



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

---

**Fakulta strojní  
Ústav energetiky**

**Návrh parního kotle na agrární biomasu**

**Design of a boiler for agricultural biomass**

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetika

Vedoucí práce: doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.

**Bc. Vojtěch Bumerl**

---

**Praha 2020**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení:	Bumerl	Jméno: Vojtěch	Osobní číslo: 437726
Fakulta/ústav:	Fakulta strojní		
Zadávací katedra/ústav:	Ústav energetiky		
Studijní program:	Strojní inženýrství		
Studijní obor:	Energetika		

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh parního kotle na agrární biomasu**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of a boiler for agricultural biomass**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte parní kotel o výkonu 30 t/h pro parametry páry 400 °C a tlak 5 MPa na spalování slámy  
Práce bude obsahovat:

- 1) Rešerši palivových vlastností slámy a koncepčního řešení kotlů pro její spalování.
- 2) Tepelnou bilanci kotle, určení účinnosti a spotřeby paliva.
- 3) Návrh uspořádání a potřebné velikosti výhřevných ploch.
- 4) Projekční návrh celého kotle.
- 5) Zhodnocení vlivu vyšší vlhkosti slámy na provozní parametry kotle.
- 6) Projekční výkres kotle.

Seznam doporučené literatury:

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalínových výměníků, skriptum ČVUT, 2007

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc., ústav energetiky FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2020** Termín odevzdání diplomové práce: **26.06.2020**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2021**

  
doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.  
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

30.4.2020  
Datum převzetí zadání

Bumerl  
Podpis studenta

## **Anotční list**

---

<b>Jméno autora:</b>	Bc. Vojtěch Bumerl
<b>Název DP:</b>	Návrh parního kotle na agrární biomasu
<b>Anglický název:</b>	Design of a boiler for agricultural biomass
<b>Akademický rok:</b>	2019/2020
<b>Ústav:</b>	Ú12115 – Ústav energetiky
<b>Vedoucí DP:</b>	doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 99 Počet obrázků: 11 Počet tabulek: 64 Počet příloh: 1
<b>Klíčová slova:</b>	parní kotel, tepelný výpočet, biomasa, sláma
<b>Keyword:</b>	steam boiler, heat calculation, biomass, straw
<b>Anotace:</b>	Tato práce se zabývá návrhem biomasového parního kotle spalujícího agrární biomasu, konkrétně slámu. Součástí práce je kompletní tepelný výpočet kotle. Tepelný výpočet je pak ještě zopakován pro palivo o větší vlhkosti a řeší dopady spalování tohoto paliva na vlastnosti kotle.
<b>Abstract:</b>	This master's thesis deals with design of a boiler for agricultural biomass, specifically straw. Part of the work is a complete thermal calculation of the boiler. The thermal calculation is then repeated for a fuel with higher humidity and solves the effects of burning this fuel on the properties of the boiler.

## Bibliografická citace

BUMERL, V. *Návrh parního kotle na agrární biomasu*. Praha, 2020. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Návrh parního kotle na agrární biomasu“ vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce doc. Ing. Tomáše Dlouhého, CSc.. Dále jsem využíval zdroje uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze, dne .....

.....

Podpis

## Poděkování

Děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. za odborné vedení, cenné rady a věnovaný čas při tvorbě diplomové práce.

V neposlední řadě děkuji své rodině, která mě podporovala a vytvořila mi zázemí po celou dobu mého studia.

Srdečně děkuji.

## Obsah

Bibliografická citace .....	4
Prohlášení.....	5
Poděkování.....	6
1 Úvod .....	10
1.1 Palivové vlastnosti slámy .....	10
1.2 Konceptní řešení kotlů pro spalování biomasy.....	11
1.3 Popis navrhovaného kotle a provozních podmínek.....	13
1.4 Cíle práce.....	13
2 Stechiometrické výpočty .....	14
2.1 Stechiometrie spalin .....	14
2.2 I-t diagram spalin .....	16
3 Tepelná bilance kotle .....	18
3.1 Výhřevnost paliva.....	18
3.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost.....	18
3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem .....	18
3.2.2 Ztráta chemickým nedopalem .....	19
3.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí.....	19
3.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků .....	19
3.2.5 Ztráta citelným teplem spalin .....	20
3.2.6 Účinnost kotle .....	20
3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva.....	20
3.3.1 Výrobní teplo páry.....	20
3.3.2 Množství paliva .....	21
4 Rozvržení tepelného výkonu kotle .....	22
4.1 Bilanční výpočet teplosměnných ploch ze strany pracovní látky.....	22
4.1.1 Ohřívák vody EKO .....	22
4.1.2 Výparník .....	23
4.1.3 Přehřívák PP1 .....	23
4.1.4 Deskový přehřívák DP .....	23
4.1.5 Přehřívák PP3 .....	24
4.1.6 Výrobní teplo páry.....	24
4.2 Q-t diagram .....	25
5 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla.....	26
5.1 Ohniště.....	26
5.2 Teplota nechlazeného plamene.....	26
5.3 Teplota odchozích spalin.....	26

5.3.1	Geometrické parametry ohniště .....	26
5.3.2	Boltzmannovo číslo .....	27
5.3.3	Součinitel M .....	28
5.3.4	Stupeň černosti ohniště .....	28
5.3.5	Kontrola teploty odchozích spalin.....	29
5.4	Rozdělení tepla v ohništi .....	30
6	Výpočet teplosměnných ploch .....	31
6.1	Přisávání falešného vzduchu .....	31
6.2	Ohřívák vody – EKO .....	32
6.2.1	Geometrie svazku ohříváku vody .....	32
6.2.2	Tepelná bilance ohříváku vody EKO .....	32
6.2.3	Tepelný výpočet ohříváku vody EKO .....	33
6.3	Přehřívák páry PP1 .....	37
6.3.1	Geometrie přehříváku páry PP1.....	37
6.3.2	Tepelná bilance přehříváku páry PP1.....	37
6.3.3	Tepelný výpočet přehříváku páry PP1.....	38
6.3.4	Tepelný výpočet paralelní plochy PP1 .....	43
6.4	Přehřívák páry PP3 – výstupní přehřívák .....	44
6.4.1	Geometrie přehříváku páry PP3.....	44
6.4.2	Tepelná bilance přehříváku páry PP3.....	44
6.4.3	Tepelný výpočet přehříváku páry PP3.....	45
6.4.4	Tepelný výpočet membránové stěny okolo PP3 .....	50
6.5	Deskový přehřívák páry DP .....	51
6.5.1	Geometrie přehříváku páry DP .....	51
6.5.2	Tepelná bilance přehříváku páry DP .....	51
6.5.3	Tepelný výpočet přehříváku páry DP .....	52
6.5.4	Tepelný výpočet membránové stěny okolo DP .....	58
6.6	Spalinová mříž .....	59
6.6.1	Geometrie spalinové mříže .....	59
6.6.2	Tepelná bilance spalinové mříže .....	59
6.7	Kontrola celkové bilance .....	63
6.7.1	Kontrola výkonu výparníku .....	63
6.7.2	Kontrola výkonu kotle .....	63
7	Vliv paliva o vyšší vlhkosti na provoz kotle.....	64
7.1	Stechiometrie .....	64
7.2	Výhřevnost paliva.....	66
7.3	Tepelná bilance kotle .....	67
7.3.1	Účinnost kotle .....	68



7.3.2	Množství paliva .....	68
7.4	Rozvržení tepelného výkonu kotle.....	68
7.4.1	Ohřívák vody EKO.....	68
7.4.2	Výparník .....	69
7.4.3	Přehřívák PP1 .....	69
7.4.4	Deskový přehřívák DP .....	69
7.4.5	Přehřívák PP3 .....	69
7.4.6	Výrobní teplo páry.....	69
7.5	Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla .....	71
7.6	Rozdělení tepla v ohništi .....	72
7.7	Výpočet teplosměnných ploch.....	73
7.7.1	Ohřívák vody - EKO.....	73
7.7.2	Přehřívák páry PP1 .....	75
7.7.3	Přehřívák páry PP3 .....	79
7.7.4	Geometrie přehříváku páry DP .....	83
7.7.5	Geometrie spalínové mříže .....	88
7.7.6	Tepelná bilance spalínové mříže .....	88
7.8	Kontrola celkové bilance .....	91
7.8.1	Kontrola výkonu výparníku .....	91
7.8.2	Kontrola výkonu kotle .....	91
7.9	Porovnání stavů kotle při použití obou paliv .....	92
8	Závěr .....	93
10	Seznam použitých symbolů a zkratk.....	95
11	Seznam obrázků, tabulek a příloh .....	98
11.1	Seznam obrázků .....	98
11.2	Seznam tabulek.....	98
11.3	Seznam příloh.....	99

## 1 Úvod

Energetika je velmi důležitý sektor ve struktuře společnosti. Je potřebná ať už pro průmyslové využití, ale i k osobním potřebám obyvatel. Z toho důvodu spadá několik energetických zdrojů v ČR do strategicky významných objektů pro udržení dodávky potřebného množství energie do energetické soustavy.

Je potřebné zajistit podmínky pro stálé a spolehlivé dodávky energie za odpovídající ceny a zároveň nedocházelo k ohrožení životního prostředí. Omezování využívání fosilních paliv vede ke snaze získání energie z jiných alternativních zdrojů, jako například obnovitelné zdroje energie a konkrétně využívání biomasy.

Státní energetická koncepce ČR, schválená usnesením vlády ČR v roce 2004, si dává jako cíl s vysokou prioritou upřednostňovat při výrobě elektřiny a tepelné energie obnovitelné zdroje energie. Tento cíl zahrnuje i využití biomasy jako zdroje energie. Nejjednodušší, a tedy i nejčastější forma využívání biomasy při výrobě elektrické nebo tepelné energie je použití biomasy jako paliva ve spalovacím procesu. (1)

### 1.1 Palivové vlastnosti slámy

V posledních době dochází k největšímu rozmachu využívání obnovitelných zdrojů energie a snaha omezovat zdroje na fosilní paliva. Tato práce se přímo zabývá návrhem kotle určeného pro spalování rostlinné biomasy agrárního původu. Tento kotel je určený pro spalování slámy, která dokáže být plnohodnotnou náhradou konvenčních fosilních paliv. Její cena jako paliva je na jednotku tepla nižší než u jiných druhů biomasy a její cena, na rozdíl například od dřevní štěpky, není poškozena masivním spalováním ve velkých energetických zdrojích. Získaná energie je s parametry vhodnými pro vytápění, výrobu technologické páry, anebo výrobu elektřiny v parní turbíně.

Sláma jako palivo jsou převážně zemědělské sklizňové zbytky, hlavně pak o obilnou, případně řepkovou slámu. Po oddělení zrna od stonků rostlin zůstává významná část rostliny, kterou lze dále využít. V našich podmínkách se k energetickému využití používá sláma pšenice, žita, ječmene, ovsa, kukuřice a řepky olejné.

Spalování biomasy však má i určité problémy. Ty vznikají například z důvodu obsahu vysokého podílu prchavé hořlaviny (až 80 % sušiny paliva). Z toho důvodu dochází k obtížnému promíchávání spalných plynů se vzdušným kyslíkem. Pro spalování biomasy se právě z těchto důvodů používá větší přebytek spalovacího vzduchu, který je přiváděn v několika stupních.

Spalování slámy probíhá odlišně od ostatních paliv s malým obsahem prchavé hořlaviny, spalování se dá dělit na čtyři fáze. V první fázi po přívodu biomasy do kotle dochází nejprve k sušení biomasy a ohřátí paliva, v druhé fázi je dosaženo zápalné teploty a při dostatečném množství přivedeného vzduchu se uvolňuje spalné teplo a palivo se rozkládá na hořlavé plyny a zuhelnatělé zbytky. Ve třetí fázi po smíchání prchavé hořlaviny se spalovacím vzduchem vzniká hořlavá směs, která se stává iniciátorem spalovacího procesu. Čtvrtá fáze zahrnuje spalování pevných látek. Sláma obsahuje málo popelovin (5 %), který má ale tendence ke spékání při nízkých teplotách a tvorbě sklovitých nánosů v blízkosti plamence. Další hrozbou popela je nebezpečí úletu, a proto se spaliny čistí filtry či odlučovači. Popílek v úletu je u biomasy nežádoucí, protože může obsahovat těžké kovy.

Přestože jde o ekologicky šetrnější formu získávání energie ze spalování, tak ani při spalování biomasy se vzniku škodlivin nevyhneme. Dochází ke vzniku CO a NO<sub>x</sub>, které však

dokážeme ovlivnit. Emise oxidů uhlíku jsou závislé hlavně na dokonalosti technologie spalování. Lze je snižovat stupňovaným přívodem vzduchu, čehož se při spalování biomasy využívá z více důvodů. Při spalování biomasy je nutné zabývat se otázkou chloru, který biomasa obsahuje. Chlor se do biomasy dostává především užíváním průmyslových hnojiv. Dochází tak při spalování biomasy k tvorbě HCl, která způsobuje vysokoteplotní korozi výhřevných ploch a zároveň podporuje zanášení kotle. Během spalování dochází k uvolňování chloru již při teplotách zhruba 260 °C. Větší riziko představují chloridy alkalických kovů, které kondenzují na chladnějších stěnách a jsou vysoce korozně agresivní. Chlorová koroze hrozí u biomasy více protože má malý obsah síry, která napomáhá odstraňovat chlorové sloučeniny z traktu kotle. Oblasti, které jsou nejvíce ohroženy chlorovou korozí jsou v oblasti ohniště, přehříváků páry a nízkoteplotní koroze na konci kotle.

#### Prvkové složení slámy

Tab. 1 - Prvkové složení slámy v porovnání s ostatními palivy

Palivo	Roz- mezí	Výhřev- nost MJ*kg <sup>-1</sup>	Obsah pope- lovin %	Vlhkost %	Elementární složení				
					C	H	O	N	S
					%	%	%	%	%
Obilní sláma	min.	15	3,5	12	43,9	5,4	38	0,3	0,05
	max.	17,5	6,5	25	48	6,4	43,3	0,7	0,2
Obiloviny	min.	15,5	3	12	45	6	39,5	1	0,09
Sláma+zrno	max.	18,5	5,6	25	46,6	6,9	42,6	1,8	0,2
Miscantus	min.	15	2,5	12	45	5,5	36	0,5	0,05
Sloní tráva	max.	17,6	8	40	49	6,45	41,3	1,7	0,3
Seno	min.	13,5	4,2	15	45	6	38,8	0,8	0,08
	max.	17,7	5,8	25	48,6	6,6	44,3	1,1	1,12
Dřevo	min.	16,9	0,2	10	45	5,3	41,4	0,1	0,02
	max.	19	3	60	52	6,5	46	1,7	0,3
Řepkový olej	min.	35	0	do 0,5	77	12	11	0,1	0
Etanol		27	0	do 2,0	52	13	25	0	0
Zemní plyn	min.	32	do 0,5	do 0,5	86	13	0,25	0,25	0,3
Hnědé uhlí	min.	14	3	10	27,5	2,5	12	0,3	0,5
	max.	23	33	30	64	5,8	33	1,5	6
Černé uhlí	min.	27	3,7	10	65	2,8	5	0,9	0,5
	max.	32,5	17	30	84	5	9,1	2	1,5
Koks	min.	30	3	5	65	1	1	0,1	0,1
	max.	32,5	15	15	90	2	2	0,5	0,5

Pro spolehlivý a plynulý provoz kotle na slámu je nezbytné, aby byla sláma suchá a homogenní. Obsah vody by se měl pohybovat ideálně v rozmezí mezi 10 a 15 %.

## 1.2 Koncepční řešení kotlů pro spalování biomasy

Kotle na spalování slámy jsou ideální pro automatizaci, je totiž možné spalovat celé balíky a pro toto použití je automatizace pro tyto kotle ideálním řešením.

Kotle pro spalování biomasy jsou téměř výhradně roštové, kde rošt tvoří dno spalovací komory. Nejpoužívanějším roštem je rošt přesuvný, který posouvá roštnice přes sebe a tím sám distribuuje palivo ve spalovací komoře. Rychlostí posuvu paliva se reguluje přísun paliva do spalovací komory. Dalším využívaným roštem, který je výhodný pro aplikace u kotlů spalujících

biomasu je vratisuvný rošt. Tento rošt má pohyblivé i nepohyblivé roštnice, které jsou uložené proti sklonu roštu. Při pohybu roštnic dochází ke zdvihání paliva a zároveň se palivo hrne zpět nahoru. Dochází tedy k mísení a palivo se snadno vzněcuje a dobře prohořívá po celém roštu.

Nad roštem je zúžená spalovací komora, která může být chlazená výparníkem nebo zastavěná keramickou vyzdívkou kvůli vysoké teplotě. Keramika zároveň omezuje odvod tepla do stěn a napomáhá tak dobrému vyhoření paliva. Sláma má velké množství prchavé hořlaviny, a proto je přiváděn spalovací vzduch v několika stupních. Primární pod rošt a sekundární nad rošt, většinou ve více úrovních.

Velikost spalovací komory se navrhuje pro možnost setrvání spalin po dobu 2 sekund v oblasti teplot nad 850 °C pro dobré vyhoření prchavé hořlaviny a pro termický rozklad nežádoucích organických látek.

Kotle pro spalování slámy neobsahují ohřívák vzduchu, aby se předešlo tvorbě nápeků z popela.

Jednotlivé teplosměnné plochy mohou začít již ve spalovací komoře, která tvoří první tah kotle, ale obvykle začínají hned za spalovací komorou. První tah je prázdný a chlazený výparníkem, aby došlo k dostatečnému vychlazení spalin. Hned za prvním tahem je nejčastější teplosměnnou plochou deskový přehřívák následovaný přehřívákem konvekčním. Přehříváky a ohřívák vody může doplnit ještě kotlový svazek pro udržení parovodní směsi na mezi sytosti před vstupem do prvního přehříváku. Parní kotle se regulují na požadovanou výstupní teplotu páry nejčastěji vstřikem kondenzátu či upravené napájecí vody. Všechny stěny kotle jsou chlazené výparníkem, až na poslední tah spalinového traktu, který je obsazován ohřívákem vody. V tomto tahu již spaliny nedosahují takových teplot, aby bylo nutné stěny chladit.

K regulaci výstupní páry je hojně využíváno vstřiku napájecí vody mezi poslední dvě teplosměnné plochy, v našem případě mezi deskový přehřívák a mezi poslední parní trubkový přehřívák. Místo vstřiku je uvnitř trubky vedoucí páru, kterou chceme ochladit, opatřeno krycí destičkou, aby nedošlo ke kontaktu vstřiku s povrchem trubky vedoucí páru. Toto řešení se používá pro ochranu materiálu před takto šokovým ochlazením a k jeho možnému porušení či deformaci vlivem tohoto teplotního šoku.

### 1.3 Popis navrhovaného kotle a provozních podmínek

Biomasový kotel, který je řešen v této diplomové práci, je kotel provozovaný jako parní kotel o výkonu 30 tun páry za hodinu. Jedná se o kotel na agrární biomasu s přesuvným roštem. Výstupní pára, 30 tun za hodinu, je o teplotě 400 °C a tlaku 5 MPa. Kotel má čtyři spalínové tahy, přičemž tři z nich jsou tvořeny membránovou stěnou, která je chladí. První tah je tvořen spalovací komorou, druhý tah je s umístěným deskovým přehřívákem páry. Ve třetím tahu jsou pak konvekční přehříváky páry a v posledním spalínovém tahu je umístěn ohřívák vody. Kotel má podtlakové ohniště a kouřový ventilátor udržuje neustálý podtlak ve spalovací komoře. Kotel má volenou teplotu spalin za kotlem 150 °C.

### 1.4 Cíle práce

- Provést tepelný výpočet kotle na agrární biomasu dle zadaných provozních parametrů
- Navrhnout velikosti a uspořádání výhřevných ploch
- Zpracovat projekční výkres navrženého kotle
- Provést tepelný přepočít kotle s novým palivem s větší vlhkostí a zhodnotit jeho vliv na provoz kotle

## 2 Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty vycházejí z prvkového rozboru paliva, které bylo zadáno společně s parametry kotle. Palivem je rostlinná biomasa – pro tuto práci především sláma. Ve všech výpočtech je uvažován model dokonalého spalování.

