
Tloušťka stěny	t	0,0032	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,0381	[m]
Příčná rozteč	s_1	0,08	[m]
Střední podélná rozteč	s_2	0,08	[m]
Efektivní délka trubek	l_e	2,2	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	28	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	19	[-]
Počet pater	n_{pat}	3	[-]

Tab. 26: Geometrické parametry ohříváku vzduchu 2



Obr.24: Ohřívák vzduchu 2 - jeho rozměry a umístění v tahu

Ideální výkon ohříváku vzduchu 2

$$Q_{ohv2}^{id} = 0{,}9 \cdot M_{pv} \cdot \alpha \cdot (I_{out}^{vz} - I_{in}^{vz}) = \\ = 0{,}9 \cdot 1{,}429 \cdot 1{,}25 \cdot (612{,}881 - 245{,}447) = 590{,}602 \ kW \quad (11.69)$$

Kde: I_{out}^{vz} ,I_{in}^{vz}- *entalpie minimálního množství vzduchu [kJ/kg] viz tabulka 29*

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_k = 0{,}2 \cdot c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}}\right)^{0{,}65} \cdot Pr^{0{,}33} = \\ = 0{,}2 \cdot 0{,}999 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}03866}{0{,}0445} \cdot \left(\frac{3{,}943 \cdot 0{,}0445}{2{,}77227 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}65} \cdot 0{,}714^{0{,}33} = \\ = 45{,}116 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (11.70)$$

Kde: c_z– opravný součinitel na počet řad
c_s– opravný součinitel na uspořádání svazku v závislosti na podélné a příčné rozteči
λ_{sp}- součinitel tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$viz tabulka 8
ν_{sp} – kinematická viskozita spalin pro střední teplotu spalin $[m^2 \cdot s^{-1}]$viz tabulka 8
Pr– Prandtlovo číslo pro střední teplotu spalin viz tabulka 8

Poměrná příčná rozteč

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0445} = 1{,}798 \quad (11.71)$$

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}08}{0{,}0445} = 1{,}798 \quad (11.72)$$

Opravný součinitel zohlednující uspořádání svazků

$$c_s = \left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^{-2} = \\ = \left[1 + (2 \cdot 1{,}798 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1{,}798}{2}\right)^3\right]^{-2} = 0{,}999 \quad (11.73)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st}+1}{2} \cdot a_{\check{c}} \cdot T_{st\check{r}}^{sp\,3} \cdot \frac{1-\left(\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}\right)^4}{1-\frac{T_z}{T_{st\check{r}}^{sp}}} =$$

$$= 5{,}7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0{,}8+1}{2} \cdot 0{,}165 \cdot 443{,}841^3 \cdot \frac{1-\left(\frac{410{,}982}{443{,}842}\right)^4}{1-\frac{410{,}982}{443{,}842}} = \quad (11.74)$$

$$= 2{,}646\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: a_{st} *– stupeňčernosti povrchu stěn,* $a_{st} = 0{,}8$ *dle [1]*

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_{\check{c}} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0{,}18} = 0{,}165 \quad (11.75)$$

Optická hustota spalin

$$k \cdot p \cdot s = \left(k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu\right) \cdot p \cdot s =$$
$$= (44{,}288 \cdot 0{,}3229 + 0) \cdot 0{,}101 \cdot 0{,}125 = 0{,}18 \quad (11.76)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_{sp} = \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot r_{H2O}}{3{,}16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{t_{sp}^{st\check{r}} + 273{,}15}{1000}\right) =$$

$$= \left(\frac{7{,}8 + 16 \cdot 0{,}193}{3{,}16 \cdot \sqrt{0{,}0326 \cdot 0{,}125}}\right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \cdot \frac{170{,}692 + 273{,}15}{1000}\right) = \quad (11.77)$$

$$= 44{,}288\ \ m^{-1} \cdot MPa^{-1}$$

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 0{,}9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0{,}9 \cdot 0{,}0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0{,}08 \cdot 0{,}08}{0{,}0445^2} - 1\right) = 0{,}125\ m \quad (11.78)$$

Kde: s_1, s_2 *– příčná a podélná roztečohříváku vzduchu 2viz tabulka26*

Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách

V případě ohříváku vzduchu se teplota nánosu na stěnách určí jako průměr střední teploty spalin a střední teploty vzduchu v ohříváku 2 dle [1].

$$t_z = \frac{t_{sp}^{st\check{r}} + t_{ohv2}^{st\check{r}}}{2} = \frac{170{,}692 + 104{,}972}{2} = 137{,}832\ \ °C \quad (11.79)$$

$$T_z = t_z + 273{,}15 \; = 137{,}832 + 273{,}15 \; = 410{,}982 \; K \tag{11.80}$$

Kde: $t_{sp}^{stř}$- střední teplota spalin ve 3. části IV.a V. tahu [°C]
$t_{ohv2}^{stř}$– střední teplota vzduchu v ohříváku vzduchu 2 viz tabulka27

Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spaliny ohříváku vzduchu 2

$$\alpha_{sp} = \omega \cdot (\alpha_k + \alpha_s) \; = 1 \cdot (45{,}913 + 2{,}646) \; = 48{,}558 \; W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \tag{11.81}$$

Kde: ω - *součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění, po odborné konzultaci volím* $\omega = 1$

12.1.11 Součinitel přestupu tepla pro vzduch

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Teplota [°C]	59,529	150	104,97
Entalpie [kJ/kg]	243.779	612,881	429,16
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W·m^{-2}·K^{-1}]			0,0321
Kinematická viskozita v_p [m^2·s^{-1}]			0,0000238
Prandtlovo číslo *Pr* [-]			0,69

Tab 27. Parametry vzduchu v ohříváku vzduchu 2

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu

Jedná se o podélné proudění vzduchu, pro které platí následující vztah.

$$\alpha_k = 0{,}023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d}{\nu_{sp}}\right)^{0{,}8} \cdot Pr^{0{,}4} \cdot c_t \cdot c_l \cdot c_m =$$
$$= 0{,}023 \cdot \frac{0{,}032131}{0{,}0381} \cdot \left(\frac{11{,}376 \cdot 0{,}0381}{2{,}3777 \cdot 10^{-5}}\right)^{0{,}8} \cdot 0{,}693^{0{,}4} \cdot 0{,}959 \cdot 1 \cdot 1 =$$
$$= 41{,}168 \; W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \tag{11.82}$$

Kde: c_t, c_l, c_m– *opravné součinitele dle [1]*
$\lambda_{sp}, \nu_{sp}, Pr$– *jsou určeny pro střední teplotu vzduchu viz tabulka 27*
d– *vnitřní pruměr trubek ohříváku vzduchu 2 [m]*