### 2.1 Stechiometrie spalin

- **Palivo – rostlinná biomasa**

Tab. 2 - Prvkový rozbor zadaného paliva

	Hořlavina	Sušina	Původní stav
[%]	daf	d	r
C	49,76	47,54	40,41
S	0,17	0,16	0,14
H	7,70	7,36	6,25
O	40,25	38,45	32,68
N	2,12	2,03	1,72
A	X	4,47	3,80
W	X	X	15,00

- **Minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right)$$

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{0,4041}{12,01} + \frac{0,0625}{4,032} + \frac{0,0014}{32,06} - \frac{0,3268}{32} \right) = 0,8728 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem suchého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} = \frac{0,8728}{0,21} = 4,1560 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VV \min} = O_{VS \min} \cdot \chi = 4,1560 \cdot 1,016 = 4,2225 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Konstanta  $\chi$  je volena dle (2) pro běžné klimatické podmínky 1,016, což odpovídá přibližně relativní vlhkosti  $\varphi = 70 \%$  při teplotě  $t_v = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

- **Objem vodní páry v objemu  $O_{VV \min}$**

$$O_{HO_2}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = 4,2225 - 4,1560 = 0,0665 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem oxidu uhličitého ve spalinách:**

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS \min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,4041 + 0,0003 \cdot 4,1560$$

$$O_{CO_2} = 0,7501 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem oxidu siřičitého ve spalinách**

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0014 = 0,0009 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem dusíku ve spalinách**

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0172 + 0,7805 \cdot 4,1560$$

$$O_{N_2} = 3,2575 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem argonu ve spalinách**

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} = 0,0092 \cdot 4,1560 = 0,0382 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem suchých spalin**

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,7501 + 0,0009 + 3,2575 + 0,0382$$

$$O_{SS \min} = 4,0468 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem vodní páry ve vlhkých spalinách**

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{HO_2}^V$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0625 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,15 + 0,0665 = 0,9477 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem vlhkých spalin**

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 4,0468 + 0,9477 = 4,9945 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,3$**

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} = 4,9945 + (1,3 - 1) \cdot 4,2225$$

$$O_{SV} = 6,2613 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,3$**

$$O_{VV} = O_{VV \min} \cdot \alpha = 4,2225 \cdot 1,3 = 5,4892 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

## 2.2 I-t diagram spalin

- **Entalpie minimálního objemu suchých spalin**

$$I_{Smin}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O}^S \cdot i_{H_2O}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot i_{pop}^t$$

- úlet  $a_{\dot{u}}$  volím **30 %**

- **Entalpie minimálního objemu vlhkého vzduchu**

$$I_{Vmin}^t = O_{VSmin} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t$$

- **Entalpie spalin**

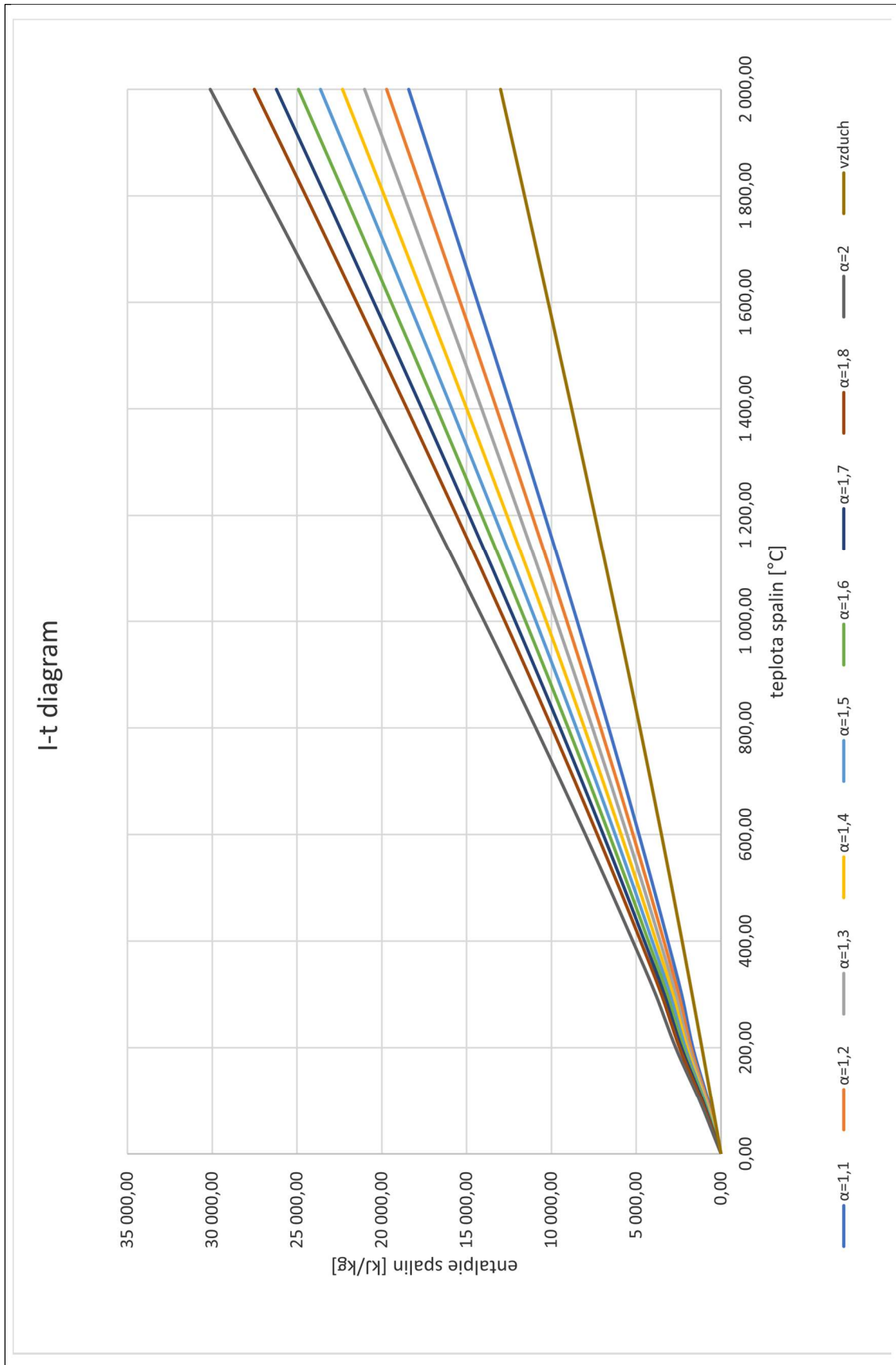
$$I_S^{t,\alpha} = I_{Smin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t$$

Tab. 3 - Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (2)

t [°C]	$I_{Smin}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_{Vmin}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_S^{t,\alpha}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]				
			$\alpha 1 = 1,1$	$\alpha 2 = 1,2$	$\alpha 3 = 1,3$	$\alpha 4 = 1,4$	$\alpha 5 = 1,5$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
25	175,41	137,96	189,21	203,00	216,80	230,59	244,39
100	696,75	559,85	752,74	808,72	864,71	920,69	976,68
200	1 543,10	1 126,57	1 655,76	1 768,41	1 881,07	1 993,73	2 106,39
300	2 149,30	1 703,56	2 319,66	2 490,01	2 660,37	2 830,72	3 001,08
400	2 907,06	2 292,91	3 136,35	3 365,64	3 594,93	3 824,22	4 053,51
500	3 685,90	2 895,94	3 975,49	4 265,08	4 554,68	4 844,27	5 133,86
600	4 485,98	3 512,22	4 837,20	5 188,43	5 539,65	5 890,87	6 242,09
700	5 305,29	4 141,37	5 719,43	6 133,57	6 547,70	6 961,84	7 375,98
800	6 143,42	4 780,87	6 621,51	7 099,60	7 577,68	8 055,77	8 533,86
900	6 996,84	5 433,59	7 540,19	8 083,55	8 626,91	9 170,27	9 713,63
1000	7 868,78	6 095,03	8 478,28	9 087,79	9 697,29	10 306,79	10 916,29
1100	8 751,78	6 765,10	9 428,29	10 104,80	10 781,31	11 457,82	12 134,33
1200	9 648,52	7 439,67	10 392,49	11 136,46	11 880,42	12 624,39	13 368,36
1300	10 554,85	8 118,72	11 366,72	12 178,60	12 990,47	13 802,34	14 614,21
1400	11 469,66	8 802,13	12 349,87	13 230,08	14 110,30	14 990,51	15 870,72
1500	12 393,33	9 494,18	13 342,75	14 292,17	15 241,58	16 191,00	17 140,42
1600	13 333,42	10 186,44	14 352,07	15 370,71	16 389,35	17 408,00	18 426,64
1800	15 213,99	11 584,08	16 372,40	17 530,81	18 689,22	19 847,62	21 006,03
2000	17 116,07	12 999,07	18 415,98	19 715,88	21 015,79	22 315,70	23 615,60



Obr. 1 - I-t diagram spalín



### 3 Tepelná bilance kotle

- **Zadané parametry kotle:**

Tab. 4 - Zadané parametry kotle

	Hodnota	Jednotka
Teplota přehřáté páry	400	°C
Tlak přehřáté páry	5	MPa
Teplota NV po odplynění	105	°C
Teplota spalin za poslední výhřevnou plochou	150	°C
Parní výkon	30	t/h

Tepelná bilance kotle slouží k určení jeho účinnosti a potřebného množství paliva, které je třeba spálit, aby došlo k transformaci chemické energie vázané v palivu na energii pracovní látky – vody nebo vodní páry. Tato transformace neprobíhá v kotli dokonale. Bilance zahrnuje tedy i výpočet jednotlivých ztrát.

#### 3.1 Výhřevnost paliva

Zadané palivo má spalné teplo hořlaviny  $Q_s^{daf} = 19\,760 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tab. 5 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva

	Hořlavina	Sušina	Původní stav
[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	daf	d	r
$Q_s$	19760,00	18876,73	16045,22
$Q_i$	18077,07	17510,18	14310,72

Palivo není přehříváno ani sušeno, proto se neuvažuje přivedené fyzické teplo paliva. Obsah vody v palivu není nijak zásadně velký, aby významně ovlivnil výhřevnost paliva. Jako redukovanou výhřevnost je tedy možné uvažovat přímo výhřevnost paliva v původním stavu.

$$Q_{i\text{red}} = Q_i^r$$

#### 3.2 Tepelné ztráty kotle a účinnost

Účinnost kotle je určena nepřímo přes tepelné ztráty kotle.

##### 3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta mechanickým nedopalem představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích. Uvažuje se zde ztráta nedopalem ve škváře, ztráta nedopalem v úletu a ztráta nedopalem v propadu.

Tab. 6 - Rozdělení mechanického nedopalu a množství hořlaviny v něm

	Podíl hořlaviny			Podíl popela		
Škvára	$C_s$	10	[%]	$X_s$	55	[%]
Úlet	$C_u$	10	[%]	$X_u$	30	[%]
Propad	$C_r$	10	[%]	$X_r$	10	[%]

- **Ztráta nedopalem ve škváře**

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{cs} = \frac{0,1}{1 - 0,1} \cdot 0,55 \cdot \frac{0,038}{14\ 310,721} \cdot 32\ 600 = 0,00529$$

- **Ztráta nedopalem v úletu**

$$Z_{cú} = \frac{C_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot X_{ú} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{cú} = \frac{0,1}{1 - 0,1} \cdot 0,30 \cdot \frac{0,038}{14\ 310,721} \cdot 32\ 600 = 0,00289$$

- **Ztráta nedopalem v propadu**

$$Z_{cr} = \frac{C_r}{1 - C_r} \cdot X_r \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{cr} = \frac{0,1}{1 - 0,1} \cdot 0,10 \cdot \frac{0,038}{14\ 310,721} \cdot 32\ 600 = 0,00096$$

- **Celková ztráta mechanickým nedopalem**

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cú} + Z_{cr} = 0,00529 + 0,00289 + 0,00096 = 0,00914$$

### 3.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem udává ztrátu hořlavinou ve spalínách. Jde tedy o teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách. Provádí se kontrola koncentrace oxidu uhelnatého.

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_{i\ red}} = \frac{0,2116 \cdot 159 \cdot 4,0468}{(21 - 11) \cdot 14\ 310,721} = 0,000957$$

Koncentrace CO ve spalínách byla zjištěna z dostupných údajů tepelných zdrojů spalujících agrární biomasu.

Obsah kyslíku  $O_{2\ ref}$  pro referenční stav spalín je volen pro spalování biomasy 11 %.

### 3.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí se určuje dle jmenovitého parního výkonu kotle. Ztráta je odečtena z (2) – obr. 5-1, str. 66

$$Z_{sv} = 0,018$$

### 3.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Tab. 7 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti

	Jednotka	Škvára nebo struska	Úlet
Podíl hořlaviny	[%]	10	10
Podíl popela	[%]	55	30
Měrná tepelná kapacita	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0,9301	0,8267
Teplota	[°C]	600	150

- **Ztráta fyzickým teplem ve škváře nebo strusce**

$$Z_{fs} = \frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot c_s \cdot t_s = \frac{0,55}{1 - 0,10} \cdot \frac{0,038}{14\ 310,721} \cdot 0,9301 \cdot 600 = 0,000905$$

- **Ztráta fyzickým teplem v úletu**

Ztráta fyzickým teplem v úletu není uvažována, stejně jako není uvažována ztráta části fyzického tepla ztraceného v tuhých zbytcích. Úlet jde spalínovým traktem kotle a jeho energetická bilance je již zahrnuta v energetickém obsahu spalín.

- **Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků**

$$Z_f = Z_{fs} = 0,000905$$

### 3.2.5 Ztráta citelným teplem spalín

Tato ztrát, jinak nazývána také jako **komínová ztráta**, ovlivňuje nejvíce celkovou účinnost kotle. Jedná se o teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Komínová ztráta závisí na teplotě spalín a přebytku vzduchu ve spalínách.

Tab. 8 - Teplota a entalpie spalín a vzduchu

	Spaliny	Vzduch
Teplota [°C]	150	25
Entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	1 482,506	124,200

- **Přbytek vzduchu ve spalínách**

Součinitel přebytku vzduchu za kotlem byl určen z počátečního přebytku vzduchu (1,3) ve spalovací komoře a sumy přísávání falešného vzduchu v jednotlivých částích.

$$\alpha_k = 1,43$$

- **Výpočet komínové ztráty**

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - \alpha_k \cdot I_{VZ}}{Q_{i red}} = (1 - 0,00869) \cdot \frac{1\,482,506 - 1,43 \cdot 124,2}{14\,310,721} = 0,0904$$

### 3.2.6 Účinnost kotle

- **Celková ztráta kotle**

$$Z = Z_c + Z_{CO} + Z_{sv} + Z_f + Z_k$$

$$Z = 0,00914 + 0,000957 + 0,018 + 0,000905 + 0,0904 = 0,119$$

- **Účinnost kotle**

$$\eta_k = 1 - Z = 1 - 0,119 = 0,881$$

## 3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

Celkový tepelný výkon kotle, nazývaný také výrobní teplo páry, udává potřebné množství tepla pro ohřev páry na požadované parametry.

### 3.3.1 Výrobní teplo páry

Pro výpočet výrobního tepla páry je nutné určit konkrétní stavy vody a vodní páry. K určení těchto stavů dle zadaných parametrů byl použit doplněk programu MS Excel software XSteam (3).

Tab. 9 - Parametry a stavy vody a vodní páry

	Přehřátá pára	Napájecí voda	Sytá voda
Teplota [°C]	400	105	268,797
Tlak [MPa]	5	5,6	5,4
Entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	3 196,592	444,270	1 178,979

Parametry vody a vodní páry v tabulce 9 vychází ze zadaných provozních teplot a tlaku, další tlaky byly získány po stanovení tlakových ztrát jednotlivých výhřevných ploch.

Tab. 10 - Hmotnostní toky ostré páry

	Množství [t·hod <sup>-1</sup> ]	Množství [kg·s <sup>-1</sup> ]
Parní výkon kotle	30	8,333

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) + M_o \cdot (i_b - i_{nv})$$

$$Q_v = 8,333 \cdot (3\,196,592 - 444,270) + 0,0833 \cdot (1\,178,979 - 444,270) = 22\,997,240 \text{ kW}$$

### 3.3.2 Množství paliva

- **Skutečné množství paliva**

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i\,red} \cdot \eta_k} = \frac{22\,997,240}{14\,310,721 \cdot 0,881} = 1,823 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Výpočtové množství spáleného paliva**

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) = 1,823 \cdot (1 - 0,00914) = 1,808 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

## 4 Rozvržení tepelného výkonu kotle

Celkový tepelný výkon kotle se skládá z výkonů jednotlivých teplosměnných ploch, na kterých dochází k předání tepla mezi spalinami a pracovním médiem, tedy vody nebo páry.

### 4.1 Bilanční výpočet teplosměnných ploch ze strany pracovní látky

Pracovní látka prochází celým parovodním traktem kotle. Napájecí voda vstupuje do kotle přes první teplosměnnou plochu ze strany pracovního média, o teplotě 105 °C a tlaku 5,6 MPa. V tabulce 11 jsou popsány veškeré tlakové ztráty po cestě pracovní látky.

Tab. 11 - Rozdělení tlakových ztrát pracovní látky na teplosměnných plochách

Teplosměnná plocha		Tlak [MPa]	$\Delta p$ [MPa]
EKO	Vstup	5,6	0,2
	Výstup	5,4	
VÝPARNÍK	Vstup	5,4	0
	Výstup	5,4	
PŘEHŘÍVÁK PP1	Vstup	5,4	0,1
	Výstup	5,3	
PŘEHŘÍVÁK PP2 (deskový přehřívák)	Vstup	5,3	0,2
	Výstup	5,1	
PŘEHŘÍVÁK PP3	Vstup	5,1	0,1
	Výstup	5	

#### 4.1.1 Ohřívák vody EKO

První teplosměnnou plochou z hlediska pracovní látky je ohřívák vody neboli ekonomizér. Zde se ohřívá napájecí voda a jedná se o poslední teplosměnnou plochu ze strany spalin.

Tab. 12 - EKO vstupy a výstupy vody

Vstup		Výstup	
$p'_{WEKO}$ [MPa]	5,6	$p''_{WEKO}$ [MPa]	5,4
$t'_{WEKO}$ [°C]	105	$t''_{WEKO}$ [°C]	250
$i_{INV} = i'_{WEKO}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	444,270	$i''_{WEKO}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	1085,656

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_V + M_o) \cdot (i''_{WEKO} - i_{NV})$$

$$Q_{EKO} = (8,333 - 0,417 + 0,083) \cdot (1\,085,656 - 444,270) = 5\,131,086 \text{ kW}$$

#### 4.1.2 Výparník

Ve výparníku dochází ke skupenské změně pracovní látky. Ve výparníkovém systému probíhá přirozená cirkulace a tlaková ztráta je ve výparníku nulová.

Tab. 13 - Výparník vstupy a výstupy vody a páry

Vstup		Výstup	
$p'_{wVYP}$ [MPa]	5,4	$p''_p$ [MPa]	5,4
$t'_{wVYP} = t''_{wEKO}$ [°C]	250	$t''_p$ [°C]	268,9
$i'_{pVYP} = i''_{wEKO}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	1 085,656	$i''_p$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	2 791,149

$$Q_{výp} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i''_p - i''_{wEKO}) + M_o \cdot (i_{bv} - i''_{wEKO})$$

$$Q_{výp} = (8,333 - 0,417) \cdot (2 791,149 - 1 085,656) + 0,083 \cdot (1 178,979 - 1 085,656)$$

$$Q_{výp} = 13 509,602 \text{ kW}$$

#### 4.1.3 Přehřívák PP1

Přehřívák PP1 je konvekčního typu. PP1 je umístěn ve třetím tahu kotle. Do prvního parního přehříváku vstupuje sytá pára z kotlového svazku.

Tab. 14 - PP1 vstupy a výstupy páry

Vstup		Výstup	
$p''_p$ [MPa]	5,4	$p''_{pPP1}$ [MPa]	5,3
$t''_p$ [°C]	268,9	$t''_{pPP1}$ [°C]	325
$i''_p$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	2 791,149	$i''_{pPP1}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	2 991,469

$$Q_{PP} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i''_{pPP1} - i''_p) = (8,333 - 0,417) \cdot (2 991,469 - 2 791,149)$$

$$Q_{PP1} = 1 585,861 \text{ kW}$$

#### 4.1.4 Deskový přehřívák DP

Z prvního konvekčního přehříváku PP1 je přiváděna mírně přehřátá pára do deskového přehříváku, který je umístěn ve druhém tahu kotle. Jde o sálavý přehřívák.

Tab. 15 - DP vstupy a výstupy páry

Vstup		Výstup	
$p'_{pDP}$ [MPa]	5,3	$p''_{pDP}$ [MPa]	5,1
$t'_{pDP}$ [°C]	325	$t''_{pDP}$ [°C]	385
$i'_{pDP} = i''_{pPP1}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	2 991,469	$i''_{pDP}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	3 157,416

$$Q_{DP} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i''_{pDP} - i''_{pPP1}) = (8,333 - 0,417) \cdot (3 157,416 - 2 991,469)$$

$$Q_{DP} = 1 313,750 \text{ kW}$$

#### 4.1.5 Přehřívák PP3

Před přehřívák PP3 je umístěn vstřík upravené vody určené k regulaci přehřáté páry. Přehřátá pára za vstříkem o entalpii  $i_{pV}$  následně vstupuje do přehříváku PP3 a vystupuje přehřátá pára o požadovaných parametrech.

$$i_{pV} = \frac{(M_{pp} - M_v) \cdot i''_{pDP} + M_v \cdot i_{nv}}{M_{pp}}$$

$$i_{pV} = \frac{(8,333 - 0,417) \cdot 3\,157,416 + 0,417 \cdot 444,27}{8,333} = 3\,021,759 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Této entalpii  $i_{pV}$  za vstříkem odpovídá teplota  $t_{pV}=333,53 \text{ }^\circ\text{C}$

Tab. 16 - PP3 vstupy a výstupy páry

Vstup		Výstup	
$p_{PP3in} \text{ [MPa]}$	5,1	$p_{PP3out} \text{ [MPa]}$	5
$t'_{PP3} \text{ [}^\circ\text{C]}$	333,53	$t''_{PP3} \text{ [}^\circ\text{C]}$	400
$i'_{PP3} = i_{pV} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$	3 021,759	$i''_{PP3} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$	3 196,592

$$Q_{PP3} = M_p \cdot (i_{pPP3} - i_{pV}) = 8,333 \cdot (3\,196,592 - 3\,021,759) = 1\,456,940 \text{ kW}$$

#### 4.1.6 Výrobní teplo páry

Součtem všech vypočtených bilančních výkonů jednotlivých teplosměnných ploch je celkový tepelný výkon kotle.

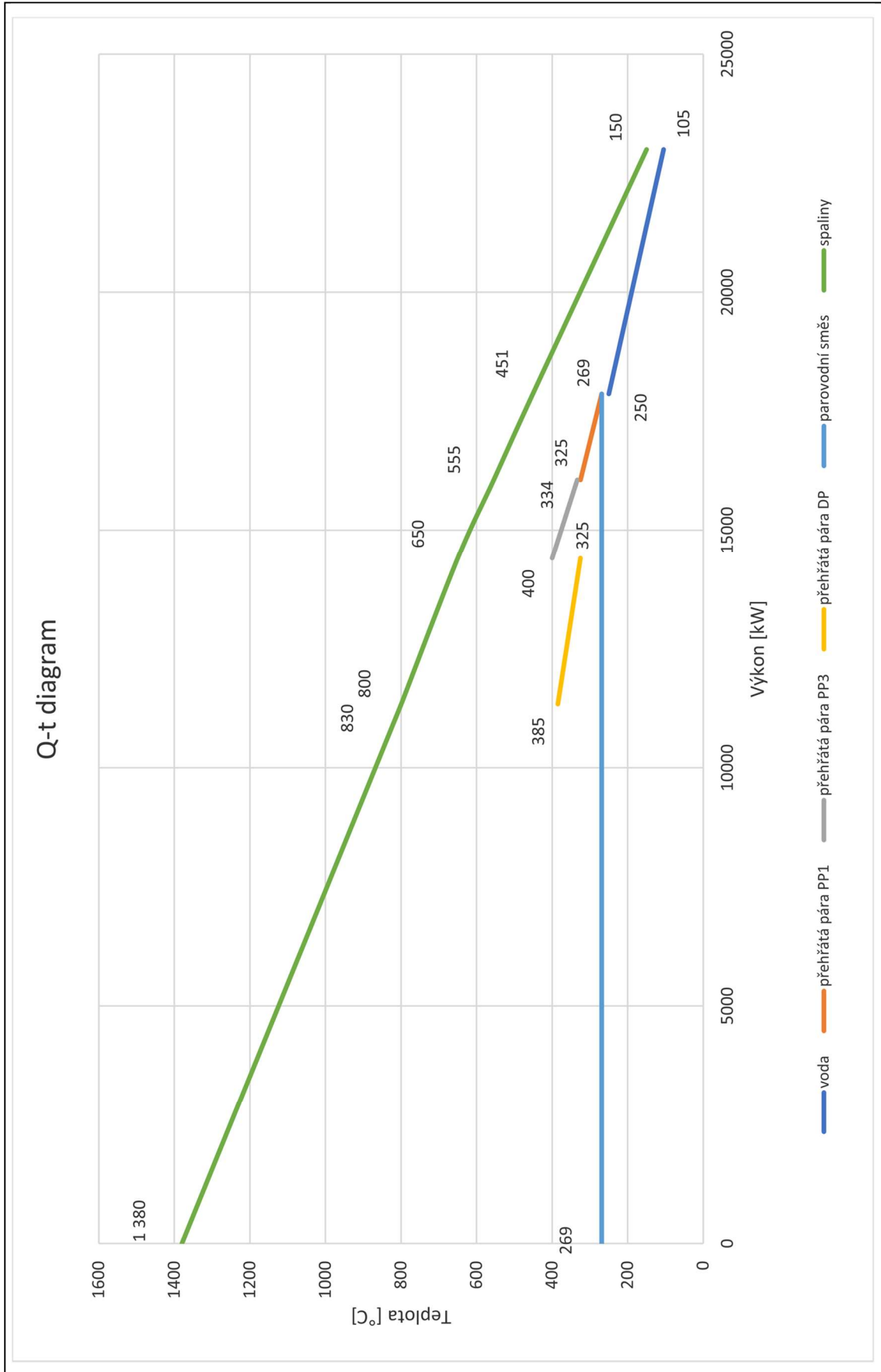
$$Q_{výr} = Q_{výp} + Q_{DP} + Q_{PP} + Q_{PP} + Q_{EKO}$$

$$Q_{výr} = 22\,997,240 \text{ kW}$$



## 4.2 Q-t diagram

Obr. 2 - Q-t diagram



## 5 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

Přenos tepla v oblasti ohniště se děje především sáláním, vliv konvekce se obvykle zanedbává.

### 5.1 Ohniště

Spalovací komora je tvořena membránovou stěnou a zaujímá celý první tah kotle a neobsahuje žádné další teplosměnné plochy.

### 5.2 Teplota nechlazeného plamene

Jedná se o teoretickou adiabatickou spalovací teplotu, kterou by měl plamen, za předpokladu, že by se neodvádělo žádné teplo a plamen by byl tedy nechlazený.

- **Teplo přivedené do spalovací komory ve vzduchu**

Pro vzduch nasávaný do kotle byla určena teplota 25 °C. Přebytek spalovacího vzduchu v ohništi ( $\alpha_{ok}$ ) je 1,35.

$$Q_v = \alpha_{ok} \cdot I_v^t = 1,35 \cdot 124,200 = 167,67 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Teplo uvolněné v ohništi**

$$Q_u = Q_{i \text{ red}} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_v$$

$$Q_u = 14\,310,721 \cdot (1 - 0,000957 - 0,00914 - 0,000905) + 167,67$$

$$Q_u = 14\,320,988 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Teplota nechlazeného plamene**

Jedná se o kotel bez recirkulaci spalin, teplo uvolněné v ohništi se proto rovná přímo entalpii spalin.

$$I_{np}^{t_{np}, \alpha_{ok}} = Q_u = 14\,320,988 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pro tuto entalpii a  $\alpha_{ok} = 1,35$  byla v i-t diagramu spalin odečtena teplota nechlazeného plamene.

$$t_{np} = 1\,380,120 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 5.3 Teplota odchozích spalin

Teplota odchozích spalin je zvolena na  $t_{ok} = 830 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### 5.3.1 Geometrické parametry ohniště

- **Tepelné zatížení ohniště**

Geometrie ohniště vychází ze zvoleného tepelného zatížení ohniště. Hodnota objemového tepelného zatížení byla určena pro tento výpočet parního kotle spalujícího agrární biomasu  $q_v = 120 \text{ kW/m}^3$ .

Hodnota plošného tepelného zatížení byla stanovena na  $q_s = 1500 \text{ kW/m}^2$ .

- **Aktivní objem ohniště**

Jako aktivní objem ohniště je brán celkový objem spalovací komory ohraničený rovinami os trubek membránových stěn. Výškově je aktivní objem uvažován od roštu až po přechodový průřez do druhého tahu kotle.

$$V_o = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_v} = 217,616 \text{ m}^3$$

- **Průřez ohniště**

Stejným způsobem došlo k určení průřezu ohniště.

$$S_o = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_s} = 17,409 \text{ m}^2$$

- **Projekční povrch stěn ohniště**

Projekční povrch stěn ohniště je určen jako uzavřený povrch aktivního objemu ohniště včetně výstupního průřezu, kterým spaliny odchází do druhého tahu kotle.

$$S_{st} = 253,6 \text{ m}^2$$

- **Chlazená plocha stěn s trubkami**

Chlazená plocha stěn je plocha v ohništi, která se určí odečtením nechlazených ploch (vstup paliva, rošt, výstup tuhých zbytků) a výstupního průřezu do druhého tahu od projekčního povrchu stěn ohniště.

$$S_{tr} = 218,000 \text{ m}^2$$

### 5.3.2 Boltzmannovo číslo

- **Entalpie odchozích spalin z ohniště**

Entalpie odchozích spalin z ohniště je odečtena z I-t diagramu pro teplotu  $t_{ok} 820^\circ\text{C}$ .

$$I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 8\,141,288 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Střední tepelná jímavost v ohništi**

$$(O_s \bar{c}_s)_o = \frac{Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}} = \frac{14\,320,988 - 8\,141,288}{1\,380,120 - 830} = 13,744 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$$

- **Součinitel tepelné efektivity stěn ohniště a výstupního okna**

Součinitel zanesení stěn ohniště  $\xi$  je volen 0,4 dle (2) – tab. 6-11, str. 86.

Stěny ohniště jsou tvořeny membránovou stěnou, a proto je úhlový součinitel osálení stěn ohniště  $x_s$  volen 1.

Korekční součinitel  $\delta$  je volen 1 dle (2).

$$\psi_1 = x_s \cdot \xi = 1 \cdot 0,3 = 0,3$$

$$\psi_2 = \delta \cdot x_s \cdot \xi = 1 \cdot 1 \cdot 0,3 = 0,3$$

$$\bar{\psi} = \frac{\psi_1 \cdot (S_{tr} + S_{přech}) + \psi_2 \cdot S_{přech}}{S_{st}} = \frac{0,3 \cdot (218 + 8) + 0,3 \cdot 8}{253,6} = 0,277$$

- **Hodnota Boltzmannova čísla**

Hodnota ztráty sáláním a vedením tepla z ohniště  $Z_{sv}^o$  je volena 0,15 %.

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_s \bar{c}_s)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3}$$

$$Bo = \frac{(1 - 0,0015) \cdot 1,808 \cdot 11,233}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,277 \cdot 253,6 \cdot (273 + 1\,380,120)} = 1,071$$

### 5.3.3 Součinitel M

- **Poloha maximální teploty plamene pro roštová ohniště (2)**

$$x_{pl} = 0,14$$

- **Hodnota součinitele M**

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,59 - 0,5 \cdot 0,14 = 0,520$$

### 5.3.4 Stupeň černosti ohniště

- **Střední efektivní průměr částic popílku (2)**

$$d_{pk} = 20 \mu m$$

- **Hmotnost spalín**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min} = 1 - 0,038 + 1,306 \cdot 1,35 \cdot 4,2225$$

$$G_s = 8,407 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Koncentrace popela ve spalínách**

$$\mu_{pk} = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,038 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 8,407} = 0,293 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,293}{\sqrt[3]{(830 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 21,287$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (X_v - 1) \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,9477 + (1,016 - 1) \cdot 1,35 \cdot 4,2225}{4,9945 + (1,35 - 1) \cdot 4,2225}$$

$$r_{H_2O} = 0,161$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,7501 + 0,0009}{4,9945 + (1,35 - 1) \cdot 4,2225} = 0,116$$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,161 + 0,116 = 0,277$$

- **Účinná tloušťka sálové plochy ohniště**

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{228,800}{253,600} = 3,248 \text{ m}$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

Tlak spalin  $p$  je volen 0,1 MPa.

$$p_S = r_S \cdot p = 0,277 \cdot 0,1 = 0,028 \text{ MPa}$$

- **Součinitel zeslabení sálení tříatomovými plyny**

$$k_S \cdot r_S = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S$$

$$k_S \cdot r_S = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,161}{\sqrt{0,028 \cdot 3,248}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{830 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,277$$

$$k_S \cdot r_S = 1,641$$

- **Optická hustota plamene**

Hodnota bezrozměrného součinitele  $k_{kok}$  je zvolena 10.

Bezrozměrné charakteristiky  $\kappa_1$  a  $\kappa_2$  jsou pak stanoveny dle (2) -  $\kappa_1 = 0,5$ , protože se v kotli spaluje palivo s velkým podílem prchavé hořlaviny a  $\kappa_2 = 0,03$ , neboť se jedná o roštový kotel.

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s$$

$$k \cdot p \cdot s = (1,641 + 21,287 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03) \cdot 0,1 \cdot 3,248 = 7,496$$

- **Stupeň černosti plamene při spalování tuhých paliv**

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-7,496} = 0,999$$

- **Stupeň černosti ohniště**

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{S_{rošt}}{S_{tr}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left( 1 - \frac{S_{rošt}}{S_{tr}} \right)}$$

$$a_o = \frac{0,999 + (1 - 0,999) \cdot \frac{16,0}{218}}{1 - (1 - 0,999) \cdot (1 - 0,2768) \cdot \left( 1 - \frac{16,0}{218} \right)} = 0,999$$

### 5.3.5 Kontrola teploty odchozích spalin

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left( \frac{a_o}{Bo} \right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1380,120 + 273,15}{1 + 0,520 \cdot \left( \frac{0,999}{1,071} \right)^{0,6}} - 273,15 = 829,681 \text{ °C}$$

Vypočtená hodnota teploty odchozích spalin se od navrhnuté liší o méně než  $\pm 50 \text{ °C}$ , proto lze iterační výpočet ukončit. Odchylka od navrhnuté hodnoty pro  $t_{ok}$  je 0,319 °C.

Teplotě 820,472 °C odpovídá entalpie  $I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} \approx 8137,836 \text{ kJ/kg}$ .

## 5.4 Rozdělení tepla v ohništi

Teplu, uvolněné v ohništi, se dle poměrů účinných sálavých ploch dělí na teplo předané do stěn a na teplo odsávané oknem ohniště do následujících šotů.

- **Celkové teplo uvolněné v ohništi**

$$Q_o = M_{pv} \cdot (Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} - Z_{sv}^o \cdot Q_u)$$

$$Q_o = 1,808 \cdot (14\,320,988 - 8\,137,836 - 0,0015 \cdot 14\,320,988) = 11\,140,970 \text{ kW}$$

- **Účinná sálavá plocha stěn**

$$S_{us} = S_{tr} \cdot \psi_1 = 218 \cdot 0,3 = 68,779 \text{ m}^2$$

- **Účinná sálavá plocha výstupního okna**

$$S_{uvo} = S_{přech} \cdot \psi_2 = 8,0 \cdot 0,3 = 2,524 \text{ m}^2$$

- **Celková účinná plocha sálavá plocha ohniště**

$$S_u = S_{us} + S_{uv} = 68,779 + 2,524 = 71,303 \text{ m}^2$$

- **Teplo předané od stěn**

$$Q_{st} = Q_o \cdot \frac{S_{us}}{S_u} = 11\,140,970 \cdot \frac{68,779}{71,303} = 10\,746,599 \text{ kW}$$

- **Teplo odsávané výstupním oknem do šotů**

$$Q_{ods} = Q_o \cdot \frac{S_{uvo}}{S_u} = 11\,140,970 \cdot \frac{2,524}{71,303} = 394,371 \text{ kW}$$

## 6 Výpočet teplosměnných ploch

Výpočet teplosměnných ploch navazuje na předchozí výpočty z kapitol 2 až 5. Teplota spalin vystupujících z ohniště je použita jako vstupní teplota spalin do druhého tahu kotle. Tepelný výpočet v kapitole 6 pracuje s jednotlivými výhřevnými plochami proti směru proudění spalin. (4)

Výpočet byl proveden iteračním způsobem, aby vypočtená data odpovídala hodnotám pro provoz navrhovaného kotle. Při iteračním výpočtu bylo postupováno od poslední teplosměnné plochy spalinového traktu (tedy EKA) směrem k deskovému přehříváku páry a následně končí výpočtem spalinové mříže. Iterační výpočet byl ukončen, když se entalpie spalin počítaná odzadu shodovala s entalpií spalin vystupujících z ohniště s minimální povolenou odchylkou.

### 6.1 Přisávání falešného vzduchu

Ve spalinovém traktu je nutné určit přebytek spalovacího vzduchu pro jednotlivé teplosměnné plochy. Přebytek vzduchu se v průběhu spalinového traktu mění, protože dochází k prisávání falešného vzduchu. Toto rozdělení je vypsáno v následující tabulce 16.

Tab. 17 - Rozdělení přebytku vzduchu v kotli

Teplosměnná plocha		Přebytek vzduchu [-]	Přisávání vzduchu [-]
Ohniště	Vstup	1,3	0,05
	Výstup	1,35	
DESKOVÝ PŘEHŘÍVÁK DP2	Vstup	1,35	0
	Výstup	1,35	
PŘEHŘÍVÁK PP3	Vstup	1,35	0,02
	Výstup	1,37	
PŘEHŘÍVÁK PP1	Vstup	1,37	0,02
	Výstup	1,39	
EKO	Vstup	1,39	0,04
	Výstup	1,43	

## 6.2 Ohřívák vody – EKO

Ohřívák vody je poslední teplosměnná plocha umístěna nejdál od kotle. Slouží k ohřevu vody před vstupem do výparníku za pomoci odchozích spalin.

### 6.2.1 Geometrie svazku ohříváku vody

- **Geometrie, konstrukční rozměry a uspořádání EKA**

Tab. 18 - Rozměry jednoho svazku EKA

	Označení	Hodnota	
Hloubka spalínového tahu	a	1 668	[mm]
Šířka spalínového tahu	b	4 000	[mm]
Vnější průměr trubky	D	32	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	24,8	[mm]
Tloušťka stěny trubky	s <sub>tr</sub>	3,6	[mm]
Uspořádání trubek	vystřídané uspořádání		
Příčná rozteč trubek	s <sub>1</sub>	90	[mm]
Podélná rozteč trubek	s <sub>2</sub>	50	[mm]
Počet trubek	n <sub>tr</sub>	38	[-]
Počet trubek v jedné řadě	z <sub>1</sub>	19	[-]
Počet řad	z <sub>2</sub> = 2 * z <sub>1</sub>	38	[-]

### 6.2.2 Tepelná bilance ohříváku vody EKO

Teplota vody na vstupu do ohříváku vody je určena zadáním práce. Teplota vody na výstupu je stanovena na teplotu 247 °C.

Tab. 19 - Stav vody a přebytek vzduchu na vstupu a výstupu z EKA

	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie vody [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Přebytek vzduchu α [-]
Na vstupu	105	5,6	i <sub>nv</sub>	1,39
Na výstupu	250	5,4	i <sub>EKO</sub>	1,43
				1,41

- **Ztráta EKA sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_Z^{EKO} = Z_{sv}^{EKO} \cdot M_{pv} \cdot Q_{ired} = 0,0003 \cdot 1,808 \cdot 14\,310,721 = 7,763 \text{ kW}$$

- **Tepelný výkon EKA z bilance vody**

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_v + M_0) \cdot (i''_{wEKO} - i_{nv})$$

$$Q_{EKO} = (8,333 - 0,417 + 0,083) \cdot (1\,085,656 - 444,270) = 5\,131,086 \text{ kW}$$



- **Entalpie spalin na vstupu do ohříváku vody**

$$I'_{SEKO} = \frac{Q_{EKO} + Q_Z^{EKO} + M_{pv} \cdot I'_{Sk} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{EKO} \cdot I_{Vf}}{M_{pv}}$$

$$I'_{SEKO} = \frac{(5\,131,086 + 7,763 + 1,808 \cdot 1\,428,506 - 1,808 \cdot 0,04 \cdot 124,2)}{1,808}$$

$$I'_{SEKO} = 4\,319,652 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Teplota spalin na vstupu do EKA**

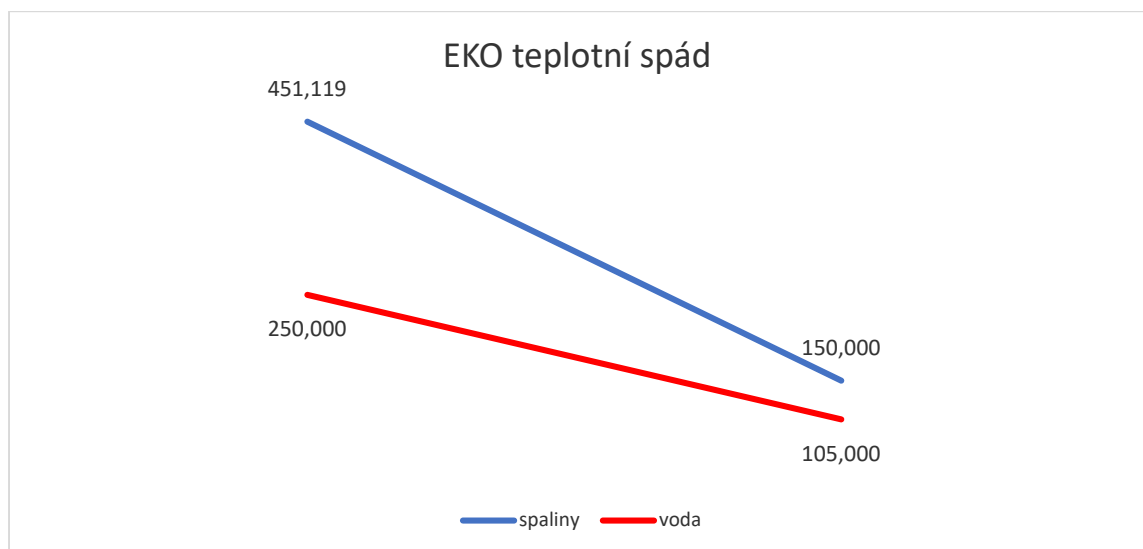
Odpovídající teplota spalin na vstupu do EKA je určena z i-t diagramu.

$$t'_{EKO} = 451,119 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 6.2.3 Tepelný výpočet ohříváku vody EKO

U tepelného výpočtu ohříváku vody je uvažován pouze součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin. Součinitel přestupu tepla na straně vody dosahuje podstatně vyšších hodnot a celkový součinitel přestupu tepla by tím pádem ovlivnil jen minimálně. Ze stejného důvodu není uvažován ani prostup tepla stěnou trubek. Stejně tak se zde nezohledňují ani žádné usazeniny na vnitřní stěně trubek. EKO je řazen jako výměník s protiproudým uspořádáním.