Koeficient c_t

$$c_t = \left(\frac{t_{vz}^{stř} + 273{,}15}{T_z}\right)^{0{,}5} = \left(\frac{104{,}972 + 273{,}15}{410{,}982}\right)^{0{,}5} = 0{,}959 \tag{11.83}$$

Rychlost proudění vzduchu v ohříváku vzduchu 2

$$w_{vz} = \frac{0{,}9 \cdot M_{pv} \cdot \alpha}{F_{vz}} \cdot \frac{273{,}15 + t_{vz}^{st\check{r}}}{273{,}15} = \\ = \frac{0{,}9 \cdot 1{,}429 \cdot 3{,}876}{0{,}607} \cdot \frac{273{,}15 + 104{,}972}{273{,}15} = 11{,}376 \ m/s \quad (11.84)$$

Průtočný průřez pro vzduch

$$F_{vz} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} \cdot n_{\check{r}ad} = \frac{\pi \cdot 0{,}0381^2}{4} \cdot 28 \cdot 19 = 0{,}607 \ m^2 \quad (11.85)$$

Součinitel prostupu tepla pro ohřívák vzduchu 2

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_{sp} \cdot \alpha_{vz}}{\alpha_{sp} + \alpha_{vz}} = 0{,}85 \cdot \frac{48{,}558 \cdot 41{,}168}{48{,}558 + 41{,}168} = \ 18{,}937 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (11.86)$$

Kde: ξ - *je součinitel využití plochy, na základě odborné konzultace volím* ξ *=0,85*

Ideální plocha ohříváku vzduchu 2

$$S_{ohv2}^{id} = \frac{Q_{ohv2} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{590{,}607 \cdot 1000}{18{,}937 \cdot 64{,}664} = \ 483{,}206 \ m^2 \quad (11.87)$$

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na obrázku23.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{51{,}382 - 80{,}06}{ln\frac{51{,}382}{80{,}06}} = 64{,}844 \ °C \quad (11.88)$$

$$\Delta t_1 = t_{2.\check{c}.IV}^{skut} - t_{out}^{ohv2} = 201{,}38 - 150 = 51{,}38 \ °C \quad (11.89)$$

$$\Delta t_2 = t_{3.\check{c}.IV} - t_{in}^{ohv2} = 140 - 59{,}529 = 80{,}4710 \ °C \quad (11.90)$$

Počet řad ohříváku vzduchu 2

$$n_{\check{r}ad} = \frac{S_{ohv2}^{id}}{S_{\check{r}ada}} = \frac{483{,}206}{25{,}835} = 18{,}703 \ \rightarrow \ volím \ n_{\check{r}ad} = 19 \quad (11.91)$$

Kde: $S_{\check{r}ada}$ *– plocha jedné řady v ohříváku vzduchu 2 [*m^2*]*

Plocha jedné řady v ohříváku vzduchu 2

$$S_{\check{r}ada} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot \ n_{blok\ \mathring{u}} = \pi \cdot 0{,}0445 \cdot 2{,}2 \cdot 28 \cdot 3 = 25{,}835 \ m^2 \quad (11.92)$$

Skutečné teplo odebrané ohříváku vzduchu 2

$$Q_{ohv2}^{skut} = \frac{S_{ohv2}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{490{,}869 \cdot 18{,}937 \cdot 64{,}844}{1000} = 602{,}692 \ kW \quad (11.93)$$

Skutečná teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 2

$$S_{ohv2}^{skut} = \pi \cdot D \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{\check{r}ad} = \pi \cdot 0{,}0445 \cdot 2{,}2 \cdot 28 \cdot 19 \cdot 3 = \\ = 490{,}869 \ m^2 \quad (11.94)$$

12.1.12 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 3. části IV. a V. tahu

Teplo spalin na vstupu do 3. části IV. a V. tahu

$$Q_{in}^{sp} = I_{sp}^{201,4} \cdot M_{pv} = 1332{,}773 \cdot 1{,}429 = 1904{,}229 \ kW \quad (11.95)$$

Kde: $I_{sp}^{201,4}$- *entalpie spalin na vstupu do 3. části IV. a V. tahu, tabulka 4 [kJ/kg]*

Teplo spalin na výstupu ze3. části IV. a V. tahu (vstupu do komína)

Od vstupního tepla spalin odečteme teplo odebrané ohříváku vzduchu 2.

$$Q_{out}^{sp} = Q_{in}^{sp} - Q_{ohv2}^{skut} = 1904{,}229 - 602{,}692 = 1301{,}537 \ kW \quad (11.96)$$

Entapie spalin vstupujících do komína

$$I_{out}^{sp} = \frac{Q_{out}^{sp}}{M_{pv}} = \frac{1303{,}103}{1{,}409} = 910{,}948 \ kJ/kg \quad (11.97)$$

Skutečná tepota spalin na vstupu do komína

Teplota spalin na vstupu do komína se určí lineární interpolací z tabulky 4.

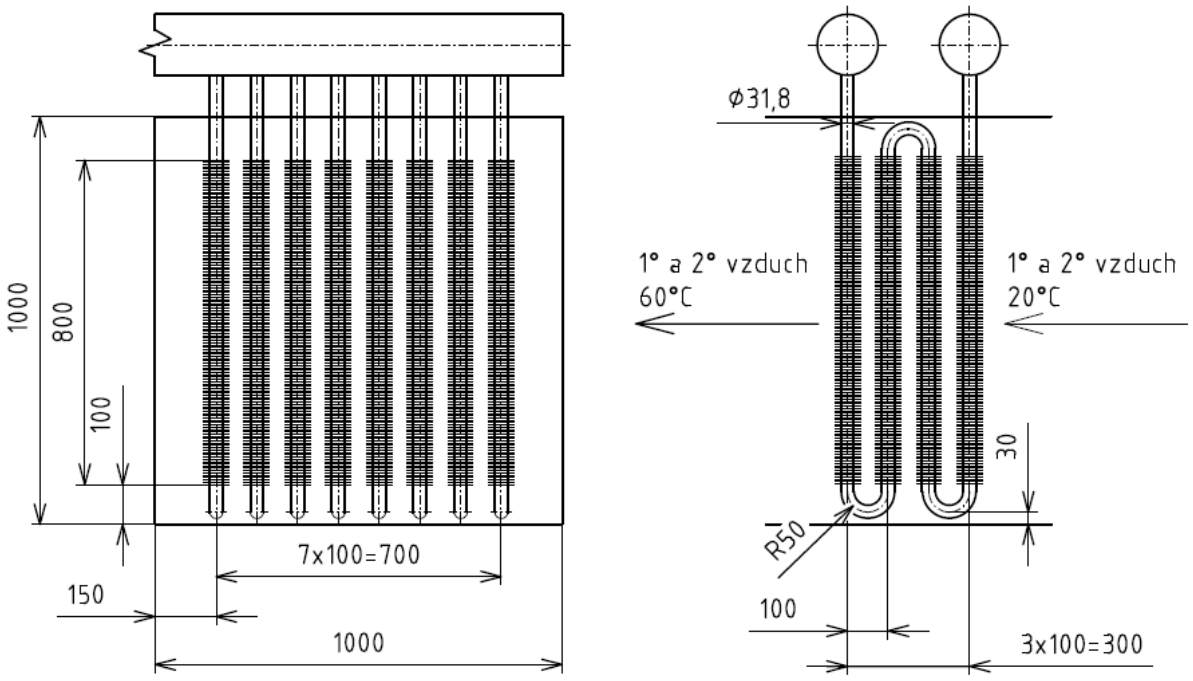
$$t_{3.\check{c}.IV}^{skut} = 139{,}812 \ °C \quad (11.98)$$