EKO je umístěn v oblasti, kde je teplota spalin s jistotou nižší než 500 °C, proto není uvažován součinitel přestupu tepla sáláním.



Obr. 3 - Teplotní spády médií v ohříváku vody

Tab. 20 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z EKA

	Teplota [°C]	Entalpie spalin [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
<b>Na vstupu</b>	451,119	$I'_{SEKO}$ 4 319,652
<b>Na výstupu</b>	150,000	$I_{Sk}$ 1 428,506

#### 6.2.3.1 Průtok vody a spalin v EKO

- **Měrný objem vody při střední teplotě a tlaku vody v EKO**

$$t_{wEKO} = \frac{t'_{wEKO} + t''_{wEKO}}{2} = \frac{105 + 250}{2} = 177,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_{wEKO} = 0,00112 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- Rychlost vody v EKO je zvolená

$$w_{wEKO} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Střední teplota spalin v EKO

$$t_{SstřEKO} = \frac{t'_{SEKO} + t'_{Sk}}{2} = \frac{451,119 + 150}{2} = 300,560 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Střední objem vlhkých spalin v EKO

$$O_{SEKO} = O_{SV \min} + (\alpha_{EKO} - 1) \cdot O_{VV \min} = 4,995 + (1,41 - 1) \cdot 4,223$$

$$O_{SEKO} = 6,726 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- Skutečný průtok spalin v EKO

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalin EKA je volen 1 kPa.

$$V_{SEKO} = O_{SEKO} \cdot \frac{t_{SstřEKO} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv}$$

$$V_{SEKO} = 6,726 \cdot \frac{300,560 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - 0,001} \cdot 1,808 = 25,797 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- Rychlost spalin v EKO

$$w_{SEKO} = \frac{V_{SEKO} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = \frac{25,797 \cdot 0,09}{1,668 \cdot 4 \cdot (0,09 - 0,032)} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 6.2.3.2 Výpočet přestupu tepla v EKA

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v EKO.

Tab. 21 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKO (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota	
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_S$	0,0484	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Kinematická viskozita spalin	$\nu_S$	0,000044	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_S$	0,650	[-]

- Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin - příčné obtékání trubek ve vystřídáném uspořádání

$$\alpha_S = C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left( \frac{w_{SEKO} \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,6} \cdot Pr_S^{0,33}$$

$$\alpha_S = 1 \cdot 0,353 \cdot \frac{0,0484}{0,0320} \left( \frac{6 \cdot 0,0320}{0,000044} \right)^{0,6} \cdot 0,65^{0,33} = 70,757 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekční součinitel  $C_Z$  na počet řad svazku v podélném směru proudu a  $C_S$  na uspořádání svazku jsou určeny dle (2).

$$C_Z = 1, \text{ protože } z_2 \geq 10$$

$$C_S = 0,275 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} = 0,275 \cdot 1,645^{0,5} = 0,353$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,032} = 2,813$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,05}{0,032} = 1,563$$

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 2,813^2 + 1,563^2} = 2,102$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,813 - 1}{1,563 - 1} = 1,645$$

- **Součinitel zanesení EKA**

Na teplosměnné ploše omývané spaliny dochází za provozu k tvorbě nánosu. Ten má pak špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebírat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,75 \cdot 1 \cdot 0,004 + 0 = 0,003 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

Základní hodnota součinitele zanesení EKA je určena dle (2) – obr. 7-19, str. 122

$$\varepsilon_0 = 0,004 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

$C_D$  je opravný koeficient na průměr trubek – určen dle (2) – obr. 7-19, str. 122

$$C_D = 0,75$$

$C_f$  je opravný koeficient na jemnost popílkových částic, která je charakterizována podílem částic větších než 30  $\mu\text{m}$ . Koeficient je volen dle (2).

$$C_f = 1$$

Přirážka  $\Delta\varepsilon$  je určena dle (2) – tab. 7-2, str. 123

$$\Delta\varepsilon = 0 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\alpha_S}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_S} = \frac{70,757}{1 + 0,003 \cdot 70,757} = 58,368 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SEKO} - t''_{wEKO}) - (t_k - t_{NV})}{\ln\left(\frac{t'_{SEKO} - t''_{wEKO}}{t_k - t_{NV}}\right)} = \frac{(451,119 - 250) - (150 - 105)}{\ln\left(\frac{451,119 - 250}{150 - 105}\right)}$$

$$\Delta t_{ln} = 104,272 \text{ K}$$

- **Skutečná plocha EKA**

$$S_{EKO} = \frac{(M_P + M_0 - M_v) \cdot (i''_{wEKO} - i_{nv})}{k \cdot \Delta t_{ln}}$$

$$S_{EKO} = \frac{(8,333 + 0,0833 - 0,417) \cdot (1\,085,656 - 444,270)}{58,367 \cdot 104,272} = 843,084 \text{ m}^2$$

- **Výška svazku EKA**

$$H = (z_2 - 1) \cdot s_2 + 2 \cdot 0,6 = (38 - 1) \cdot 0,05 + 2 \cdot 0,6 = 3,050 \text{ m}$$

- **Výkon EKA vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{EKO}^k = S_{EKO} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 843,084 \cdot 58,368 \cdot 104,272 \cdot 10^{-3} = 5\,131,086 \text{ kW}$$

6.2.3.3 *Odchylka výkonu EKA vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu z bilance vody*

$$x = \frac{Q_{EKO}^k}{Q_{EKO}} = \frac{5\,131,086}{5\,131,086} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

Obě vypočtené hodnoty se shodují a tím potvrzujeme správnost výpočtu.

### 6.3 Přehřívák páry PP1

Další teplosměnnou plochou při postupu proti proudu spalin je přehřívák páry PP1. Ten je prvním parním přehřívákem ze strany páry.

#### 6.3.1 Geometrie přehříváku páry PP1

Přehřívák páry PP1 je umístěn ve třetím tahu kotle a okolo něj se nachází membránová stěna, která je součástí výparníkového systému.

- **Geometrie, konstrukční rozměry a uspořádání PP1**

Tab. 22 - Rozměry PP1

	Označení	Hodnota	
Hloubka spalínového tahu	a	1 800	[mm]
Šířka spalínového tahu	b	4 000	[mm]
Vnější průměr trubky	D	34	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	26,4	[mm]
Tloušťka stěny trubky	$s_{tr}$	3,8	[mm]
Uspořádání trubek	za sebou		
Příčná rozteč trubek	$s_1$	130	[mm]
Podélná rozteč trubek	$s_2$	95	[mm]
Počet trubek	$n_{tr} = 2 \cdot z_1$	60	[-]
Počet trubek v jedné řadě	$z_1$	30	[-]
Počet řad	$z_2$	17	[-]

#### 6.3.2 Tepelná bilance přehříváku páry PP1

Teplota páry na vstupu do prvního přehříváku i teplota na výstupu z přehříváku byla stanovena pro rozložení tepelného výkonu kotle.

Tab. 23 - Stav páry a přebytek vzduchu na vstupu a výstupu z PP1

	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie páry [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Přebytek vzduchu $\alpha$ [-]
Na vstupu	268,9	5,4	$i''_p$	2 791,149
Na výstupu	325	5,3	$i''_{pPP1}$	2 991,469
				1,37
				1,39
				1,38

- **Ztráta PP1 sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_Z^{PP1} = Z_{sv}^{PP1} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i\ red} = 0,0002 \cdot 1,808 \cdot 14\ 310,721 = 5,175\ kW$$

- **Tepelný výkon PP1 z bilance páry**

$$Q_{PP1} = (M_p - M_v) \cdot (i''_{pPP1} - i''_p) = (8,333 - 0,417) \cdot (2\ 991,469 - 2\ 791,149)$$

$$Q_{PP1} = 1\ 585,861\ kW$$

- **Odhadnutý výkon paralelní výparníkové plochy**

$$Q_{PP1}^{par} = 220\ kW$$

- **Entalpie spalin na vstupu do PP1**

$$I'_{SPP1} = \frac{Q_{PP1} + Q_Z^{PP1} + Q_{PP1}^{par} + M_{pv} \cdot I'_{SEKO} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{PP1} \cdot I_{Vf}}{M_{pv}}$$

$$I'_{SPP} = \frac{(1\,585,861 + 5,175 + 220 + 1,808 \cdot 4\,319,652 - 1,808 \cdot 0,02 \cdot 124,2)}{1,808}$$

$$I'_{SPP1} = 5\,318,787 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

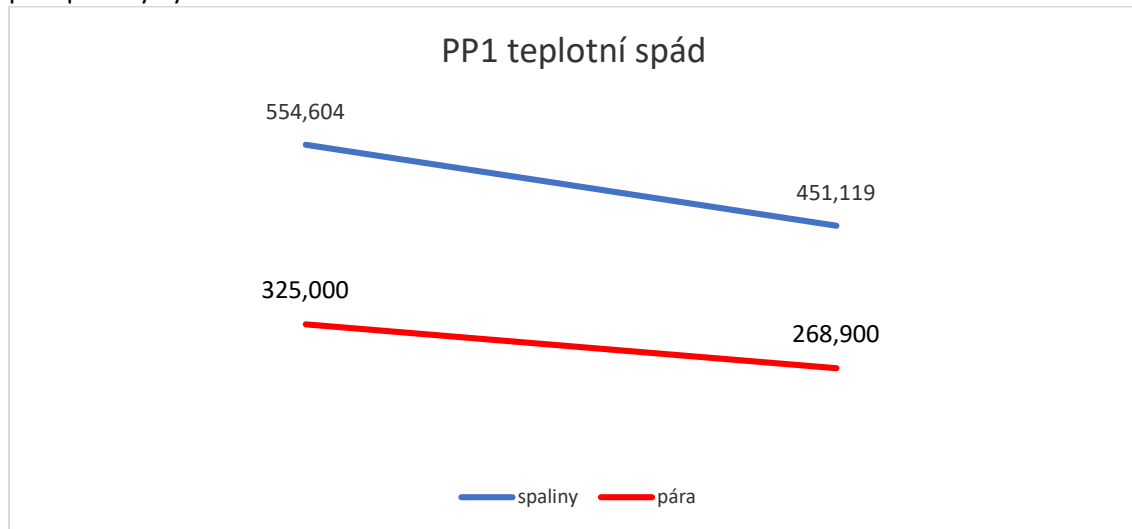
- **Teplota spalin na vstupu do PP1**

Odpovídající teplota spalin na vstupu do PP1 je stanovena z i-t diagramu.

$$t'_{PP1} = 554,604 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 6.3.3 Tepelný výpočet přehříváku páry PP1

U tepelného výpočtu prvního parního přehříváku je uvažován součinitel přestupu tepla konvekcí a sáláním na straně spalin. Na straně páry je uvažován součinitel přestupu tepla, ale není uvažován prostup tepla stěnou trubek. Přehřívák PP1 je řazen v proudu spalin jako protiproudý výměník.



Obr. 4 - Teplotní spád PP1

Tab. 24 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z PP1

	Teplota [°C]	Entalpie spalin [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
Na vstupu	554,604	$I'_{SPP1}$ 5 318,787
Na výstupu	451,119	$I'_{SKS}$ 4 319,652

#### 6.3.3.1 Průtok páry a spalin v PP1

- **Měrný objem páry při střední teplotě a tlaku v PP1**

$$t_{pPP1} = \frac{t''_p + t''_{pPP1}}{2} = \frac{268,9 + 325,000}{2} = 296,95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_{pPP1} = 0,0413 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost páry v PP1**

$$w_{pPP1} = \frac{4 \cdot (M_p - M_v) \cdot v_{pPP1}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{trPP1}} = \frac{4 \cdot (8,333 - 0,417) \cdot 0,0413}{\pi \cdot 0,0264^2 \cdot 60} = 9,964 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Střední teplota spalin v PP1**

$$t_{SstřPP1} = \frac{t'_{SPP1} + t'_{SKS}}{2} = \frac{554,604 + 451,119}{2} = 502,862 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Střední objem vlhkých spalin v PP1**

$$O_{SPP1} = O_{SV \min} + (\alpha_{PP1} - 1) \cdot O_{VV \min} = 4,995 + (1,38 - 1) \cdot 4,223$$

$$O_{SPP1} = 6,599 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalin v PP1**

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalin v PP1 je 1 kPa.

$$V_{SPP1} = O_{SPP1} \cdot \frac{t_{SstřPP1} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv}$$

$$V_{SPP1} = 6,599 \cdot \frac{502,862 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - 0,001} \cdot 1,808 = 34,236 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalin v PP1**

$$w_{SPP1} = \frac{V_{SPP1} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = \frac{34,236 \cdot 0,130}{1,8 \cdot 4,0 \cdot (0,130 - 0,034)} = 6,439 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 6.3.3.2 Výpočet přestupu tepla v PP1

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v PP1.

Tab. 25 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v PP1 (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota	
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_S$	0,0658	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Kinematická viskozita spalin	$\nu_S$	73,5·10 <sup>-6</sup>	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_S$	0,620	[-]

Látkové vlastnosti páry jsou určeny pro střední teplotu a střední tlak páry v PP1.

Tab. 26 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v PP1 (3)

	Označení	Hodnota	
Měrná tepelná vodivost páry	$\lambda_p$	0,0525	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Dynamická viskozita páry	$\eta_p$	19,6·10 <sup>-6</sup>	[Pa·s]
Měrná tepelná kapacita páry	$c_p$	3,272	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_p$	1,226	[-]

#### 6.3.3.2.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry – podélné omývání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_{pPP1} \cdot d}{\eta_p \cdot \nu_{pPP1}} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4}$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0525}{0,0264} \cdot \left( \frac{9,964 \cdot 0,0264}{19,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0413} \right)^{0,8} \cdot 1,226^{0,4} = 1\,269,613 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 6.3.3.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left( \frac{w_{SPP1} \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,65} \cdot Pr_S^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,988 \cdot \frac{0,0658}{0,034} \cdot \left( \frac{6,439 \cdot 0,034}{73,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,62^{0,33} = 119,211 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekční součinitel  $C_z$  na počet řad svazku v podélném směru proudu a  $C_s$  na uspořádání svazku je určen dle (2).

$$C_z = 1, \text{ protože } z_2 \geq 10$$

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 3,824 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,794}{2}\right)^3\right]^2} = 1,988$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,130}{0,034} = 3,824; \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,095}{0,034} = 2,794$$

### 6.3.3.2.3 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

- **Hmotnost spalin**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{PP1} \cdot O_{VV \min}$$

$$G_s = 1 - 0,038 + 1,306 \cdot 1,38 \cdot 4,223 = 8,572 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Koncentrace popílku ve spalinách**

$$\mu_k = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,038 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 8,572} = 0,288 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  je volen dle (2)  $20 \mu\text{m}$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{SstřPP1} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(502,862 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 91,610$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (X_v - 1) \cdot \alpha_{PP1} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{PP1} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,948 + (1,016 - 1) \cdot 1,38 \cdot 4,223}{4,995 + (1,38 - 1) \cdot 4,223}$$

$$r_{H_2O} = 0,158$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{PP1} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,750 + 0,001}{4,995 + (1,38 - 1) \cdot 4,223} = 0,114$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,158 + 0,114 = 0,272$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,272 \cdot 0,1 = 0,0272 \text{ MPa}$$

- **Efektivní tloušťka sálavé vrstvy**

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1\right) = 0,9 \cdot 0,034 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,130 \cdot 0,095}{0,034^2} - 1\right) = 0,386 \text{ m}$$



- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřPP1} + 273,15}{1\,000} \right)$$

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,158}{3,16 \cdot \sqrt{0,0272 \cdot 0,386}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{502,862 + 273,15}{1\,000} \right) = 22,032$$

- **Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_k) \cdot p \cdot s = 1,249$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$a_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,249} = 0,713$$

- **Součinitel zanesení PP1**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami dochází za provozu k tvorbě nánosů. Ten má pak špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebírat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 = 0,85 \cdot 1 \cdot 0,01 = 0,00782 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

Základní hodnota součinitele zanesení PP1 je určena dle (2) – obr. 7-20, str. 123

$$\varepsilon_0 = 0,0092 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

$C_D$  je opravný koeficient na průměr trubek – určen dle (2) – obr. 7-19, str. 122

$$C_D = 0,85$$

$C_f$  je opravný koeficient na jemnost popílkových částic, která je charakterizována podílem částic větších než 30  $\mu\text{m}$ . Koeficient je volen dle (2).

$$C_f = 1$$

- **Teplota povrchu nánosů na PP1 na straně spalin**

$$t_{zPP} = t_{pPP} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{PP1}}{S_{PP}} = 296,95 + \left( 0,00782 + \frac{1}{1\,269,613} \right) \cdot \frac{1\,585,861}{98}$$

$$t_{zPP1} = 309,704 \text{ }^\circ\text{C}$$

Hodnota  $S_{PP1}$  pro tento výpočet volena  $S_{PP1} = 98 \text{ m}^2$ .

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  je volen dle (2) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_S \cdot (t_{SstřPP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zPP1} + 273,15}{t_{SstřPP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{zPP} + 273,15}{t_{SstřPP} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,713 \cdot (502,862 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{309,704 + 273,15}{502,862 + 273,15}\right)^{3,6}}{1 - \frac{309,704 + 273,15}{502,862 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 44,170 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 6.3.3.2.4 Tepelný výkon PP1 vypočtený ze strany spalin

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin**

Součinitel omývání plochy  $\omega$  je volen 0,95.

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 0,95 \cdot 119,211 + 44,170 = 157,420 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

Součinitel tepelné efektivity  $\psi$  je zvolen 0,565

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,565 \cdot 157,420}{1 + \frac{157,420}{1269,613}} = 79,131 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SPP1} - t''_{pPP1}) - (t'_{SEKO} - t_{pb})}{\ln\left(\frac{t'_{SPP1} - t''_{pPP1}}{t'_{SEKO} - t_{pb}}\right)} = \frac{(554,604 - 325,0) - (451,119 - 268,9)}{\ln\left(\frac{554,604 - 325,0}{451,119 - 268,9}\right)}$$

$$\Delta t_{ln} = 204,999 \text{ K}$$

- **Skutečná plocha PP1**

$$S_{pPP1} = \frac{(M_p - M_v) \cdot (i''_{pPP1} - i''_p)}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{(8,333 - 0,417) \cdot (2991,469 - 2791,149)}{79,131 \cdot 204,999}$$

$$S_{pPP1} = 97,761 \text{ m}^2$$

- **Výkon PP1 vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{PP1}^k = S_{pPP1} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 97,761 \cdot 79,131 \cdot 204,999 \cdot 10^{-3} = 1585,861 \text{ kW}$$

#### 6.3.3.3 Odchylka výkonu PP1 vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu PP1 z bilance páry

$$x = \frac{Q_{PP1}^k}{Q_{PP1}} = \frac{1585,861}{1585,861} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

Obě vypočtené hodnoty se shodují a tím potvrzujeme správnost výpočtu.

#### 6.3.4 Tepelný výpočet paralelní plochy PP1

- **Délka jedné trubky**

$$L = \frac{S_{PP1k}}{n_{tr} \cdot \pi \cdot D} = \frac{97,761}{60 \cdot \pi \cdot 0,034} = 15,254 \text{ m}$$

- **Počet řad svazku**

$$z_2 = 17$$

- **Výška svazku**

$$h = (z_2 - 1) \cdot s_2 = (17 - 1) \cdot 0,095 = 1,52 \text{ m}$$

- **Velikost paralelní plochy**

$$\text{Plocha stěny:} \quad S_{st} = 2 \cdot (a + b) \cdot h = 2 \cdot (1,8 + 4) \cdot 1,52 = 17,632 \text{ m}^2$$

$$\text{Plocha závěsů:} \quad S_{zav} = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot h = 60 \cdot \pi \cdot 0,034 \cdot 1,52 = 9,741 \text{ m}^2$$

$$\text{Paralelní plocha celkem:} \quad S_{par} = S_{st} + S_{zav} = 27,374 \text{ m}^2$$

- **Součinitel přestupu tepla na straně spalin**

$$\alpha_{spar} = 0,2 \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 0,2 \cdot 119,211 + 44,170 = 68,012 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k_{par} = \frac{\alpha_{spar}}{1 + \left( \varepsilon_{zpar} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_{spar}} = \frac{68,012}{1 + \left( 0,01 + \frac{1}{1269,613} \right) \cdot 68,012}$$

$$k_{par} = 39,230 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hodnota součinitele zanesení paralelní plochy k PP1  $\varepsilon$  je volena  $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ .

- **Výkon paralelní plochy**

$$Q_{par1} = S_{par} \cdot k_{par} \cdot \Delta t_{ln} = 27,374 \cdot 39,230 \cdot 204,999 \cdot 10^{-3} = 220,139 \text{ kW}$$

Výsledný výkon paralelní plochy se blíží k odhadované hodnotě, a proto lze výpočet ukončit.

## 6.4 Přehřívák páry PP3 – výstupní přehřívák

Poslední teplosměnnou plochou ze strany pracovní látky je přehřívák páry PP3.

### 6.4.1 Geometrie přehříváku páry PP3

Přehřívák páry PP3 je umístěn ve třetím tahu kotle a okolo něj se nachází membránová stěna, která je součástí výparníkového systému.

- **Geometrie, konstrukční rozměry a uspořádání PP3**

Tab. 27 - Rozměry PP3

	Označení	Hodnota	
Hloubka spalínového tahu	a	1 800	[mm]
Šířka spalínového tahu	b	4 000	[mm]
Vnější průměr trubky	D	34	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	26,4	[mm]
Tloušťka stěny trubky	S <sub>tr</sub>	3,8	[mm]
Uspořádání trubek	za sebou		
Příčná rozteč trubek	S <sub>1</sub>	130	[mm]
Podélná rozteč trubek	S <sub>2</sub>	95	[mm]
Počet trubek	n <sub>tr</sub>	60	[-]
Počet trubek v jedné řadě	Z <sub>1</sub>	30	[-]
Počet řad	Z <sub>2</sub>	12	[-]

### 6.4.2 Tepelná bilance přehříváku páry PP3

Teplota páry na vstupu do třetího přehříváku (tj. za vstřikem) je odečtena z i-t diagramu pro entalpii páry za vstřikem, teplota na výstupu z přehříváku určena pro rozložení výkonu na jednotlivé teplosměnné plochy.

Tab. 28 - Stav páry a přebytek vzduchu na vstupu a výstupu z PP3

	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie páry [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Přebytek vzduchu α [-]	
Na vstupu	333,53	5,1	i <sub>pV</sub>	3 021,759	1,35
Na výstupu	400	5,0	i <sub>pPP3</sub>	3 196,592	1,37
					1,36

- **Ztráta PP3 sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_Z^{PP3} = Z_{sv}^{PP3} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i red} = 0,0002 \cdot 1,808 \cdot 14\,310,721 = 5,175 \text{ kW}$$

- **Tepelný výkon PP3 z bilance páry**

$$Q_{PP3} = M_p \cdot (i_{pPP3} - i_{pV}) = 8,333 \cdot (3\,196,592 - 3\,021,759) = 1\,456,940 \text{ kW}$$

- **Odhadnutý výkon paralelní výparníkové plochy**

$$Q_{PP3}^{par} = 198 \text{ kW}$$

- **Entalpie spalín na vstupu do PP3**

$$I'_{SPP3} = \frac{Q_{PP3} + Q_Z^{PP3} + Q_{PP3}^{par} + M_{pv} \cdot I'_{SPP1} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{PP3} \cdot I_{VZ}}{M_{pv}}$$

$$I'_{SPP} = \frac{(1\,456,940 + 5,175 + 198 + 1,808 \cdot 5\,318,787 - 1,808 \cdot 0,02 \cdot 124,2)}{1,808}$$

$$I'_{SPP3} = 6\,234,453 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

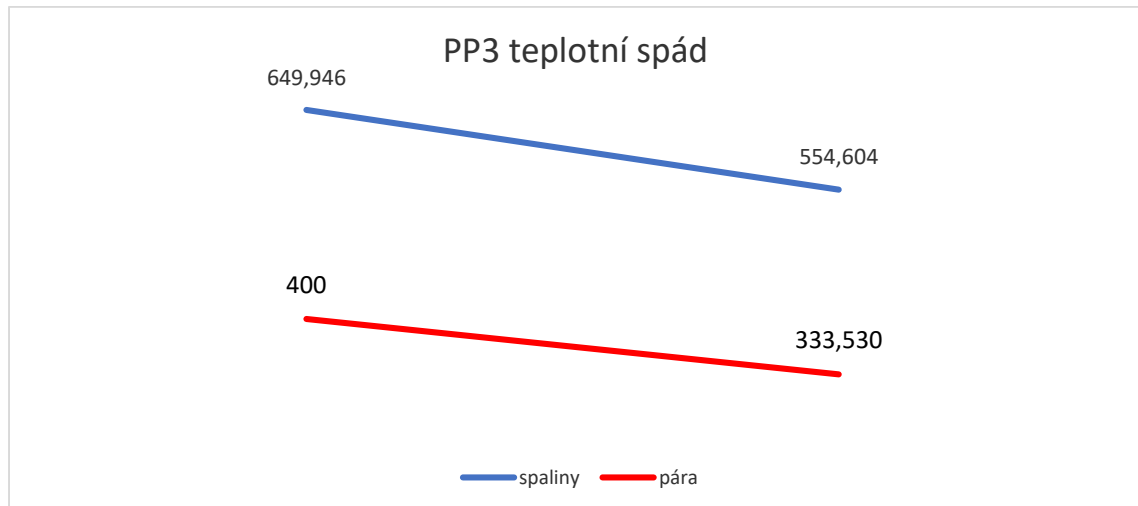
- **Teplota spalín na vstupu do PP3**

Odpovídající teplota spalín na vstupu do třetího přehříváku je určena z i-t diagramu.

$$t'_{PP3} = 649,946 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 6.4.3 Tepelný výpočet přehříváku páry PP3

U tepelného výpočtu třetího parního přehříváku je uvažován součinitel přestupu tepla konvekcí a sáláním na straně spalín. Na straně páry je uvažován součinitel přestupu tepla, ale neuvažuje se prostup tepla stěnou trubek. Přehřívák PP3 je řazen v proudu spalín jako protiproudý výměník.



Obr. 5 - Teplotní spád PP3

Tab. 29 - Teplota a entalpie spalín na vstupu a výstupu z PP3

	Teplota [°C]	Entalpie spalín [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
Na vstupu	649,946	$I'_{SPP3}$ 6 234,453
Na výstupu	554,604	$I'_{SPP2}$ 5 318,787

#### 6.4.3.1 Průtok páry a spalín v PP3

- **Měrný objem páry při střední teplotě a tlaku v PP3.**

$$t_{pPP3} = \frac{t_{pV} + t_{pPP3}}{2} = \frac{333,53 + 400}{2} = 366,765 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_{pPP3} = 0,0534 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost páry v PP3**

$$w_{pPP3} = \frac{4 \cdot M_p \cdot v_{pPP}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{trPP}} = \frac{4 \cdot 8,333 \cdot 0,0534}{\pi \cdot 0,0264^2 \cdot 60} = 13,551 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Střední teplota spalín v PP3**

$$t_{SstřPP3} = \frac{t'_{SPP3} + t'_{SPP1}}{2} = \frac{649,946 + 554,604}{2} = 602,275 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Střední objem vlhkých spalín v PP3**

$$O_{SPP3} = O_{SV \min} + (\alpha_{PP3} - 1) \cdot O_{VV \min} = 4,995 + (1,36 - 1) \cdot 4,223$$

$$O_{SPP3} = 6,515 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalín v PP3**

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalín v PP3 je 1 kPa.

$$V_{SPP} = O_{SPP3} \cdot \frac{t_{SstřPP3} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv}$$

$$V_{SPP} = 6,515 \cdot \frac{602,275 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - 0,001} \cdot 1,808 = 38,128 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalín v PP3**

$$w_{SPP} = \frac{V_{SPP3} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = \frac{38,128 \cdot 0,13}{1,8 \cdot 4,0 \cdot (0,13 - 0,034)} = 7,171 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### 6.4.3.2 Výpočet přestupu tepla v PP3

Látkové vlastnosti spalín jsou určeny pro střední teplotu spalín v PP3.

Tab. 30 - Látkové vlastnosti spalín pro střední teplotu v PP3 (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota	
Součinitel tepelné vodivosti spalín	$\lambda_S$	0,0744	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Kinematická viskozita spalín	$\nu_S$	89,8·10 <sup>-6</sup>	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalín	Pr <sub>S</sub>	0,610	[-]

Látkové vlastnosti páry jsou určeny pro střední teplotu a střední tlak páry v PP3.

Tab. 31 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v PP3 (3)

	Označení	Hodnota	
Měrná tepelná vodivost páry	$\lambda_p$	0,0569	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Dynamická viskozita páry	$\eta_p$	2,3·10 <sup>-5</sup>	[Pa·s]
Měrná tepelná kapacita páry	$c_p$	2,593	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalín	Pr <sub>p</sub>	1,050	[-]

#### 6.4.3.2.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry – podélné omývání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_{pPP3} \cdot d}{\eta_p \cdot \nu_{pPP3}} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4}$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,0569}{0,0264} \cdot \left( \frac{13,551 \cdot 0,0264}{2,3 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0534} \right)^{0,8} \cdot 1,050^{0,4} = 1\,186,909 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 6.4.3.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín – příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left( \frac{w_{SPP} \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,65} \cdot Pr_S^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 1 \cdot 1,989 \cdot \frac{0,0744}{0,034} \cdot \left( \frac{7,171 \cdot 0,034}{89,8 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,61^{0,33} = 126,105 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekční součinitel  $C_z$  na počet řad svazku v podélném směru proudu a  $C_s$  na uspořádání svazku je určen dle (2).

$$C_z = 1, \text{ protože } z_2 \geq 10$$

$$C_s = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot 3,824 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{2,794}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,989$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,13}{0,034} = 3,824; \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,095}{0,034} = 2,794$$

#### 6.4.3.2.3 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín

- **Hmotnost spalín**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{PP3} \cdot O_{VV \min}$$

$$G_s = 1 - 0,038 + 1,306 \cdot 1,36 \cdot 4,223 = 8,462 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Koncentrace popílku ve spalínách**

$$\mu_k = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,038 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 8,462} = 0,292 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  je volen dle (2)  $20 \mu\text{m}$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{SstřPP3} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(602,275 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 84,536$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{PP3} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{PP3} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,948 + (1,016 - 1) \cdot 1,36 \cdot 4,223}{4,995 + (1,36 - 1) \cdot 4,223}$$

$$r_{H_2O} = 0,160$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{PP3} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,750 + 0,001}{4,995 + (1,36 - 1) \cdot 4,223} = 0,115$$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,160 + 0,115 = 0,275$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_s = r_s \cdot p = 0,275 \cdot 0,1 = 0,0275 \text{ MPa}$$

- **Efektivní tloušťka sálové vrstvy**

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,034 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,13 \cdot 0,095}{0,034^2} - 1 \right) = 0,386 \text{ m}$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřPP3} + 273,15}{1\,000} \right)$$

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,160}{3,16 \cdot \sqrt{0,0275 \cdot 0,386}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{602,275 + 273,15}{1\,000} \right) = 20,825$$

- **Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = 1,172$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$a_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,172} = 0,690$$

- **Součinitel zanesení PP3**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami dochází za provozu k tvorbě nánosů. Ten má pak špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebírat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 = 0,85 \cdot 1 \cdot 0,0085 = 0,006885 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

Základní hodnota součinitele zanesení PP3 je určena dle (2) – obr. 7-20, str. 123

$$\varepsilon_0 = 0,0081 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

$C_D$  je opravný koeficient na průměr trubek – určen dle (2) – obr. 7-19, str. 122

$$C_D = 0,85$$

$C_f$  je opravný koeficient na jemnost popílkových částic, která je charakterizována podílem částic větších než 30  $\mu\text{m}$ . Koeficient je volen dle (2).

$$C_f = 1$$

- **Teplota povrchu nánosů na PP3 na straně spalin**

$$t_{zPP3} = t_{pPP3} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{PP}}{S_{PP3}} = 366,765 + \left( 0,006885 + \frac{1}{1\,186,909} \right) \cdot \frac{1\,456,94}{70}$$

$$t_{zPP3} = 384,308 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  je volen dle (2) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_S \cdot (t_{SstřPP3} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zPP3} + 273,15}{t_{SstřPP3} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{zPP3} + 273,15}{t_{SstřPP3} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,690 \cdot (602,275 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{384,308 + 273,15}{602,275 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{384,308 + 273,15}{602,275 + 273,15}}$$



$$\alpha_{sal} = 61,383 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 6.4.3.2.4 Tepelný výkon PP3 vypočtený ze strany spalin

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin**

Součinitel omývání plochy  $\omega$  je zvolen 0,95.

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 0,95 \cdot 126,105 + 61,383 = 181,183 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

Součinitel tepelné efektivity  $\psi$  je zvolen 0,565.

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_S}{1 + \frac{\alpha_S}{\alpha_p}} = \frac{0,565 \cdot 181,183}{1 + \frac{181,183}{1186,909}} = 88,811 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SPP} - t_{pPP3}) - (t'_{SPP} - t_{pV})}{\ln\left(\frac{t'_{SPP} - t_{pPP3}}{t'_{SPP1} - t_{pV}}\right)} = \frac{(649,946 - 400) - (554,604 - 333,530)}{\ln\left(\frac{649,946 - 400}{554,604 - 333,530}\right)}$$

$$\Delta t_{ln} = 235,215 \text{ K}$$

- **Skutečná plocha PP3**

$$S_{pPP3} = \frac{(M_p) \cdot (i'_{pPP3} - i_{pPP3})}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{(8,333) \cdot (3196,592 - 3021,759)}{88,811 \cdot 235,215}$$

$$S_{pPP3} = 69,744 \text{ m}^2$$

- **Výkon PP3 vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{PP3}^k = S_{PP3} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 69,744 \cdot 88,811 \cdot 235,215 \cdot 10^{-3} = 1\,456,940 \text{ kW}$$

#### 6.4.3.3 Odchylna výkonu PP3 vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu PP3 z bilance páry

$$x = \frac{Q_{PP3}^k}{Q_{PP3}} = \frac{1\,456,940}{1\,456,940} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

Obě vypočtené hodnoty se shodují a tím potvrzujeme správnost výpočtu.

#### 6.4.4 Tepelný výpočet membránové stěny okolo PP3

- **Délka jedné trubky**

$$L = \frac{S_{PP3}}{n_{tr} \cdot \pi \cdot D} = \frac{69,744}{60 \cdot \pi \cdot 0,034} = 10,883 \text{ m}$$

- **Počet řad svazku**

$$z_2 = 12$$

- **Výška svazku**

$$h = (z_2 - 1) \cdot s_2 = (12 - 1) \cdot 0,095 = 1,045 \text{ m}$$

- **Velikost paralelní plochy**

Plocha stěny:  $S_{st} = 2 \cdot (a + b) \cdot h = 2 \cdot (1,8 + 4) \cdot 1,045 = 12,122 \text{ m}^2$

Plocha závěsů:  $S_{zav} = n_{tr} \cdot \pi \cdot D \cdot h = 60 \cdot \pi \cdot 0,034 \cdot 1,045 = 6,697 \text{ m}^2$

Paralelní plocha celkem:  $S_{par} = S_{st} + S_{zav} = 18,819 \text{ m}^2$

- **Součinitel přestupu tepla na straně spalin**

$$\alpha_{spar} = 0,2 \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 0,2 \cdot 126,105 + 61,383 = 86,604 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k_{par} = \frac{\alpha_{spar}}{1 + \left( \varepsilon_{zpar} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_{spar}} = \frac{86,604}{1 + \left( 0,01 + \frac{1}{186,909} \right) \cdot 86,604}$$

$$k_{par} = 44,664 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hodnota součinitele zanesení paralelní plochy k PP1  $\varepsilon$  je volena  $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ .

- **Výkon paralelní plochy**

$$Q_{par3} = S_{par} \cdot k_{par} \cdot \Delta t_{ln} = 18,819 \cdot 44,664 \cdot 235,215 \cdot 10^{-3} = 197,709 \text{ kW}$$

Výsledný výkon paralelní plochy se blíží k odhadované hodnotě, a proto lze výpočet ukončit.

## 6.5 Deskový přehřívák páry DP

Teplosměnná plocha, která následuje hned za spalovací komorou a spalínovou mříží, je deskový přehřívák (DP) a je umístěn v druhém tahu kotle.

### 6.5.1 Geometrie přehříváku páry DP

Stěny druhého tahu kotle okolo DP tvoří membránová stěna, která je součástí výparníkového systému.

- **Geometrie, konstrukční rozměry a uspořádání DP**

Tab. 32 - Rozměry DP

	Označení	Hodnota	
Hloubka spalínového tahu	a	1 800	[mm]
Šířka spalínového tahu	b	4 000	[mm]
Výška prostoru DP	h	6 400	[mm]
Vnější průměr trubky	D	38	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	30	[mm]
Tloušťka stěny trubky	S <sub>tr</sub>	4	[mm]
Příčná rozteč trubek (mezi deskami)	S <sub>1</sub>	700	[mm]
Podélná rozteč trubek (v desce)	S <sub>2</sub>	120	[mm]
Šířka desky	S <sub>d</sub>	1238	[mm]
Počet trubek v desce	Z <sub>2</sub>	6	[-]
Počet desek	n <sub>d</sub>	5	[-]
Celkový počet trubek	n <sub>tr</sub>	30	[-]

### 6.5.2 Tepelná bilance přehříváku páry DP

Pára vstupuje do deskového přehříváku z prvního parního přehříváku a po projití je vedena do druhého parního přehříváku.

Tab. 33 - Stav páry a přebytek vzduchu na vstupu a výstupu z DP

	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie páry [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Přebytek vzduchu α [-]
Na vstupu	325	5,3	i <sub>pPP1</sub>	2 991,469
Na výstupu	385	5,1	i <sub>pDP</sub>	3 157,416
				1,35

- **Ztráta DP sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_Z^{DP} = Z_{sv}^{DP} \cdot M_{pv} \cdot Q_{ired} = 0,0002 \cdot 1,808 \cdot 14\,310,721 = 5,175 \text{ kW}$$

- **Tepelný výkon DP z bilance páry**

$$Q_{DP} = (M_p - M_v) \cdot (i_{pDP} - i_{pPP1}) = (8,333 - 0,417) \cdot (3\,157,416 - 2\,991,469)$$

$$Q_{DP} = 1\,313,750 \text{ kW}$$

- **Odhadnutý výkon paralelní výparníkové plochy**

$$Q_{DP}^{par} = 1\,754 \text{ kW}$$

- **Entalpie spalin na vstupu do DP**

$$I'_{SDP} = \frac{Q_{DP} + Q_Z^{DP} + Q_{DP}^{par} + M_{pv} \cdot I'_{SPP3} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{DP} \cdot I_{VZ}}{M_{pv}}$$

$$I'_{SDP} = 7\,930 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rozdíl vypočtené entalpie spalin na vstupu do DP**

Vstupní entalpie spalin do deskového přehříváku byla počítána dvěma způsoby. Bilancováním všech teplosměnných ploch od konce kotle a také bilancováním ohniště a spalinové mříže, tedy od začátku kotle.

$$I''_{SSM} = 7\,811 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$I'_{SDP} = 7\,930 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Rozdíl těchto entalpií činí méně než 1,00 %.

$$\delta = \frac{M_{pv} \cdot (I''_{SSM} - I'_{SDP})}{Q_{výr}} = \frac{1,808(7\,811 - 7\,930)}{22\,997,240} = -0,0093$$

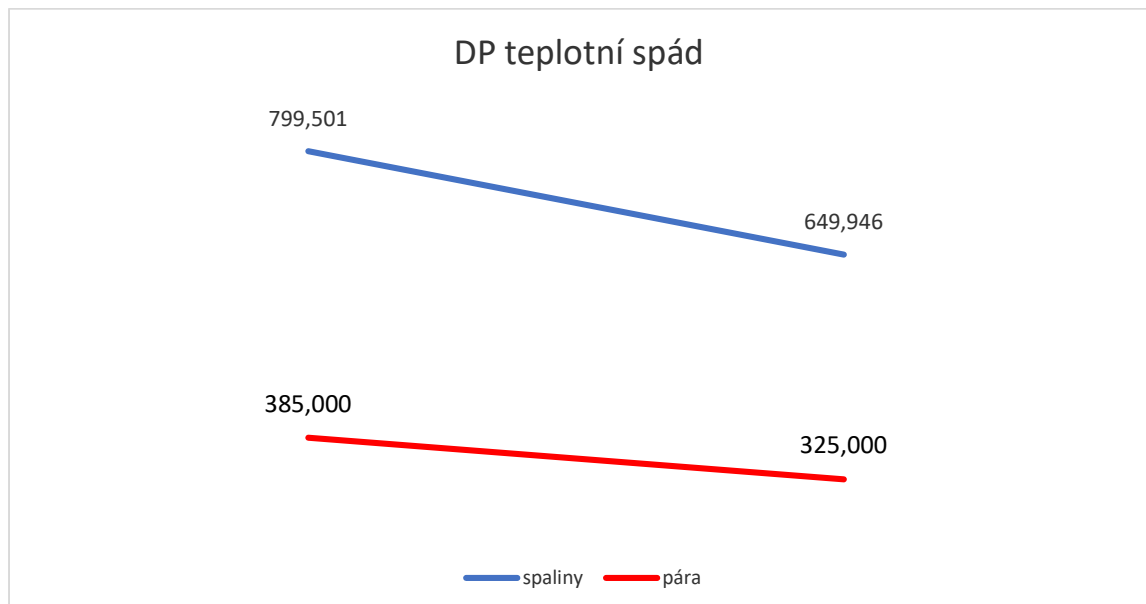
- **Teplota spalin na vstupu do DP**

Pro další výpočty je tedy uvažováno s entalpií a teplotou spalin za spalinovou mříží.

$$t'_{DP} = 799,501 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 6.5.3 Tepelný výpočet přehříváku páry DP

U tepelného výpočtu deskového parního přehříváku je uvažován součinitel přestupu tepla konvekcí (příčně i podélně) a sáláním na straně spalin. Na straně páry je uvažován součinitel přestupu tepla, ale neuvažuje se zde prostup tepla stěnou trubek.