Zvolená teplota se od skutečné liší o 0,188°C, což pro přesnost výpočtu dostačuje.

13 OHŘÍVÁK VZDUCHU 1

Přivádění studeného vzduchu do kotle (vzduchu o teplotě 20 °C do ohříváku vzduchu 2) by zřejmě vedlo ke kondenzaci vlhkosti na posledních trubkách ohříváku. Teplota vnějšího povrchu trubky by se pohybovala okolo teploty rosného bodu spalin, kondenzovala by zde voda a ohřívák vzduchu by silně korodoval. Ztohoto důvodu se přivádí do kotle vzduch předehřátý (teplota kolem 60 °C). Tím by se mělo zamezit poklesu teploty vnějšího povrchu trubek ohříváku pod teplotu rostého bodu.Z důvodu nízké teploty,na kterou je vzduch ohříván v OHV 2, je zvolen ohřev vzduchu v OHV 1

vodou z ekonomizéru. Parametry ohříváného vduchu jsou uvedeny v tabulce 29. Pro ilustraci je na obr. 25zobrazeno schema OHV 1.



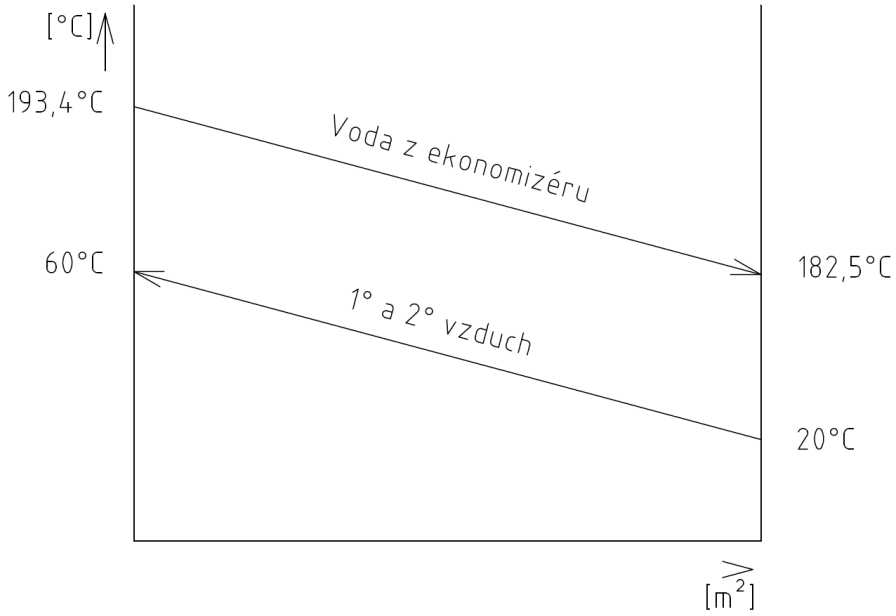
Obr.25: Ohřívák vzduchu 1

	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	0,0318	[m]
Tloušťka stěny	t	0,0036	[m]
Vnitřní průměr trubky	d	0,0246	[m]
Vnější průměr trubky s žebry	$Dž$	0,0618	[m]
Výška žebra	$h_ž$	0,015	[m]
Síla žebra	$t_ž$	0,0008	[m]
Rozteč žeber	$s_ž$	0,0056	[m]
Počet žeber na 1m délky	$n_ž$	180	[m]
Příčná rozteč	s_1	0,1	[m]
Střední podélná rozteč	s_2	0,1	[m]
Efektivní délka trubek	l_e	0,8	[m]
Počet trubek v řadě	n_{tr}	8	[-]
Počet řad	$n_{řad}$	4	[-]
Počet zahnutí	$n_{zahnutí}$	1	[-]
Počet hadů	$n_{zahnutí}$	1	[-]

Tab. 28: Geometrické parametry ohříváku vzduchu 1

13.1.1 Tepelný výpočet OHV 1

Ohřev vzduchu zajišťuje výměník s žebrovanými trubkami, umístěný v plechové šachtě o pruřezu 1x1 m.



Obr. 26: Průběh teploty vzduchu a vody v ohříváku vzduchu 1

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Teplota [°C]	20	60	40
Entalpie [kJ/kg]	85,722	245,675	165,70
Součinitel tepelné vodivosti λ_p [W·m^{-2}·K^{-1}]			0,0274
Kinematická viskozita v_p [m^2·s^{-1}]			0,0000168
Prandtlovo číslo *Pr* [-]			0,69

Tab. 29: Parametry vzduchu v ohříváku vzduchu 1

	Vstup	Výstup	Střední hodnota
Tlak [MPa]	6	5,9	5,95
Teplota [°C]	193,41	182,52	187,97
Entalpie [kJ/kg]	824,88	776,67	800,78

Tab. 30: Parametry vody v ohříváku vzduchu 1

Zvolená teplota vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu 1

$$t_{out}^{ohv1} = 60\ °C$$

Střední teplota vzduchu v ohříváku vzduchu 1

$$t_{stř}^{vz} = \frac{t_{out}^{ohv1} + t_{in}^{ohv1}}{2} = \frac{60 + 20}{2} = 40\ °C \qquad (12.1)$$

Průtočný průřez pro vzduch

$$F_{vz} = a_{ohv1} \cdot b_{ohv1} - l_e \cdot f_{1m} \cdot n_{tr} = 1 \cdot 1 - 0{,}8 \cdot 0{,}036 \cdot 8 = 0{,}769\ m^2 \quad (12.2)$$

Kde: a_{ohv1}- *šířka plechové šachty ohříváku vzduchu 1,* $a_{ohv1} = 1\ m$
b_{ohv1}- *výška plechové šachty ohříváku vzduchu 1,* $b_{ohv1} = 1m$
l_e, n_{tr} *– parametry ohříváku vzduchu 1 viz tabulka 28*

Neprůtočná plocha pro vzduch na jeden metr délky trubky

$$f_{1m} = (1 - t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}}) \cdot D + D_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}} = \\ = (1 - 0{,}0008 \cdot 180) \cdot 0{,}0318 + 0{,}0618 \cdot 0{,}0008 \cdot 180 = 0{,}036\ m^2/m \quad (12.3)$$

Kde: $D_{\check{z}}, t_{\check{z}}, n_{\check{z}}, D$ *– parametry ohříváku vzduchu 1 viz tabulka 28*

Rychlost proudění vzduchu v ohříváku vzduchu 1

$$w_{vz} = \frac{O_{vz} \cdot \frac{273{,}15 + t_{stř}^{vz}}{273{,}15}}{F_{vz}} = \frac{4{,}984 \cdot \frac{273{,}15+40}{273{,}15}}{0{,}769} = \\ = 7{,}433\ \ m/s \quad (12.4)$$

Kde: $t_{stř}^{vz}$*– střední teplota vzduchu v ohříváku*
F_{vz} *- průtočný průřez pro vzduch*

Objem ohřívaného primárního a sekundárního vzduchu

$$O_{vz} = 0{,}9 \cdot O_{VZ} \cdot M_{pv} = 0{,}9 \cdot 3{,}8762 \cdot 1{,}429 = 4{,}984\ \ Nm^3/s \quad (12.5)$$

Kde: O_{VZ}*– skutečné množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva viz rovnice 2.13*

M_{pv}*- množství paliva skutečně spáleného viz rovnice 4.3*

Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu

Součínitel přetupu tepla konvekcí pro příčné proudění, pro trubky s kruhovými žebry a uspořádání trubek za sebou.

$$\alpha_k = 0{,}105 \cdot c_s \cdot c_z \cdot \frac{\lambda_{vz}}{S_{\check{z}}} \cdot \left(\frac{d}{S_{\check{z}}}\right)^{-0{,}54} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{S_{\check{z}}}\right)^{-0{,}14} \cdot \left(\frac{w_{vz} \cdot S_{\check{z}}}{\nu_{vz}}\right)^{0{,}72} =$$

$$= 0{,}105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0{,}0247}{0{,}0056} \cdot \left(\frac{0{,}0318}{0{,}0056}\right)^{-0{,}54} \cdot \left(\frac{0{,}0008}{0{,}0056}\right)^{-0{,}14} \cdot \left(\frac{7{,}433 \cdot 0{,}0056}{0{,}0000168}\right)^{0{,}72} = \quad (12.6)$$

$$= 48{,}563 \ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Kde: c_z– *opravný součinitel na počet příčných řad ve svazku* $n_{\check{r}ad} \geq 4$, $c_z = 1$
c_s– *opravný součinitel na uspořádání trubek ve svazku* $\sigma_2 > 2$, $c_s = 1$
λ_{vz} $[W/m/K]$ – *součinitel tepelné vodivosti vzduchu, pro střední teplotu vzduchu viz tabulka 29*
υ_{vz} $[m^2/s]$ – *součinitel kinematické viskozity vzduchu, pro střední teplotu vzduchu viz tabulka 29*

Poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0{,}1}{0{,}0318} = 3{,}145 \ [-] \quad (12.7)$$

Součinitel tepelné vodivosti žeber

$$\lambda_{mat} = 40 \ [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] zvoleno$$

Součinitel charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_K po povrchu žebra

$$\psi_{\check{z}} = 0{,}85 \ [-] \quad platí\ pro\ žebra\ s\ kruhovým\ tvarem$$

Součinitel znečištění

$$\varepsilon = 0 \ [-] \quad pro\ vzduch$$

Součinitel rozšíření žebra

$$\mu = 1 \ [-] \quad nerozšířená\ žebra$$

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany vzduchu

$$\frac{S_{\check{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1}{[(\frac{D}{d})^2 - 1] + 2 \cdot (\frac{S_{\check{z}}}{D} - \frac{t_{\check{z}}}{D})} = \frac{\left(\frac{31{,}8}{24{,}6}\right)^2 - 1}{[(\frac{31{,}8}{24{,}6})^2 - 1] + 2 \cdot (\frac{5{,}6}{31{,}8} - \frac{0{,}8}{31{,}8})} = \quad (12.8)$$

$$= 0{,}692 \ [-]$$

Podíl volných částí trubky (bez žeber) a celkové plochy ze strany vzduchu

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\check{z}}}{S} = 1 - 0{,}692 = 0{,}308\ [-] \tag{12.9}$$

Součinitel β

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\check{z}} \cdot \alpha_k}{t_{\check{z}} \cdot \lambda_{mat} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\check{z}} \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}85 \cdot 48{,}563}{0{,}0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0 \cdot 0{,}85 \cdot 48{,}563)}} = \tag{12.10}$$

$$= 50{,}793\ [-]$$

Součinitel efektivnosti žebra

$$\beta \cdot h_{\check{z}} = 50{,}7963 \cdot 0{,}015 = 0{,}762\ [-]$$

$$\frac{D_{\check{z}}}{D} = \frac{0{,}0618}{0{,}0318} = 1{,}943\ [-]$$

$$E = 0{,}85\ [-]$$

Odečteno z nomogramu dle [1].

Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně vzduchu vztažený na celkovou plochu na straně vzduchu

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

$$= (0{,}692 \cdot 0{,}85 \cdot 1 + 0{,}308) \cdot \frac{0{,}85 \cdot 48{,}563}{1 + 0 \cdot 0{,}85 \cdot 48{,}563} = \tag{12.11}$$

$$= 36{,}996\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Vodní strana

Součinitel prostupu tepla na vodní straně lze v ohříváku vzduchu zanedbat dle [1], dosahuje vysokých hodnot a na samotný výpočet součinitele prostupu tepla by neměl mít výrazný vliv. Stejně tak se zanedbává součinitel přestupu tepla sáláním pro ohříváky vzduchu dle [1].