Obr. 6 - Teplotní spád DP

Tab. 34 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z DP

	Teplota [°C]	Entalpie spalin [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
Na vstupu	799,501	$l'_{SDP}$ 7 811,433
Na výstupu	649,946	$l'_{SPP3}$ 6 234,453

#### 6.5.3.1 Průtok páry a spalin v DP

- **Měrný objem páry při střední teplotě a tlaku v DP**

$$t_{pDP} = \frac{t_{pPP1} + t_{pDP}}{2} = \frac{325 + 385}{2} = 355 \text{ °C}$$

$$v_{pDP} = 0,0503 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost páry v DP**

$$w_{pDP} = \frac{4 \cdot (M_p - M_v) \cdot v_{pDP}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{trDP}} = \frac{4 \cdot (8,333 - 0,417) \cdot 0,0503}{\pi \cdot 0,03^2 \cdot 30} = 18,789 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Střední teplota spalin v DP**

$$t_{SstřDP} = \frac{t'_{SDP} + t'_{SPP3}}{2} = \frac{799,501 + 649,946}{2} = 724,724 \text{ °C}$$

- **Střední objem vlhkých spalin v DP**

$$O_{SDP} = O_{SV \min} + (\alpha_{DP} - 1) \cdot O_{VV \min} = 4,995 + (1,35 - 1) \cdot 4,223$$

$$O_{SDP} = 6,472 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalin v DP**

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalin v DP je 1 kPa.

$$V_{SDP} = O_{SDP} \cdot \frac{t_{SstřDP} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv}$$

$$V_{SDP} = 6,472 \cdot \frac{724,724 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - 0,001} \cdot 1,808 = 43,179 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalin v DP**

$$w_{SDP} = \frac{V_{SDP} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = \frac{43,179 \cdot 0,7}{1,8 \cdot 4,0 \cdot (0,7 - 0,038)} = 6,341 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### 6.5.3.2 Výpočet přestupu tepla v DP

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v DP.

Tab. 35 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v DP (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_s$	0,0849 [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Kinematická viskozita spalin	$\nu_s$	111,7·10 <sup>-6</sup> [m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_s$	0,598 [-]

Látkové vlastnosti páry jsou určeny pro střední teplotu a střední tlak páry v DP.

Tab. 36 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v DP (3)

	Označení	Hodnota	
Měrná tepelná vodivost páry	$\lambda_p$	0,05575	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Dynamická viskozita páry	$\eta_p$	2,3·10 <sup>-5</sup>	[Pa·s]
Měrná tepelná kapacita páry	$c_p$	2,65	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_p$	1,069	[-]

6.5.3.2.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry – podélné omývání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_{pDP} \cdot d}{\eta_p \cdot v_{pDP}} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4}$$

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{0,05575}{0,030} \cdot \left( \frac{18,789 \cdot 0,030}{2,3 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0503} \right)^{0,8} \cdot 1,069^{0,4} = 1\,584,831 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

6.5.3.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Trubky deskového přehříváku jsou obtékány spalinami příčně i podélně, proto je nutné určit součinitel přestupu tepla pro oba druhy konvekčního proudění.

- **Příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou**

$$\alpha_{k_{příč}} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left( \frac{w_{SDP} \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,65} \cdot Pr_S^{0,33}$$

$$\alpha_{k_{příč}} = 0,2 \cdot 0,960 \cdot 0,0323 \cdot \frac{0,0849}{0,038} \cdot \left( \frac{6,341 \cdot 0,038}{111,7 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,598^{0,33}$$

$$\alpha_{k_{příč}} = 1,715 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekční součinitel  $C_Z$  na počet řad svazku v podélném směru proudu a  $C_S$  na uspořádání svazku je určen dle (2).

$$C_Z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (6 - 2) = 0,960$$

$$C_S = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot 18,421 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{3,158}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,0323$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,7}{0,038} = 18,421; \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,12}{0,038} = 3,158$$

- **Podélné obtékání trubek uspořádaných za sebou**

$$\alpha_{k_{pod}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_S}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{SDP} \cdot d_e}{\nu_S} \right)^{0,8} \cdot Pr_S^{0,4}$$

$$\alpha_{k_{pod}} = 0,023 \cdot \frac{0,0849}{2,336} \cdot \left( \frac{6,341 \cdot 2,336}{111,7 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,598^{0,4} = 8,895 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Rozměr  $d_e$  je ekvivalentní průměr prostoru deskového přehříváku.

$$d_e = \frac{4 \cdot \left( a \cdot b - z_2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)}{2 \cdot (a + b) + z_2 \cdot \pi \cdot D} = \frac{4 \cdot \left( 1,8 \cdot 4,0 - 6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \right)}{2 \cdot (1,8 + 4,0) + 6 \cdot \pi \cdot 0,038} = 2,336 \text{ m}$$

### 6.5.3.2.3 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

- Hmotnost spalin**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{DP} \cdot O_{VV \min}$$

$$G_s = 1 - 0,038 + 1,306 \cdot 1,35 \cdot 4,223 = 8,407 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- Koncentrace popílku ve spalinách**

$$\mu_k = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,038 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 8,407} = 0,294 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  je volen dle (2) 20  $\mu\text{m}$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{SstřDP} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(724,724 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 77,471$$

- Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{DP} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{DP} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{1,124 + (1,016 - 1) \cdot 1,35 \cdot 5,200}{6,108 + (1,35 - 1) \cdot 5,200}$$

$$r_{H_2O} = 0,161$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{DP} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,924 + 0,0012}{6,108 + (1,35 - 1) \cdot 5,200} = 0,116$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,161 + 0,116 = 0,277$$

- Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,277 \cdot 0,1 = 0,0277 \text{ MPa}$$

- Efektivní tloušťka sálové vrstvy**

$$S_{DP} = 2 \cdot n_d(5 \cdot s_d b + (h - 5 \cdot s_d) \cdot s_d) = 114,02$$

$$S_{st} = 2 \cdot (ab + ah + bh) = 2 \cdot (1,8 \cdot 4 + 1,8 \cdot 6,4 + 4 \cdot 6,4) = 88,64$$

$$s_{DP} = 3,6 \cdot \frac{a \cdot b \cdot h}{S_{DP} + S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{1,8 \cdot 4 \cdot 6,4}{114,02 + 88,64} = 0,819$$

- Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřDP} + 273,15}{1\,000} \right)$$

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,161}{3,16 \cdot \sqrt{0,0277 \cdot 0,819}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{724,724 + 273,15}{1\,000} \right) = 13,112$$

- Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = 2,160$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$\alpha_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,160} = 0,885$$

- **Velikost sálavé plochy DP**

Součinitel úhlového osálení desek  $x$  je zvolen dle (2)

$$S_{sál} = S_{DP} \cdot x = 114,02 \cdot 0,6 = 68,412 \text{ m}^2$$

- **Součinitel zanesení DP**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami se za provozu vytváří nános, který zhoršuje tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebírat teplo.

$$\varepsilon = 0,007 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

Hodnota součinitele zanesení DP je určena dle (2) – obr. 8-17, str. 159

- **Teplota povrchu nánosů na DP na straně spalin**

$$t_{zDP} = t_{pDP} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{DP}}{S_{sál}} = 355 + \left( 0,007 + \frac{1}{1584,831} \right) \cdot \frac{1313,75}{68,412} = 501,542 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $\alpha_{st}$  je zvolen dle (2) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} + 1}{2} \cdot \alpha_S \cdot (t_{SstřDP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zDP} + 273,15}{t_{SstřDP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{zDP} + 273,15}{t_{SstřDP} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,885 \cdot (724,724 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{501,542 + 273,15}{724,724 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{501,542 + 273,15}{724,724 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 120,575 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 6.5.3.2.4 Tepelný výkon DP vypočtený ze strany spalin

Součinitel využití DP  $\xi$  je zvolen 0,85 dle (2)

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin pro příčné proudění**

$$\alpha_{Spříč} = \xi \cdot \left( \alpha_{kpříč} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x} + \alpha_{sal} \right) = 0,85 \cdot \left( 1,715 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038}{2 \cdot 0,120 \cdot 0,6} + 120,575 \right)$$

$$\alpha_{Spříč} = 102,965 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin pro podélné proudění**

$$\alpha_{Spod} = \xi \cdot \left( \alpha_{kpod} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x} + \alpha_{sal} \right) = 0,85 \cdot \left( 8,524 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038}{2 \cdot 0,120 \cdot 0,6} + 120,575 \right)$$

$$\alpha_{Spod} = 107,730 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$



- **Podíl z tepla vysálaného z ohniště předaného do DP**

$$m_d = \frac{Q_{ods}}{Q_{DP}} = 0,300$$

- **Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění**

$$k_{příč} = \frac{\alpha_{S_{příč}}}{1 + \alpha_{S_{příč}} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot (1 + m_d)}$$

$$k_{příč} = \frac{102,965}{1 + 102,965 \cdot \left( 0,007 + \frac{1}{1584,831} \right) \cdot (1 + 0,300)}$$

$$k_{příč} = 50,933 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla pro podélné proudění**

$$k_{pod} = \frac{\alpha_{S_{pod}}}{1 + \alpha_{S_{pod}} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot (1 + m_d)}$$

$$k_{pod} = \frac{107,730}{1 + 107,730 \cdot \left( 0,007 + \frac{1}{1584,831} \right) \cdot (1 + 0,300)}$$

$$k_{pod} = 52,072 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Celkový součinitel přestupu tepla**

Z celé plochy deskového přehříváku je 90 % plochy omýváno spaliny příčně. Podélně potom zbylých 10 %.

$$S_{příč} = 0,1 \cdot S_{sál} = 0,1 \cdot 68,412 = 6,841 \text{ m}^2$$

$$S_{pod} = 0,9 \cdot S_{sál} = 0,9 \cdot 68,412 = 61,571 \text{ m}^2$$

$$k = \frac{k_{pod} \cdot S_{pod} + k_{příč} \cdot S_{příč}}{S_{sál}} = 51,958 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední teplotový spád**

$$\Delta t = t_{S_{střDP}} - t_{p_{DP}} = 724,724 - 355 = 369,724 \text{ °C}$$

- **Výkon DP vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{DP}^k = S_{sál} \cdot k \cdot \Delta t = 68,412 \cdot 51,958 \cdot 369,724 \cdot 10^{-3} = 1313,75 \text{ kW}$$

6.5.3.3 *Odchylna výkonu DP vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu DP z bilance páry*

$$x = \frac{Q_{DP}^k}{Q_{DP}} = \frac{1313,75}{1313,75} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

Obě vypočtené hodnoty se shodují a tím potvrzujeme správnost výpočtu.

#### 6.5.4 Tepelný výpočet membránové stěny okolo DP

- **Podíl tepla vyslaného z ohniště a tepla předaného do stěn okolo DP**

$$m_{par} = \frac{Q_{ods}}{Q_{DP}^{par}} = 0,225$$

- **Plocha membránové stěny okolo DP**

$$S_{par}^{DP} = S_{st} + S_m = 77,44 \text{ m}^2$$

- **Součinitel přestupu tepla na straně spalin**

Hodnota součinitele omývání stěn  $\omega$  je zvolen 0,8.

$$\alpha_{S_{par}} = \omega \cdot \alpha_{kpod} + \alpha_{sal} = 127,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

Hodnota součinitele zanesení paralelní plochy k DP  $\varepsilon$  je zvolena  $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

$$k_{par} = \frac{\alpha_{S_{par}}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{S_{par}} \cdot (1 + m_{par})} = \frac{127,4}{1 + 0,01 \cdot 127,4 \cdot (1 + 0,225)}$$

$$k_{par} = 49,762 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední teplotový spád**

$$\Delta t = t_{S_{st\check{r}DP}} - t_{pb} = 724,724 - 268,9 = 455,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

- **Výkon membránové stěny okolo DP**

$$Q_{DP}^{par} = S_{par}^{DP} \cdot k_{par} \cdot \Delta t = 77,44 \cdot 49,762 \cdot 455,8 = 1\,754,982 \text{ kW}$$

Výsledný výkon membránové stěny okolo DP odpovídá odhadu.

## 6.6 Spalinová mříž

Po deskovém přehříváku následuje před spalovací komorou již jen spalinová mříž, která je součástí výparníku.

### 6.6.1 Geometrie spalinové mříže

Spalinová mříž se nachází nad první mezistěnou a skládá se z trubek ve 3 řadách.

- **Geometrie, konstrukční rozměry a uspořádání SM**

Tab. 37 - Rozměry SM

	Označení	Hodnota	
Výška přechodového prostoru	a	2 000	[mm]
Šířka přechodového prostoru	b	4 000	[mm]
Vnější průměr trubky	D	60	[mm]
Vnitřní průměr trubky	d	50	[mm]
Tloušťka stěny trubky	s <sub>tr</sub>	5	[mm]
Uspořádání trubek	za sebou		
Příčná rozteč trubek	s <sub>1</sub>	220	[mm]
Podélná rozteč trubek	s <sub>2</sub>	150	[mm]
Počet trubek	n <sub>tr</sub>	50	[-]
Počet řad	z <sub>2</sub>	3	[-]

### 6.6.2 Tepelná bilance spalinové mříže

Teplota spalin na vstupu do spalinové mříže je vypočtená teplota spalin za spalovací komorou, teplota na výstupu ze spalinové mříže je zvolena a iteračním způsobem upravena na 791 °C.

Tab. 38 - Stav spalin na vstupu a výstupu ze SM

	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie páry [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	Přebytek vzduchu α [-]
Na vstupu	829,681	5,0	i <sub>pV</sub>	8 137,835
Na výstupu	799	5,0	i <sub>pPP3</sub>	7 806,108
				1,35

#### 6.6.2.1 Průtok spalin v SM

- **Střední teplota spalin v SM.**

$$t_{SstřSM} = \frac{t_{ok} + t''_{sSM}}{2} = \frac{829,681 + 799}{2} = 814,340 \text{ °C}$$

- **Střední objem vlhkých spalin v SM**

$$O_{SSM} = O_{SV min} + (\alpha_{SM} - 1) \cdot O_{VV min} = 4,995 + (1,35 - 1) \cdot 4,223$$

$$O_{SSM} = 6,472 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalin v SM**

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalin v PP3 je 1 kPa.

$$V_{SSM} = O_{SSM} \cdot \frac{t_{SstřSM} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv}$$

$$V_{sSM} = 6,472 \cdot \frac{814,340 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - 0,001} \cdot 1,808 = 47,057 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalin v SM**

$$w_{sSM} = \frac{V_{sSM} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = \frac{47,057 \cdot 0,22}{2 \cdot 4,0 \cdot (0,22 - 0,06)} = 8,088 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 6.6.2.2 Výpočet přestupu tepla v SM

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v SM.

Tab. 39 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v SM (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota	
<b>Součinitel tepelné vodivosti spalin</b>	$\lambda_s$	0,0927	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
<b>Kinematická viskozita spalin</b>	$\nu_s$	129·10 <sup>-6</sup>	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
<b>Prandtlovo číslo spalin</b>	$Pr_s$	0,589	[-]

6.6.2.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left( \frac{w_{sSM} \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot Pr_s^{0,33}$$

$$\alpha_k = 0,2 \cdot 0,9225 \cdot 1,151 \cdot \frac{0,0927}{0,06} \cdot \left( \frac{8,088 \cdot 0,06}{129 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,589^{0,33} = 58,108 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekční součinitel  $C_z$  na počet řad svazku v podélném směru proudu a  $C_s$  na uspořádání svazku je určen dle (2).

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,9225$$

$$C_s = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \frac{1}{\left[ 1 + (2 \cdot 3,6674 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{2,5}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,151$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,22}{0,06} = 3,667; \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,15}{0,06} = 2,5$$

6.6.2.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

- **Hmotnost spalin**

$$G_s = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha_{sM} \cdot O_{VV \min}$$

$$G_s = 1 - 0,038 + 1,306 \cdot 1,35 \cdot 4,223 = 8,407 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Koncentrace popílku ve spalinách**

$$\mu_k = \frac{A^r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_s} = \frac{0,038 \cdot (0,3 + 1)}{2 \cdot 8,407} = 0,294 \text{ kg} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  je volen dle (2) 20  $\mu\text{m}$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{s\text{st}\dot{r}SM} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(814,340 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 73,154$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{SM} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{SM} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,948 + (1,016 - 1) \cdot 1,35 \cdot 4,223}{4,995 + (1,35 - 1) \cdot 4,223}$$

$$r_{H_2O} = 0,161$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{SM} - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,750 + 0,001}{4,995 + (1,35 - 1) \cdot 4,223} = 0,116$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,161 + 0,116 = 0,277$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,277 \cdot 0,1 = 0,0277 \text{ MPa}$$

- **Efektivní tloušťka sálové vrstvy**

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,22 \cdot 0,15}{0,06^2} - 1 \right) = 0,576 \text{ m}$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{S \text{ stř } SM} + 273,15}{1\,000} \right)$$

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,161}{3,16 \cdot \sqrt{0,0277 \cdot 0,576}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{814,340 + 273,15}{1\,000} \right) = 14,923$$

- **Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = 1,476$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$\alpha_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,476} = 0,772$$

- **Součinitel zanesení SM**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami dochází za provozu k tvorbě nánosů. Ten má pak špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebírat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 = 0,85 \cdot 1 \cdot 0,0085 = 0,0114 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

Základní hodnota součinitele zanesení SM je určena dle (2) – obr. 7-20, str. 123

$$\varepsilon_0 = 0,0069 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

$C_D$  je opravný koeficient na průměr trubek – určen dle (2) – obr. 7-19, str. 122

$$C_D = 1,625$$

$C_f$  je opravný koeficient na jemnost popílkových částic, která je charakterizována podílem částic větších než 30  $\mu\text{m}$ . Koeficient je volen dle (2).

$$C_f = 1$$

- **Teplota povrchu nánosu na SM na straně spalín**

Rozdíl teplot je zvolen 80°C.

$$t_{zSM} = t_{sat} + \Delta t = 268,797 + 80 = 348,797 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  je volen dle (2) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{SstřSM} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zSM} + 273,15}{t_{SstřSM} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{zSM} + 273,15}{t_{SstřSM} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,772 \cdot (814,340 + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{348,797 + 273,15}{814,340 + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{348,797 + 273,15}{814,340 + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 102,998 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 6.6.2.2.3 Tepelný výkon SM vypočtený ze strany spalín

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalín**

Součinitel omývání plochy  $\omega$  je zvolen 0,95.

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 161,106 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

Součinitel tepelné efektivity  $\psi$  je zvolen 0,565.

$$k = \frac{\alpha_s}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_s} = \frac{161,106}{1 + 0,0112 \cdot 161,106} = 57,407 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SSM} - t_{pSM}) - (t'_{SDP} - t_{pV})}{\ln \left( \frac{t'_{SSM} - t_{pSM}}{t'_{SDP} - t_{pV}} \right)} = \frac{(829,681 - 268,797) - (799 - 268,797)}{\ln \left( \frac{829,681 - 268,797}{799 - 268,797} \right)}$$

$$\Delta t_{ln} = 545,400 \text{ K}$$

- **Skutečná plocha SM**

$$S_{SM} = D \cdot \pi \cdot v_m \cdot n_{tr} = 0,06 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 50 = 18,85$$

- **Výkon SM vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{SM}^k = S_{SM} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 18,85 \cdot 57,407 \cdot 545,400 \cdot 10^{-3} = 590,172 \text{ kW}$$

- **Entalpie za SM**

$$I'_{SPP3} = I'_{ok} - \frac{Q_{SM}}{M_{pv}} = 7\,811,433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Této hodnotě odpovídá teplota 799,501 °C odečtená z I-t diagramu. Tato teplota odpovídá předpokladu.