Součinitel prostupu tepla k

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{vz}}{S_w}} = \frac{1}{\frac{1}{36{,}996} + 0 \cdot \frac{S_{vz}}{S_w}} == 36{,}996\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \tag{12.12}$$

Vnější plocha na 1m trubky

$$S_{vz} = \left[\pi \cdot D \cdot \left(1 - \frac{t_{ž}}{S_{ž}}\right)\right] + [\pi \cdot D \cdot \frac{t_{ž}}{S_{ž}})] + [\pi \cdot \frac{1}{2 \cdot S_{ž}} \cdot (D_{ž}^2 - D^2)] =$$
$$= \left[\pi \cdot 0{,}0318 \cdot \left(1 - \frac{0{,}0008}{0{,}0056}\right)\right] + [\pi \cdot 0{,}0318 \cdot \frac{0{,}0008}{0{,}0056})] +$$
$$[\pi \cdot \frac{1}{2 \cdot 0{,}0056} \cdot (0{,}0618^2 - 0{,}0318^2)] =$$
$$= 0{,}907 \ m^2 \cdot m^{-1} \quad (12.13)$$

Kde: $t_{ž}, S_{ž}, D, D_{ž}$ *– jsou parametry ohříváku vzduchu 1 viz tabulka 28*

Ideální plocha ohříváku vzduchu 1

$$S_{ohv1}^{id} = \frac{Q_{ohv1}^{id} \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{257{,}104 \cdot 1000}{36{,}996 \cdot 147{,}49} = \ 47{,}119 \ m^2 \quad (12.13)$$

Kde: Q_{ohv1}^{id} *– výkon potřebný k ohřevu vzduchu v OHV 1 viz. rovnice11.39*

Teplotní logaritmický spád

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na obrázku26.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{133{,}41 - 162{,}52}{ln\frac{133{,}41}{162{,}52}} = 147{,}49 \ °C \quad (12.14)$$

$$\Delta t_1 = t_{w\ in}^{ohv1} - t_{vz\ out}^{ohv1} = 193{,}41 - 60 = 133{,}41 \ °C \quad (12.15)$$

$$\Delta t_2 = t_{w\ out}^{ohv1} - t_{vz\ in}^{ohv1} = 182{,}52 - 20 = 162{,}52 \ °C \quad (12.16)$$

Kde: $t_{vz\ out}^{ohv1}$ *– teplota vzduchu na výstupu z OHV 1 viz tabulka29[˚C]*
$t_{vz\ in}^{ohv1}$ *– teplota vzduchu na vstupu do OHV 1 viz tabulka 29[˚C]*
$t_{w\ in}^{ohv1}$ *– teplota vody na vstupu do OHV 1 viz tabulka 30[˚C]*
$t_{w\ out}^{ohv1}$ *– teplota vody na výstupu z OHV 1 viz tabulka 30[˚C]*

Počet řad ohříváku vzduchu 1

$$n_{řad} = \frac{S_{ohv1}^{id}}{S_{řada}} = \frac{47{,}119}{11{,}615} = 4{,}06 \ \rightarrow \ volím\ n_{řad} = 4 \quad (12.17)$$

Kde: $S_{řada}$ *– plocha jedné řady v ohříváku vzduchu 1 [m^2]*

Plocha jedné řady v ohříváku vzduchu 1

$$S_{řada} = S_{vz} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = 0{,}907 \cdot 0{,}8 \cdot 8 \cdot 1 = 11{,}615 \ m^2 \quad (12.18)$$

Skutečné teplo odebrané ohříváku vzduchu 1

$$Q_{ohv1}^{skut} = \frac{S_{ohv1}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{1000} = \frac{46{,}46 \cdot 36{,}996 \cdot 147{,}49}{1000} = 253{,}505 \ kW \quad (12.19)$$

Skutečná teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 1

$$S_{ohv1}^{skut} = S_{vz} \cdot l_e \cdot n_{tr} \cdot n_{had} \cdot n_{\check{r}ad} = 0{,}907 \cdot 0{,}8 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 4 = \\ = 46{,}46\ m^2 \quad (12.20)$$

13.1.2 Kontrola teploty vzduchu na výstupu z OHV 1

Teplo vzduchu na vstupu do ohříváku vzduchu 1

$$Q_{in}^{vz} = I_{vz}^{20} \cdot 0{,}9 \cdot \alpha \cdot M_{pv} = 85{,}72 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}429 = 137{,}786\ kW \quad (12.21)$$

Kde: I_{vz}^{20} *- entalpie vzduchu na vstupu do OHV 1 viz. tabulka29 [kJ/kg]*

Teplo vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu 1

Ke vstupnímu teplu vzduchu přičteme teplo předané svazkem trubek ohříváku vzduchu 1.

$$Q_{out}^{vz} = Q_{in}^{vz} + Q_{ohv1}^{skut} = 137{,}786 + 253{,}505 = 391{,}292\ kW \quad (12.22)$$

Entalpie vzduchu vystupujícího z ohříváku vzduchu 1

$$I_{out}^{vz} = \frac{Q_{out}^{vz}}{0{,}9 \cdot \alpha \cdot M_{pv}} = \frac{391{,}292}{0{,}9 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}409} = 243{,}436\ kJ/kg \quad (12.23)$$

Skutečná teplotavzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu 1

Teplota vzduchu na výstupu z OHV 1 se určí lineární interpolací z tabulky 4.

$$t_{vz\ ohv1}^{skut} = 59{,}53\ °C$$

Zvolená teplota se od skutečné se liší o 0,47°C, což pro přesnost výpočtu dostačuje.

14 KONTROLA TEPELNÉBILANCE

Tepelná bilance

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_k - \frac{\sum Q_i}{M_{pv}} \cdot \frac{100 - z_c}{100} =$$
$$= 5{,}556 \cdot 90{,}592 - \frac{15165{,}203}{1{,}429} \cdot \frac{100 - 1{,}002}{100} = -52{,}699 \ \ kJ/kg \quad (13.1)$$

Kde: η_k *– účinnost kotle [-], viz rovnice 3.16*
z_c *– ztrátamechanickým nedopalem [%], viz rovnice 3.5*
Q_p^p *- celkové teplo přivedené do kotle [kJ/kg], viz rovnice 3.1*
M_{pv} *– skutečné spálené množství paliva [kg/s], viz rovnice 4.3*

Celkové teplo odebrané všemi výhřevnými plochami

Stanoví se součtem všech skutečných výkonů výhřevných ploch. Do výpočtu se nezapočítává výkon ohříváků vzduchu (výkon ohříváku vzduchu 1 se tedy musí odečíst od výkonu ekonomizéru, jelikož je vodou z ekonomizéru proveden ohřev vzduchu).

$$Q_i = Q_{st} + Q_{m\check{r}} + Q_{II} + Q^{ms}_{1.\check{c}\,III} + Q^{skut}_{zt\ 1.\check{c}.III} + Q^{ms}_{2.\check{c}.III} + Q^{skut}_{zt\ 2.\check{c}.III} + Q^{skut}_{p\check{r}3} +$$
$$+ Q^{ms}_{3.\check{c}.III} + Q^{skut}_{zt\ 3.\check{c}.III} + Q^{skut}_{p\check{r}2b} + Q^{ms}_{4.\check{c}.III} + Q^{skut}_{zt\ 4.\check{c}.III} + Q^{skut}_{p\check{r}2} + Q^{skut}_{p\check{r}1} +$$
$$+ Q^{skut}_{eko} - Q^{skut}_{ohv1} = \quad (13.2)$$
$$= 9172{,}211 + 217{,}265 + 908{,}089 + 105{,}676 + 59{,}978 + 172{,}743 +$$
$$+ 791{,}639 + 69{,}285 + 111{,}264 + 940{,}758 + 37{,}752 + 61{,}481 +$$
$$+ 614{,}815 + 21{,}571 + 550{,}007 + 1584{,}175 - 253{,}505 = 15165{,}203 \ \ kW$$

Odchylka tepelné bilance

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{-50{,}824}{11540{,}96} \cdot 100 = -0{,}457 \ \ \% \quad (13.3)$$

Odchylka tepelné bilance by neměla přesáhnout 0,5 % dle [1]. Zjištěná odchylka kotle tuto podmínku splňuje.

15 ZÁVĚR

Cílem práce byl návrh roštového kotle s přirozenou cirkulací o parametrech páry 420 °C a 5 MPa.Množství vyrobené páry má být 20 t/h. V navrhovaném kotli má být spalována dřevní štěpka o maximální vlhkosti 30 %. Do kotle je přiváděn primární a sekundární vzduch o teplotě 150 °C, který by měl zabezpečit stabilitu hoření.

Při výpočtu kotle bylo nutné nejdříve provést stechiometrické výpočty, stanovit účinnost kotle a navrhnout rozměry spalovací komory. Dále se po směru toku spalin postupovalu při návrhu výhřevných ploch kotle. Navržený kotel má pět tahů s tím, že předehřev primárního a sekundárního vzduchu probíhá v samostatném výměníku.

Vzhledem k nízké vlhkosti paliva a tím i kmalému objemu spalin muselo být při návrhu kotle přistoupeno k úpravě vstřiků. Při prvotním výpočtu, ve kterém bylo uvažováno s běžně používaným množstvím vstřikované napájecí vody, které se pohybuje okolo 7 %, došlo k nárůstu počtu výhřevných ploch kotle. Kotel by musel mít šest přehřívákových svazků. S ohledem na parametry výstupí páry, které jsou nízké, bylo nutlé počet svazků přehříváků snížit. Toho se docílilo upravou množství vstřikované napájecí vody. Množství vstřikované napájecí vody bylo nakonec zvoleno následující – 1,5 % za přehřívákem 1 a 2,5 % za přehřívákem 2. V případě, že by došlo k podrokčení projektované teploty páry a množství vstřiku by bylo nedostatečné k její regulaci, je možné zapnout recirkulaci spalin.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet.* Brno: Nakladatelství VUT, 1986. 200 s. ISBN 80-21404-26-4.

[2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků.*Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007.212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.

[3] HOLMGREN, Magnus. *X Steam version 2.6.* Excel Steam Tables.

[4] ČERNÝ,.*Parní kotle*.První vzdání. Praha: SNTL, 1983.

[5] STUPAVSKÝ, Vladimír, HOLÝ, Tomáš: *Dřevní štěpka - zelená, hnědá, bílá.* Biom.cz [online].2010-01-01 [cit. 2015-05-24].Dostupné z WWW: <http://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>. ISSN: 1801-2655.

[6] Výroba energie z biomasy. *Alternativní zdroje energie* [online]. 2015 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: http://www.alternativni-zdroje.cz/vyroba-energie-biomasa.htm

[7] Nazeleno.cz/. *Biomasa: Co je dobré vědět, než ji začneme spalovat* [online]. 2010 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: http://www.nazeleno.cz/vytapeni-1/biomasa/biomasa-co-je-dobre-vedet-nez-ji-zacneme-spalovat.aspx

SEZNAM POUŽITÝCHVELIČIN A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Popis
a	[m]	Šířka ohniště a jednotlivých tahů
$a_{č}$	[-]	Stupeň černosti proudu spalin
a_o	[-]	Stupeň černosti ohniště
a_{pl}	[-]	Efektivní stupeň černosti plamene
a_{st}	[-]	Stupeň černosti povrchu stěn
A^r	[%]	Obsah popeloviny
b	[m]	Délka ohniště
b_{II}	[m]	Délka II. tahu
b_{III}	[m]	Délka III. tahu
b_{IV}	[m]	Délka IV. a IV. tahu
B_o	[-]	Boltzmanovo číslo
c	[m]	Výška mříže
c_i	[kJ/Kg·K]	Měrné teplo popílku pro konkrétní teplotu t_i
c_p	[kJ/Kg·K]	Měrné teplo paliva
c_s	[-]	Opravný součinitel na uspořádání svazku
$c_t.c_l.c_m$	[-]	Opravné součinitele pro podélnou konvekci
$c_{suš}$	[kJ/Kg·K]	Měrné teplo sušiny
c_z	[-]	Opravný součinitel na počet řad
C_i	[%]	Obsah spalitelných látek v pevných zbytcích
d	[m]	Vnitřní průměr trubek
$d_{čp}$	[-]	Střední efektivní průměr částeček popílku
d_e	[m]	Ekvivalentní průměr
d_{zt}	[m]	Vnitřní průměr závěsných trubek
D	[m]	Průměr trubek
D_{zt}	[m]	Průměr závěsných trubek
f	[-]	Součinitel respektující podíl vodní páry na 1 Nm^3
F_p	[m^2]	Průtočný průřez pro páru
F_{sp}	[m^2]	Průřez pro spaliny
F_{st}	[m^2]	Povrch stěn
$F_{ús}$	[m^2]	Účinná saliva plocha
F_v	[m^2]	Průtočný průřez pro vodu
F_{vz}	[m^2]	Průtočný průřez pro vzduch
h	[m]	Výška spalovací komory
H	[m]	Výška tahu
i_{in}	[kJ/Kg]	Entalpie média na vstupu
i_p	[kJ/Kg]	Fyzické teplo paliva
i_{nv}	[kJ/Kg]	Entalpie napájecí vody
i_{out}	[kJ/Kg]	Entalpie média na výstupu
i_{pp}	[kJ/Kg]	Entalpie přehřáté páry
I_{ko}	[kJ/Kg]	Entalpie spalin na výstupu z ohniště
I_u	[kJ/Kg]	Teplo uvolněné ve spalovací komoře
I_{out}^{sp}	[kJ/Kg]	Entalpie spalin na výstupu
$I_{sp\ min}^{t}$	[kJ/Kg]	Entalpie minimálního objemu suchých spalin pro teplotu t
I_{sp}^{t}	[kJ/Kg]	Entalpie spalin pro teplotu t
$I_{sp}^{t,\alpha}$	[kJ/Kg]	Entalpie spalin pro teplotu t a přebytek vzduchu □
$I_{vz\ min}^{t}$	[kJ/Kg]	Entalpie minimálního množství vlhkého vzduchu pro teplotu t
I_{vz}	[kJ/Kg]	Entalpie vzduchu