## 6.7 Kontrola celkové bilance

### 6.7.1 Kontrola výkonu výparníku

- **Bilanční výkon výparníku (viz 4.1.4 Výparník)**

$$Q_{výp} = 13\,509,602 \text{ kW}$$

- **Součtový výkon výparníku**

$$Q_{vyp} = Q_{st} + Q_{SM}^k + Q_{PP3}^{par} + Q_{PP1}^{par} + Q_{DP}^{par}$$

$$Q_{vyp} = 10\,746,599 + 590,172 + 197,709 + 220,140 + 1\,754,982 = 13\,509,602 \text{ kW}$$

- **Rozdíl**

$$\delta = \frac{Q_{výp} - Q_{vyp}}{Q_{výp}} = 0$$

### 6.7.2 Kontrola výkonu kotle

- **Bilanční výkon kotle (viz 4.1.9 Výrobní teplo páry)**

$$Q_{výr} = 22\,997,240 \text{ kW}$$

- **Součtový výkon kotle**

$$Q_{vyr} = Q_{vyp} + Q_{DP}^k + Q_{PP3}^k + Q_{PP1}^k + Q_{EKO}^k$$

$$Q_{vyr} = 13\,509,602 + 1\,313,750 + 1\,456,940 + 1\,585,861 + 5\,131,086 = 22\,997,240 \text{ kW}$$

- **Rozdíl**

$$\delta = \frac{Q_{výr} - Q_{vyr}}{Q_{výr}} = 0$$

Odchylka součtového výkonu kotle od bilančního výkonu kotle činí 0 %. Výpočet je touto kontrolou potvrzen.

## 7 Vliv paliva o vyšší vlhkosti na provoz kotle

Stejným způsobem jako v předešlém výpočtu kotle se postupuje při přepočtu kotle pro jiné parametry paliva. Cílem tohoto přepočtu je získání provozních parametrů již navrženého kotle pro jiné palivo, které charakterizují funkčnost kotle. Přepočet je pro agrární biomasu, která má vlhkost 24 %.

Vliv vyšší vlhkosti paliva zapříčiňuje následující změny.

### 7.1 Stechiometrie

Ve stochiometrii dochází ke snížení výhřevnosti paliva, neboť část vyrobeného tepla se spotřebuje pro vysoušení paliva.

- **Palivo – rostlinná biomasa**

Tab. 40 - Prvkový rozbor zadaného paliva

	Hořlavina	Sušina	Původní stav
[%]	daf	d	r
C	49,76	47,54	36,13
S	0,17	0,16	0,12
H	7,70	7,36	5,59
O	40,25	38,45	29,22
N	2,12	2,03	1,54
A	X	4,47	3,40
W	X	X	24,00

- **Minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva**

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right)$$

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{0,3613}{12,01} + \frac{0,0559}{4,032} + \frac{0,0012}{32,06} - \frac{0,2922}{32} \right) = 0,7803 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem suchého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} = \frac{0,7803}{0,21} = 3,7159 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva**

$$O_{VV \min} = O_{VS \min} \cdot \chi = 3,7159 \cdot 1,016 = 3,7754 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem vodní páry v objemu  $O_{VV \min}$**

$$O_{HO_2}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = 3,7754 - 3,7159 = 0,0595 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem oxidu uhličitého ve spalinách:**



$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS\ min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,3613 + 0,0003 \cdot 3,7159$$

$$O_{CO_2} = 0,6707 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem oxidu siřičitého ve spalinách**

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0012 = 0,0008 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem dusíku ve spalinách**

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS\ min} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0154 + 0,7805 \cdot 3,7159$$

$$O_{N_2} = 2,9126 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem argonu ve spalinách**

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS\ min} = 0,0092 \cdot 3,7159 = 0,0342 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem suchých spalin**

$$O_{SS\ min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = 0,6707 + 0,0008 + 2,9126 + 0,0342$$

$$O_{SS\ min} = 3,6183 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem vodní páry ve vlhkých spalinách**

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{HO_2}^V$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0559 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,24 + 0,0595 = 0,9790 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Minimální objem vlhkých spalin**

$$O_{SV\ min} = O_{SS\ min} + O_{H_2O}^S = 3,6183 + 0,9790 = 4,5974 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,3$**

$$O_{SV} = O_{SV\ min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV\ min} = 4,5974 + (1,3 - 1) \cdot 3,7754$$

$$O_{SV} = 5,7300 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Objem vlhkého vzduchu potřebného k dokonalému spálení 1 kg paliva s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,3$**

$$O_{VV} = O_{VV\ min} \cdot \alpha = 3,7754 \cdot 1,3 = 4,9080 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vlivem vlhkosti paliva dochází ke změnám v I-t diagramu

## 7.2 Výhřevnost paliva

Zadané palivo má spalné teplo hořlaviny  $Q_s^{daf} = 19\,760 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tab. 41 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva

	Hořlavina	Sušina	Původní stav
[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	daf	d	r
$Q_s$	19760,00	18876,73	14346,31
$Q_i$	18077,07	17654,87	12535,74

$$Q_{i\text{red}} = Q_i^r$$

Tab. 42 - Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (2)

t [°C]	$I_{S\text{min}}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_{V\text{min}}^t$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$I_S^{t,\alpha}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]				
			$\alpha_1 = 1,1$	$\alpha_2 = 1,2$	$\alpha_3 = 1,3$	$\alpha_4 = 1,4$	$\alpha_5 = 1,5$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
25	218,69	169,90	235,68	252,67	269,66	286,65	303,64
100	868,36	689,47	937,31	1 006,26	1 075,20	1 144,15	1 213,10
200	1 921,18	1 387,39	2 059,92	2 198,66	2 337,40	2 476,13	2 614,87
300	2 678,54	2 097,96	2 888,34	3 098,14	3 307,93	3 517,73	3 727,52
400	3 622,88	2 823,77	3 905,26	4 187,64	4 470,01	4 752,39	5 034,77
500	4 593,56	3 566,40	4 950,20	5 306,84	5 663,48	6 020,12	6 376,76
600	5 590,80	4 325,37	6 023,34	6 455,88	6 888,41	7 320,95	7 753,49
700	6 612,12	5 100,17	7 122,14	7 632,15	8 142,17	8 652,19	9 162,21
800	7 657,01	5 887,74	8 245,79	8 834,56	9 423,33	10 012,11	10 600,88
900	8 721,06	6 691,58	9 390,22	10 059,38	10 728,54	11 397,69	12 066,85
1000	9 808,35	7 506,14	10 558,96	11 309,58	12 060,19	12 810,81	13 561,42
1100	10 909,59	8 331,36	11 742,72	12 575,86	13 408,99	14 242,13	15 075,27
1200	12 028,08	9 162,10	12 944,29	13 860,50	14 776,71	15 692,92	16 609,13
1300	13 158,72	9 998,36	14 158,56	15 158,39	16 158,23	17 158,07	18 157,90
1400	14 300,00	10 839,99	15 384,00	16 468,00	17 552,00	18 636,00	19 720,00
1500	15 452,53	11 692,27	16 621,76	17 790,99	18 960,21	20 129,44	21 298,67
1600	16 625,38	12 544,80	17 879,86	19 134,34	20 388,82	21 643,30	22 897,78
1800	18 972,48	14 266,02	20 399,08	21 825,68	23 252,28	24 678,88	26 105,48
2000	21 346,94	16 008,61	22 947,80	24 548,66	26 149,52	27 750,38	29 351,24

### 7.3 Tepelná bilance kotle

Dochází k navýšení teploty spalin za kotlem na 165 °C a tím pádem dochází ke zvýšení hlavní komínové ztráty kotle. Sníženou výhřevností pak dochází ke zvýšení i ostatních ztrát. Tyto okolnosti zapříčiňují snížení účinnosti a zvýšení spotřeby paliva.

- **Ztráta nedopalem ve škváře**

$$Z_{cs} = \frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{cs} = 0,00540$$

- **Ztráta nedopalem v úletu**

$$Z_{cú} = \frac{C_ú}{1 - C_ú} \cdot X_ú \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{cú} = 0,00294$$

- **Ztráta nedopalem v propadu**

$$Z_{cr} = \frac{C_r}{1 - C_r} \cdot X_r \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot Q_{cr} = 0,00098$$

- **Celková ztráta mechanickým nedopalem**

$$Z_c = Z_{cs} + Z_{cú} + Z_{cr} = 0,0093$$

- **Ztráta chemickým nedopalem**

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS\ min}}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_{i\ red}} = 0,000977$$

- **Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků**

Tab. 43 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti

	Jednotka	Škvára nebo struska	Úlet
Podíl hořlaviny	[%]	10	10
Podíl popela	[%]	55	30
Měrná tepelná kapacita	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	0,9301	0,8336
Teplota	[°C]	600	165

- **Ztráta fyzickým teplem ve škváře nebo strusce**

$$Z_{fs} = \frac{X_s}{1 - C_s} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\ red}} \cdot c_s \cdot t_s = 0,000924$$

- **Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků**

$$Z_f = Z_{fs} = 0,000924$$

- **Ztráta citelným teplem spalin**

Tab. 44 - Teplota a entalpie spalin a vzduchu

	Spaliny	Vzduch
Teplota [°C]	165	25
Entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	1 540,724	124,200

- **Výpočet komínové ztráty**

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - \alpha_k \cdot I_{VZ}}{Q_{i \text{ red}}} = 0,105$$

### 7.3.1 Účinnost kotle

- **Celková ztráta kotle**

$$Z = Z_c + Z_{CO} + Z_{sv} + Z_f + Z_k = 134$$

- **Účinnost kotle**

$$\eta_k = 1 - Z = 0,866$$

### 7.3.2 Množství paliva

- **Skutečné množství paliva**

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k} = 2,119 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Výpočtové množství spáleného paliva**

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) = 2,099 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

## 7.4 Rozvržení tepelného výkonu kotle

Došlo ke zvýšení množství vstřiku na 6,3 % z celkového množství přehřáté páry.

### 7.4.1 Ohřívák vody EKO

Tab. 45 - EKO vstupy a výstupy vody

Vstup		Výstup	
p'_{WEKO} [MPa]	5,6	p''_{WEKO} [MPa]	5,4
t'_{WEKO} [°C]	105	t''_{WEKO} [°C]	255,000
i_{NV} = i'_{WEKO} [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	444,270	i''_{WEKO} [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	1 110,028

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_V + M_o) \cdot (i''_{WEKO} - i_{NV}) = 5 257,827 \text{ kW}$$

7.4.2 Výparník

Tab. 46 - Výparník vstupy a výstupy vody a páry

Vstup		Výstup	
$p'_{wVYP}$ [MPa]	5,4	$p''_p$ [MPa]	5,4
$t'_{wVYP} = t''_{wEKO}$ [°C]	255,000	$t''_p$ [°C]	268,9
$i'_{pVYP} = i''_{wEKO}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	1 110,028	$i''_p$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	2 791,149

$$Q_{výp} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i''_p - i''_{wEKO}) + M_o \cdot (i_{bv} - i''_{wEKO}) = 13\,142,306 \text{ kW}$$

7.4.3 Přehřívák PP1

Tab. 47 - PP1 vstupy a výstupy páry

Vstup		Výstup	
$p''_p$ [MPa]	5,4	$p''_{pPP1}$ [MPa]	5,3
$t''_p$ [°C]	268,9	$t''_{pPP1}$ [°C]	327
$i''_p$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	2 791,149	$i''_{pPP1}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	2 997,308

$$Q_{PP1} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i''_{pPP1} - i''_p) = 1\,610,954 \text{ kW}$$

7.4.4 Deskový přehřívák DP

Tab. 48 - DP vstupy a výstupy páry

Vstup		Výstup	
$p'_{pDP}$ [MPa]	5,3	$p''_{pDP}$ [MPa]	5,1
$t'_{pDP}$ [°C]	327	$t''_{pDP}$ [°C]	395
$i'_{pDP} = i''_{pPP1}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	2 997,308	$i''_{pDP}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	3 182,400

$$Q_{DP} = (M_{pp} - M_v) \cdot (i''_{pDP} - i''_{pPP1}) = 1\,446,344 \text{ kW}$$

7.4.5 Přehřívák PP3

$$i_{pV} = \frac{(M_{pp} - M_v) \cdot i''_{pDP} + M_v \cdot i_{nv}}{M_{pp}} = 3\,011,815 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Této entalpii  $i_{pV}$  za vstřikem odpovídá teplota  $t_{pV}=329,996^\circ\text{C}$

Tab. 49 - PP3 vstupy a výstupy páry

Vstup		Výstup	
$p_{PP3in}$ [MPa]	5,1	$p_{PP3out}$ [MPa]	5
$t'_{PP3}$ [°C]	329,996	$t''_{PP3}$ [°C]	400
$i'_{PP3} = i_{pV}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	3 011,815	$i''_{PP3}$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	3 196,592

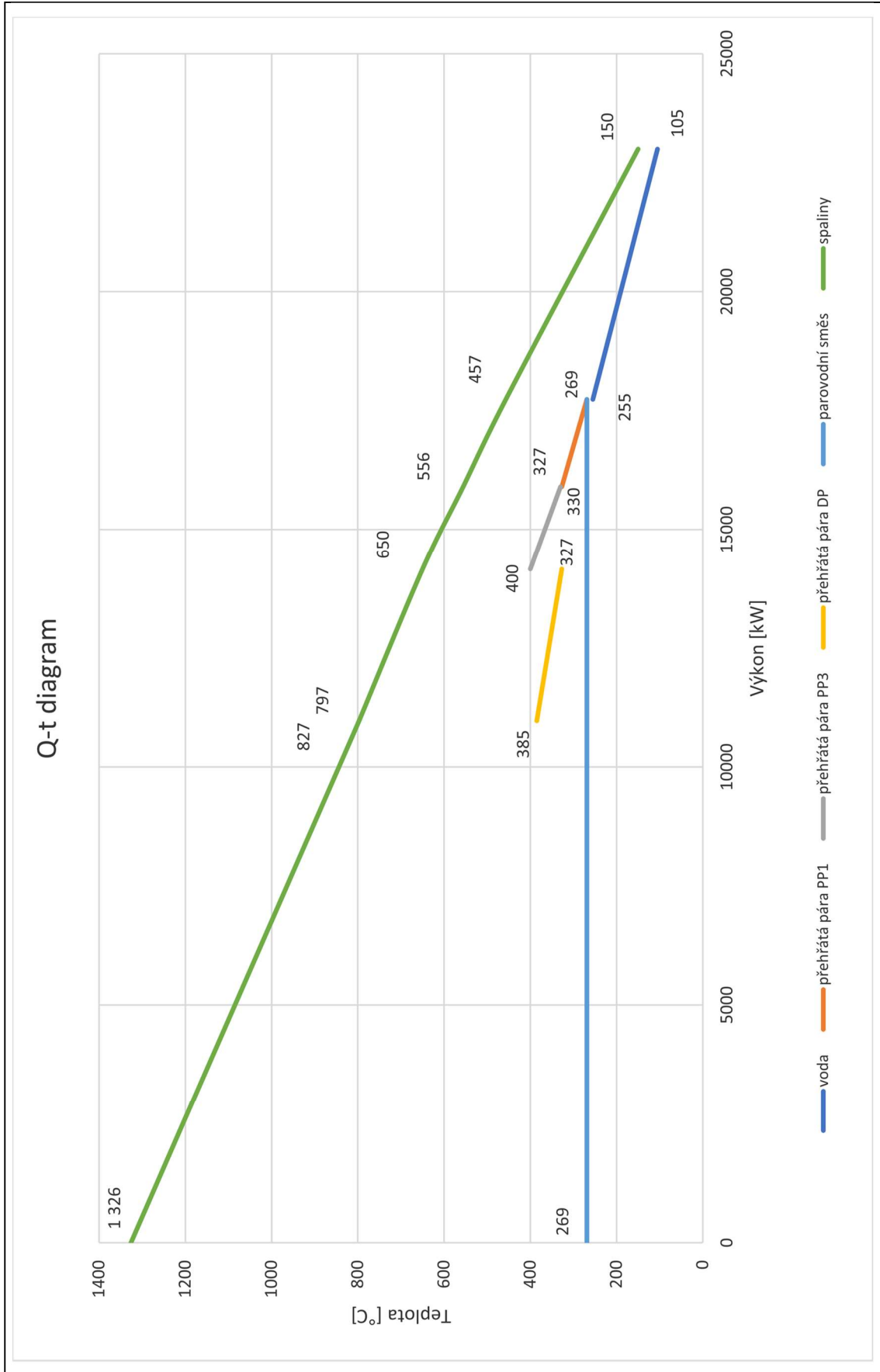
$$Q_{PP} = M_p \cdot (i_{pPP3} - i_{pV}) = 8,333 \cdot (3\,196,592 - 3\,021,759) = 1\,539,808 \text{ kW}$$

7.4.6 Výrobní teplo páry

$$Q_{výr} = Q_{výp} + Q_{DP} + Q_{PP3} + Q_{PP1} + Q_{EKO}$$

$$Q_{výr} = 22\,997,240 \text{ kW}$$

Obr. 7 - Q-t diagram



## 7.5 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

- **Teplu uvolněné v ohništi**

$$Q_u = Q_{i\ red} \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + Q_v = 12\ 562,672\ kJ \cdot kg^{-1}$$

- **Teplota nechlazeného plamene**

$$I_{np}^{t_{np}, \alpha_{ok}} = Q_u = 12\ 562,672\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Pro tuto entalpii a  $\alpha_{ok} = 1,35$  byla v i-t diagramu spalin odečtena teplota nechlazeného plamene.

$$t_{np} = 1\ 326,047\ ^\circ C$$

- **Entalpie odchozích spalin z ohniště**

Entalpie odchozích spalin z ohniště je odečtena z I-t diagramu pro zvolenou teplotu  $t_{ok} = 828\ ^\circ C$ .

$$I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} = 7\ 442,713\ kJ \cdot kg^{-1}$$

- **Střední tepelná jímavost v ohništi**

$$(O_s \bar{c}_s)_o = \frac{Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}} = 10,280\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$$

- **Hodnota Boltzmannova čísla**

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_s \bar{c}_s)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{np})^3} = 1,257$$

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = 21,017$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{ok} \cdot O_{VV\ min}}{O_{SV\ min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\ min}} = 0,179$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV\ min} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{VV\ min}} = 0,113$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,293$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

Tlak spalin  $p$  je volen 0,1 MPa.

$$p_S = r_S \cdot p = 0,0293\ MPa$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S \cdot r_S = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1\ 000} \right) \cdot r_S = 1,739$$

- **Optická hustota plamene**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s = 7,440$$

- **Stupeň černosti plamene při spalování tuhých paliv**

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 0,999$$

- **Stupeň černosti ohniště**

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{S_{rošt}}{S_{tr}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \bar{\psi}) \cdot \left(1 - \frac{S_{rošt}}{S_{tr}}\right)} = 0,999$$

- **Kontrola teploty odchozích spalin**

$$t_{ok} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{BO}\right)^{0,6}} - 273,15 = 827,191 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vypočtená hodnota teploty odchozích spalin se od navrhnuté liší o méně než  $\pm 50 \text{ } ^\circ\text{C}$ , proto lze iterační výpočet ukončit. Odchylka od navrhnuté hodnoty pro  $t_{ok}$  je  $0,809 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Teplotě  $821,794 \text{ } ^\circ\text{C}$  odpovídá entalpie  $I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} 7\,434,683 \text{ kJ/kg}$ .

## 7.6 Rozdělení tepla v ohništi

- **Celkové teplo uvolněné v ohništi**

$$Q_o = M_{pv} \cdot (Q_u - I_{ok}^{t_{ok}, \alpha_{ok}} - Z_{sv}^o \cdot Q_u) = 10\,723,597 \text{ kW}$$

- **Teplo předané od stěn**

$$Q_{st} = Q_o \cdot \frac{S_{us}}{S_u} = 10\,344,0 \text{ kW}$$

- **Teplo odsávané výstupním oknem do šotů**

$$Q_{ods} = Q_o \cdot \frac{S_{uvo}}{S_u} = 379,596 \text{ kW}$$



## 7.7 Výpočet teplosměnných ploch

Nyní dochází k přepočtu vlastností jednotlivých výhřevných ploch již navrženého kotle na palivo o větší vlhkosti. Budou se tedy měnit jen jeho vlastnosti.