k	[W·m^{-2}·K^{-1}]	Součinitel prostupu tepla
$k\cdot p\cdot s$	[-]	Optická hustota spalin
$k_{sp}r_{sp}$	[m^{-1}·MPa^{-1}]	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
l_e	[m]	Efektivní délka trubek
M	[-]	Součinitel
M_p	[kg/s]	Množství paliva přivedeného do kotle
M_{pp}	[kg/s]	Parní výkon kotle
M_{pv}	[kg/s]	Množství paliva skutečně spáleného
n_{had}	[-]	Počet hadů
n_{pat}	[-]	Počet pater ohříváku vzduchu
n_{tr}	[-]	Počet trubek v jedné řadě
$n_{řad}$	[-]	Počet řad
n_{zt}	[-]	Počet závěsných trubek
O	[m]	Obvod
$O_{O2_{min}}$	[Nm3/kg]	Minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg paliva
O_{VZmin}^{S}	[Nm3/kg]	Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva
O_{SPmin}	[Nm3/kg]	Minimální množství suchých spalin
O_{VZ}^{S}	[Nm3/kg]	Skutečné množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva
O_{VZ}	[Nm3/kg]	Skutečné množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva
O_{SP}^{S}	[Nm3/kg]	Skutečné množství suchých spalin
O_{SP}	[Nm3/kg]	Skutečné množství vlhkých spalin
O_{Ar}	[Nm3/kg]	Množství argonu ve spalinách
O_{CO2}	[Nm3/kg]	Množství oxidu uhličitého ve spalinách
O_{N2}	[Nm3/kg]	Množství dusíku ve spalinách
O_{SO2}	[Nm3/kg]	Množství oxidu siřičitého ve spalinách
O_{SSmin}	[Nm3/kg]	Minimální objem suchých spalin
O_{SVmin}	[Nm3/kg]	Minimální objem vlhkých spalin
O_{H2Omin}^{S}	[Nm3/kg]	Minimální objem vodní páry ve spalinách
O_{H2Omin}^{V}	[Nm3/kg]	Minimální objem vodní páry ve spalovacím vzduchu
p	[MPa]	Tlak v ohništi
p_{in}	[MPa]	Tlak pracovního média na vstupu
P_{out}	[MPa]	Tlak pracovního media na výstupu
P_{sp}	[MPa]	Parciální tlak tříatomových plynů
Pr	[-]	Prandtlovo číslo spalin
q_s	[MW/m^2]	Plošné zatížení roštu
q_v	[kW/m^3]	Objemové zatížení ohniště
Q_{ci}	[kJ/kg]	Průměrná výhřevnost spalitelných látek v tuhých zbytcích
Q_{eko}	[kW]	Tepelný výkon ekonomizéru
Q_i^r	[kJ/kg]	Výhřevnost paliva
Q^{ms}	[kW]	Teplo odebrané membránovou stěnou
$Q_{1.č.III}^{ms}$	[kW]	Teplo odebrané membránovou stěnou v 1. části III. tahu
$Q_{2.č.III}^{ms}$	[kW]	Teplo odebrané membránovou stěnou v 2. části III. tahu
$Q_{3.č.III}^{ms}$	[kW]	Teplo odebrané membránovou stěnou v 3. části III. tahu
$Q_{4.č.III}^{ms}$	[kW]	Teplo odebrané membránovou stěnou v 4. části III. tahu
$Q_{mř}$	[kW]	Teplo odebrané mříží
Q_{II}	[kW]	Teplo odebrané ve II. tahu
Q_{in}^{sp}	[kW]	Teplo spalin na vstupu
Q_{out}^{sp}	[kW]	Teplo spalin na výstupu

Q_{ohv2}^{ide}	[kW]	Ideální výkon hořináku vzduchu 2
Q_{ohv2}^{skut}	[kW]	Skutečný výkon ohříváku vzduchu 2
Q_{ohv1}^{ide}	[kW]	Ideální výkon hořináku vzduchu 1
Q_{ohv1}^{skut}	[kW]	Skutečný výkon ohříváku vzduchu 1
$Q_{př1}^{ide}$	[kW]	Ideální výkon přehříváku 1
$Q_{př1}^{skut}$	[kW]	Skutečný výkon přehříváku 1
$Q_{př2a}^{ide}$	[kW]	Ideální výkon přehříváku 2a
$Q_{př2a}^{skut}$	[kW]	Skutečný výkon přehříváku 2a
$Q_{př2b}^{ide}$	[kW]	Ideální výkon přehříváku 2b
$Q_{př2b}^{skut}$	[kW]	Skutečný výkon přehříváku 2b
$Q_{př3}^{ide}$	[kW]	Ideální výkon přehříváku 3
$Q_{př3}^{skut}$	[kW]	Skutečný výkon přehříváku 3
Q_{eko}^{ide}	[kW]	Ideální výkon ekonimizéru
Q_{eko}^{skut}	[kW]	Skutečný výkon ekonimizéru
$Q_{zt\ 1.č.III}^{před}$	[kW]	Předběžný tepelný výkon závěsných trubek v 1. části III. tahu
$Q_{zt\ 1.č.III}^{skut}$	[kW]	Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami v 1. části III. tahu
$Q_{zt\ 2.č.III}^{před}$	[kW]	Předběžný tepelný výkon závěsných trubek v 2. části III. tahu
$Q_{zt\ 2.č.III}^{skut}$	[kW]	Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami v 2. části III. tahu
$Q_{zt\ 3.č.III}^{před}$	[kW]	Předběžný tepelný výkon závěsných trubek v 3. části III. tahu
$Q_{zt\ 3.č.III}^{skut}$	[kW]	Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami v 3. části III. tahu
$Q_{zt\ 4.č.III}^{před}$	[kW]	Předběžný tepelný výkon závěsných trubek v 4. části III. tahu
$Q_{zt\ 4.č.III}^{skut}$	[kW]	Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami v 4. části III. tahu
$\dot{Q}_{eko}$	[kW]	Potřebný tepelný vykon ekonimozéru
r_{H2O}	[-]	Objemový podíl H2O ve spalinách
r_{RO2}	[-]	Objemový podíl SO2 a CO2 ve spalinách
r_{sp}	[-]	Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách
R	[m^2]	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu
s	[m]	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy
s_1	[m]	Příčná rozteč
s_2	[m]	Podélná rozteč
S_a	[m^2]	Plocha přední stěny
S_b	[m^2]	Plocha boční stěny
S_c	[m^2]	Plocha zadní stěny
s_{eko}^{ide}	[m^2]	Ideální teplosměnná plocha ekonomizéru
s_{eko}^{skut}	[m^2]	Skutečná teplosměnná plocha ekonomizéru
s_{ohv1}^{ide}	[m^2]	Ideální teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 1
s_{ohv1}^{skut}	[m^2]	Skutečná teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 1
s_{ohv2}^{ide}	[m^2]	Ideální teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 2
s_{ohv2}^{skut}	[m^2]	Skutečná teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 2
$s_{př1}^{ide}$	[m^2]	Ideální teplosměnná plocha přehříváku 1
$s_{př1}^{skut}$	[m^2]	Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 1
$s_{př2a}^{ide}$	[m^2]	Ideální teplosměnná plocha přehříváku 2a
$s_{př2a}^{skut}$	[m^2]	Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2a
$s_{př2b}^{ide}$	[m^2]	Ideální teplosměnná plocha přehříváku 2b
$s_{př2b}^{skut}$	[m^2]	Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2b
$s_{př3}^{ide}$	[m^2]	Ideální teplosměnná plocha přehříváku 3

$s_{př3}^{skut}$	[m^2]	Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 3
t	[m]	Tloušťka stěny trubky
$t_ž$	[m]	Tloušťka žebra
$t_{1.č.III}$	[°C]	Teplota spalin na výstupu z 1. části III. tahu
$t_{2.č.III}$	[°C]	Teplota spalin na výstupu z 2. části III. tahu
$t_{3.č.III}$	[°C]	Teplota spalin na výstupu z 3. části III. tahu
$t_{4.č.III}$	[°C]	Teplota spalin na výstupu z 4. části III. tahu
$t_{1.č.IV}$	[°C]	Teplota spalin na výstupu z 1. části IV. a V. tahu
$t_{2.č.IV}$	[°C]	Teplota spalin na výstupu z 2. části IV. a V. tahu
$t_{3.č.IV}$	[°C]	Teplota spalin na výstupu z 3. části IV. a V. tahu
t_{II}	[°C]	Teplota spalin na výstupu z II. tahu
t_{ad}	[°C]	Adiabatická teplota spalování
t_{in}	[°C]	Teplota pracovního média na vstupu
t_{km}	[°C]	Teplota spalin na konci mříže
t_{ko}	[°C]	Teplota na konci spalovací komory
t_{ko}^{skut}	[°C]	Skutečná teplota na konci spalovací komory
t_{out}	[°C]	Teplota na výstupu
t_p	[°C]	Teplota paliva
$t_{stř}^{sp}$	[°C]	Střední teplota spalin
t_z	[°C]	Teplota vnějšího povrchu nánosu na stěnách
$T_{stř}^{sp}$	[K]	Střední teplota spalin
T_z	[K]	Teplota vnějšího povrchu nánosů na trubkách
$v_{stř}$	[m^3/kg]	Střední měrný objem
V	[m^3]	Objem sálající vrstvy
V_0	[m^3]	Objem spalovací komory
w_p	[m/s]	Rychlost páry
w_{sp}	[m/s]	Rychlost spalin
w_v	[m/s]	Rychlost proudění vody
w_{vz}	[m/s]	Rychlost vzduchu
W^r	[%]	Vlhkost paliva
X_0	[-]	Poloha maximální teploty plamene
$x_{ú}$	[-]	Úhlový součinitel osálaní
X_i	[%]	Bilance popela v jednotlivých částech kotle
X_p	[%]	Procento popílku v úletu
z	[%]	Počet trubek v jedné řadě mříže
z_c	[%]	Ztráta mechanickým nedopalem
z_f	[%]	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
z_{co}	[%]	Ztráta chemickým nedopalem
z_k	[%]	Komínová ztráta
z_{so}	[-]	Ztráta sdílením tepla do okolí
α	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
α_k	[W·m^{-1}·K^{-1}]	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin
α_p	[W·m^{-1}·K^{-1}]	Součinitel přestupu tepla ze strany páry
α_s	[W·m^{-1}·K^{-1}]	Součinitel přestupu tepla sáláním
α_{sp}	[W·m^{-1}·K^{-1}]	Celkový součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_{vz}	[W·m^{-1}·K^{-1}]	Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vzduchu
χ_1	[-]	Součinitel zohledňující druh paliva
χ_2	[-]	Součinitel zohledňující rošt

Δi	[kJ/kg]	Entalpický spád
Δt_{ln}	[°C]	Teplotní logaritmický spád
Δt_1	[°C]	Teplotní spád
Δt_2	[°C]	Teplotní spád
Δp	[MPa]	Tlaková ztráta
ΔQ	[kJ/kg]	Tepelná bilance
ε	[-]	Součinitel zanesení
λsp	[$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	Součinitel tepelné vodivosti spalin
λvz	[$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	Součinitel tepelné vodivosti vzduchu
$\lambda žeb$	[$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	Tepelná vodivost žebra
φ	[-]	Součinitel uchování tepla
η_k	[%]	Tepelná účinnost kotle
μ	[g/m^3]	Koncentrace popílku ve spalinách
v_{sp}	[m^2/s]	Součinitel kinematické viskozity spalin
v_{vz}	[m^2/s]	Součinitel kinematické viskozity vzduchu
σ_1	[-]	Poměrná příčná rozteč
σ_2	[-]	Poměrná podélná rozteč
ω	[-]	Součinitel využití, který charakterizuje neúplnost proudění
ψ	[-]	Střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn
ψ_e	[-]	Součinitel tepelné efektivnosti
ς	[-]	Součinitel zanesení stěn ohniště

SEZNAM PŘÍLOH

1. Výkresová dokumentace kotle