### 7.7.1 Ohřívák vody - EKO

#### 7.7.1.1 Tepelná bilance ohříváku vody EKO

- **Ztráta EKA sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_Z^{EKO} = Z_{sv}^{EKO} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i\ red} = 7,894\ kW$$

- **Tepelný výkon EKA z bilance vody**

$$Q_{EKO} = (M_{pp} - M_v + M_0) \cdot (i''_{wEKO} - i_{nv}) = 5\ 257,827\ kW$$

- **Entalpie spalin na vstupu do ohříváku vody**

$$I'_{SEKO} = \frac{Q_{EKO} + Q_Z^{EKO} + M_{pv} \cdot I'_{Sk} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{EKO} \cdot I_{vf}}{M_{pv}} = 4\ 008,553\ kJ \cdot kg^{-1}$$

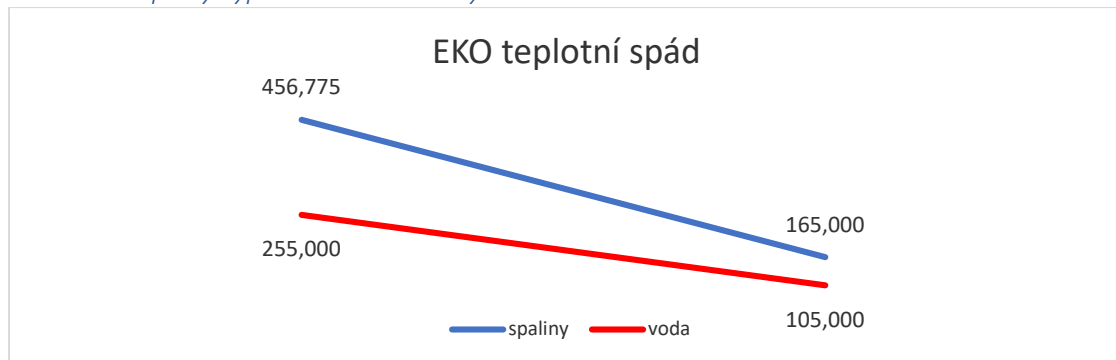
- **Teplota spalin na vstupu do EKA**

Odpovídající teplota spalin na vstupu do EKA je určena z i-t diagramu.

$$t'_{EKO} = 456,775\ ^\circ C$$

Došlo tedy k nárůstu teploty zhruba o 5 °C.

#### 7.7.1.2 Tepelný výpočet ohříváku vody EKO



Obr. 8 - Teplotní spády médií v ohříváku vody

Tab. 50 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z EKA

	Teplota [°C]	Entalpie spalin [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
Na vstupu	456,775	I'_{SEKO} = 4 008,553
Na výstupu	165,000	I_{Sk} = 1 504,724

#### 7.7.1.3 Průtok vody a spalin v EKO

- **Měrný objem vody při střední teplotě a tlaku vody v EKO**

$$t_{wEKO} = \frac{t'_{wEKO} + t''_{wEKO}}{2} = 180\ ^\circ C$$

$$v_{wEKO} = 0,00112\ m^3 \cdot kg^{-1}$$

- **Rychlost vody v EKO**

$$w_{wEKO} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Střední teplota spalin v EKO**

$$t_{SstřEKO} = \frac{t'_{SEKO} + t'_{Sk}}{2} = 310,887 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Střední objem vlhkých spalin v EKO**

$$O_{SEKO} = O_{SV \min} + (\alpha_{EKO} - 1) \cdot O_{VV \min} = 6,145 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalin v EKO**

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalin EKA je volen 1 kPa.

$$V_{SEKO} = O_{SEKO} \cdot \frac{t_{SstřEKO} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv} = 27,853 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalin v EKO**

$$w_{SEKO} = \frac{V_{SEKO} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = 6,478 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### 7.7.1.4 Výpočet přestupu tepla v EKA

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v EKO.

Tab. 51 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKO (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota	
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_S$	0,0493	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
Kinematická viskozita spalin	$\nu_S$	0,0000454	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_S$	0,649	$[-]$

- **Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin - příčné obtékání trubek ve vystřídaném uspořádání**

$$\alpha_S = C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left( \frac{w_{SEKO} \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,6} \cdot Pr_S^{0,33} = 73,967 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel zanesení EKA**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami dochází za provozu k tvorbě nánosu. Ten má pak špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebírat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon = 0,75 \cdot 1 \cdot 0,00375 + 0,0024 = 0,00523 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\alpha_S}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_S} = 53,342 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SEKO} - t''_{wEKO}) - (t_k - t_{NV})}{\ln \left( \frac{t'_{SEKO} - t''_{wEKO}}{t_k - t_{NV}} \right)} = 116,898 \text{ K}$$

- **Výkon EKA vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{EKO}^k = S_{EKO} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 5\,257,827 \text{ kW}$$

7.7.1.5 Odchylna výkonu EKA vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu z bilance vody

$$x = \frac{Q_{EKO}^k}{Q_{EKO}} = \frac{5\,257,827}{5\,257,827} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

Obě vypočtené hodnoty se shodují a tím potvrzujeme správnost výpočtu.

7.7.2 Přehřívák páry PP1

7.7.2.1 Tepelná bilance přehříváku páry PP1

- **Ztráta PP1 sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_Z^{PP1} = Z_{sv}^{PP1} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i \text{ red}} = 5,262 \text{ kW}$$

- **Tepelný výkon PP1 z bilance páry**

$$Q_{PP1} = (M_p - M_v) \cdot (i''_{pPP1} - i''_p) = 1\,610,954 \text{ kW}$$

- **Odhadnutý výkon paralelní výparníkové plochy**

$$Q_{PP1}^{par} = 225 \text{ kW}$$

- **Entalpie spalin na vstupu do PP1**

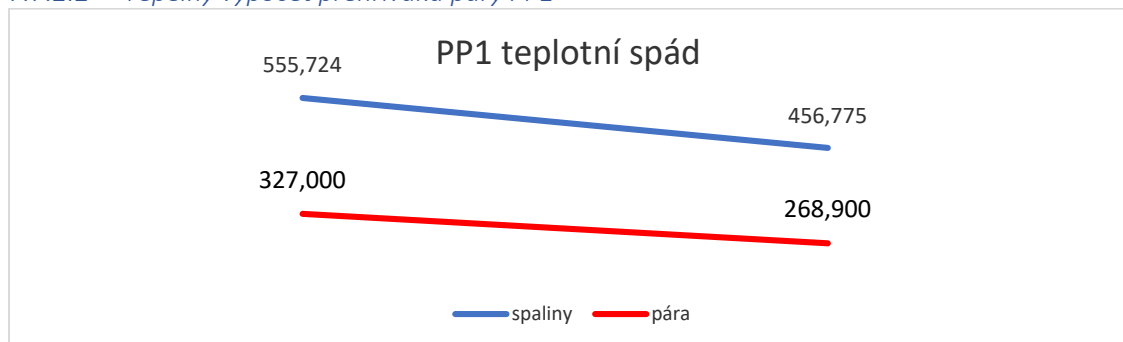
$$I'_{SPP} = \frac{Q_{PP1} + Q_Z^{PP1} + Q_{PP1}^{par} + M_{pv} \cdot I'_{SEKO} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{PP1} \cdot I_{Vf}}{M_{pv}} = 4\,883,298 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Teplota spalin na vstupu do PP1**

Odpovídající teplota spalin na vstupu do PP1 je stanovena z i-t diagramu.

$$t'_{PP1} = 555,724 \text{ }^\circ\text{C}$$

7.7.2.2 Tepelný výpočet přehříváku páry PP1



Obr. 9 - Teplotní spád PP1

Tab. 52 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z PP1

	Teplota [°C]	Entalpie spalin [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
Na vstupu	555,724	l' <sub>SPP1</sub> 4 883,298
Na výstupu	456,775	l' <sub>SKS</sub> 4 008,553

### 7.7.2.3 Průtok páry a spalin v PP1

- **Měrný objem páry při střední teplotě a tlaku v PP1**

$$t_{pPP1} = \frac{t''_p + t''_{pPP1}}{2} = 297,95 \text{ °C}$$

$$v_{pPP1} = 0,0415 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost páry v PP1**

$$w_{pPP1} = \frac{4 \cdot (M_p - M_v) \cdot v_{pPP1}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{trPP1}} = 9,869 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Střední teplota spalin v PP1**

$$t_{SstřPP1} = \frac{t'_{SPP1} + t'_{SKS}}{2} = 506,250 \text{ °C}$$

- **Střední objem vlhkých spalin v PP1**

$$O_{SPP1} = O_{SV \text{ min}} + (\alpha_{PP1} - 1) \cdot O_{VV \text{ min}} = 6,032 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalin v PP1**

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalin v PP1 je 1 kPa.

$$V_{SPP1} = O_{SPP1} \cdot \frac{t_{SstřPP1} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv} = 36,485 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalin v PP1**

$$w_{SPP1} = \frac{V_{SPP1} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = 6,862 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 7.7.2.4 Výpočet přestupu tepla v PP1

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v PP1.

Tab. 53 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v PP1 (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_S$	0,0661 [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Kinematická viskozita spalin	$\nu_S$	74·10 <sup>-6</sup> [m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	Pr <sub>S</sub>	0,619 [-]

Látkové vlastnosti páry jsou určeny pro střední teplotu a střední tlak páry v PP1.

Tab. 54 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v PP1 (3)

	Označení	Hodnota
Měrná tepelná vodivost páry	$\lambda_p$	0,0525 [W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Dynamická viskozita páry	$\eta_p$	19,7·10 <sup>-6</sup> [Pa·s]
Měrná tepelná kapacita páry	$c_p$	3,248 [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	Pr <sub>p</sub>	1,219 [-]

7.7.2.4.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry – podélné omývání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_{pPP1} \cdot d}{\eta_p \cdot v_{pPP1}} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 1\,251,591 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

7.7.2.4.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalín – příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left( \frac{w_{SPP1} \cdot D}{v_S} \right)^{0,65} \cdot Pr_S^{0,33} = 124,163 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

7.7.2.4.3 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalín

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  je volen dle (2)  $20 \mu\text{m}$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{SstřPP} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = 91,344$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalínách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{PP1} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{PP1} - 1) \cdot O_{VV \min}} = 0,176$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{PP1} - 1) \cdot O_{VV \min}} = 0,111$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,287$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,268 \cdot 0,1 = 0,0268 \text{ MPa}$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřPP1} + 273,15}{1\,000} \right) = 21,985$$

- **Optická hustota spalín**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_k) \cdot p \cdot s = 1,245$$

- **Stupeň černosti spalín**

$$a_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,245} = 0,712$$

- **Součinitel zanesení PP1**

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 = 0,85 \cdot 1 \cdot 0,0087 = 0,00723 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

- **Teplota povrchu nánosů na PP1 na straně spalín**

$$t_{zPP1} = t_{pPP} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{PP}}{S_{PP1}} = 311,091 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $\alpha_{st}$  je volen dle (2) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\alpha_{st} - 1}{2} \cdot \alpha_S \cdot (t_{SstřPP1} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zPP1} + 273,15}{t_{SstřPP1} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{zPP1} + 273,15}{t_{SstřPP1} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 44,592 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 7.7.2.4.4 Tepelný výkon PP1 vypočtený ze strany spalin

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin**

Součinitel omývání plochy  $\omega$  je volen 0,95.

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 158,202 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

Součinitel tepelné efektivity  $\psi$  je zvolen 0,565

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_S}{1 + \frac{\alpha_S}{\alpha_p}} = 79,354 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SPP1} - t''_{pPP1}) - (t'_{SEKO} - t_{pb})}{\ln \left( \frac{t'_{SPP1} - t''_{pPP1}}{t'_{SEKO} - t_{pb}} \right)} = 207,630 \text{ K}$$

- **Výkon PP1 vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{PP1}^k = S_{pPP1} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 1\,610,954 \text{ kW}$$

#### 7.7.2.4.5 Odchylka výkonu PP1 vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu PP1 z bilance páry

$$x = \frac{Q_{PP1}^k}{Q_{PP1}} = \frac{1\,610,954}{1\,610,954} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

Obě vypočtené hodnoty se shodují a tím potvrzujeme správnost výpočtu.

#### 7.7.2.4.6 Tepelný výpočet paralelní plochy PP1

- **Součinitel přestupu tepla na straně spalin**

$$\alpha_{spar} = 0,2 \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 69,425 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k_{par} = \frac{\alpha_{spar}}{1 + \left( \varepsilon_{zpar} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_{spar}} = 39,678 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hodnota součinitele zanesení paralelní plochy k PP1  $\varepsilon$  je volena  $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ .

- **Výkon paralelní plochy**

$$Q_{par1} = S_{PP1}^{par} \cdot k_{par} \cdot \Delta t_{ln} = 225,511 \text{ kW}$$

Výsledný výkon paralelní plochy se blíží k odhadované hodnotě, a proto lze výpočet ukončit.

### 7.7.3 Přehřívák páry PP3

#### 7.7.3.1 Tepelná bilance přehříváku páry PP3

- **Ztráta PP3 sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_Z^{PP3} = Z_{sv}^{PP} \cdot M_{pv} \cdot Q_{i\ red} = 5,262 \text{ kW}$$

- **Tepelný výkon PP3 z bilance páry**

$$Q_{PP3} = M_p \cdot (i_{pPP3} - i_{pV}) = 1\ 539,808 \text{ kW}$$

- **Odhadnutý výkon paralelní výparníkové plochy**

$$Q_{PP3}^{par} = 201 \text{ kW}$$

- **Entalpie spalin na vstupu do PP3**

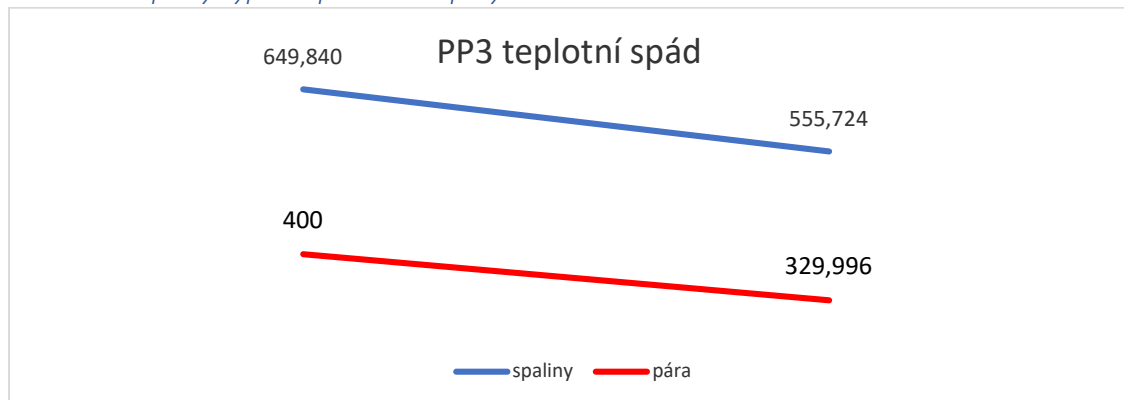
$$I'_{SPP3} = \frac{Q_{PP3} + Q_Z^{PP3} + Q_{PP3}^{par} + M_{pv} \cdot I'_{SPP1} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{PP3} \cdot I_{VZ}}{M_{pv}} = 5\ 712,71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Teplota spalin na vstupu do PP3**

Odpovídající teplota spalin na vstupu do třetího přehříváku je určena z i-t diagramu.

$$t'_{pP3} = 649,84 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### 7.7.3.2 Tepelný výpočet přehříváku páry PP3



Obr. 10 - Teplotní spád PP3

Tab. 55 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z PP3

	Teplota [°C]	Entalpie spalin [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
Na vstupu	649,840	$I'_{SPP3}$ 5 712,710
Na výstupu	555,724	$I'_{SPP2}$ 4 883,298

### 7.7.3.3 Průtok páry a spalin v PP3

- **Měrný objem páry při střední teplotě a tlaku v PP3.**

$$t_{p_{PP3}} = \frac{t_{pV} + t_{p_{PP3}}}{2} = 364,998 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$v_{p_{PP3}} = 0,0532 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost páry v PP3**

$$w_{p_{PP3}} = \frac{4 \cdot M_p \cdot v_{p_{PP3}}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr_{PP3}}} = 13,498 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Střední teplota spalin v PP3**

$$t_{S_{stř_{PP3}}} = \frac{t'_{S_{PP3}} + t'_{S_{PP1}}}{2} = 602,782 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Střední objem vlhkých spalin v PP3**

$$O_{S_{PP3}} = O_{SV \text{ min}} + (\alpha_{PP3} - 1) \cdot O_{VV \text{ min}} = 5,956 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalin v PP3**

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalin v PP3 je 1 kPa.

$$V_{S_{PP3}} = O_{S_{PP3}} \cdot \frac{t_{S_{stř_{PP3}}} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv} = 40,491 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalin v PP3**

$$w_{S_{PP3}} = \frac{V_{S_{PP3}} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = 7,616 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 7.7.3.4 Výpočet přestupu tepla v PP3

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v PP3.

Tab. 56 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v PP3 (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota	
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_S$	0,0744	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Kinematická viskozita spalin	$\nu_S$	89,9·10 <sup>-6</sup>	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_S$	0,609	[-]

Látkové vlastnosti páry jsou určeny pro střední teplotu a střední tlak páry v PP3.

Tab. 57 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v PP3 (3)

	Označení	Hodnota	
Měrná tepelná vodivost páry	$\lambda_p$	0,0567	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Dynamická viskozita páry	$\eta_p$	2,29·10 <sup>-5</sup>	[Pa·s]
Měrná tepelná kapacita páry	$c_p$	2,602	[kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_p$	1,053	[-]

#### 7.7.3.4.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry – podélné omývání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_{p_{PP3}} \cdot d}{\eta_p \cdot v_{p_{PP3}}} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 1\,188,036 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$



7.7.3.4.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left( \frac{w_{SPP3} \cdot D}{v_S} \right)^{0,65} \cdot Pr_S^{0,33} = 131,120 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

7.7.3.4.3 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  je volen dle (2) 20  $\mu\text{m}$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{SstřPP3} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = 84,503$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{PP3} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{PP3} - 1) \cdot O_{VV \min}} = 0,178$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{PP3} - 1) \cdot O_{VV \min}} = 0,123$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,291$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,0291 \text{ MPa}$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřPP3} + 273,15}{1000} \right) = 20,819$$

- **Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = 1,172$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$\alpha_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,145} = 0,690$$

- **Součinitel zanesení PP3**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami dochází za provozu k tvorbě nánosu. Ten má pak špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebírat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 = 1 \cdot 0,85 \cdot 0,0076 = 0,00646 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

- **Teplota povrchu nánosu na PP3 na straně spalin**

$$t_{zPP3} = t_{pPP3} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{PP3}}{S_{PP}} = 383,520 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  je volen dle (2) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot (t_{S_{střPP3}} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zPP3} + 273,15}{t_{S_{střPP}} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{zPP3} + 273,15}{t_{S_{střPP3}} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 61,360 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 7.7.3.4.4 Tepelný výkon PP3 vypočtený ze strany spalin

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin**

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 190,761 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = 92,869 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SPP3} - t_{pPP3}) - (t'_{SPP1} - t_{pV})}{\ln \left( \frac{t'_{SPP3} - t_{pPP}}{t'_{SPP1} - t_{pV}} \right)} = 237,580 \text{ K}$$

- **Výkon PP3 vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{PP3}^k = S_{PP3} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 1\,539,808 \text{ kW}$$

#### 7.7.3.5 Odchylka výkonu PP3 vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu PP3 z bilance páry

$$x = \frac{Q_{PP3}^k}{Q_{PP3}} = \frac{1\,539,808}{1\,539,808} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

#### 7.7.3.6 Tepelný výpočet membránové stěny okolo PP3

- **Součinitel přestupu tepla na straně spalin**

$$\alpha_{spar} = 0,2 \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 87,584 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

$$k_{par} = \frac{\alpha_{spar}}{1 + \left( \varepsilon_{zpar} + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \alpha_{spar}} = 44,925 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hodnota součinitele zanesení paralelní plochy k PP3  $\varepsilon$  je volena  $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ .

- **Výkon paralelní plochy**

$$Q_{par3} = S_{PP3}^{par} \cdot k_{par} \cdot \Delta t_{ln} = 200,862 \text{ kW}$$

Výsledný výkon paralelní plochy se blíží k odhadované hodnotě, a proto lze výpočet ukončit.

#### 7.7.4 Geometrie přehříváku páry DP

##### 7.7.4.1 Tepelná bilance přehříváku páry DP

- **Ztráta DP sáláním a vedením tepla do okolí**

$$Q_Z^{DP} = Z_{sv}^{DP} \cdot M_{pv} \cdot Q_{ired} = 5,262 \text{ kW}$$

- **Tepelný výkon DP z bilance páry**

$$Q_{DP} = (M_p - M_v) \cdot (i_{pDP} - i_{pPP1}) = 1\,446,344 \text{ kW}$$

- **Odhadnutý výkon paralelní výparníkové plochy**

$$Q_{DP}^{par} = 1\,746 \text{ kW}$$

- **Entalpie spalin na vstupu do DP**

$$I'_{SDP} = \frac{Q_{DP} + Q_Z^{DP} + Q_{DP}^{par} + M_{pv} \cdot I'_{SPP3} - M_{pv} \cdot \Delta\alpha_{DP} \cdot I_{VZ}}{M_{pv}} = 7\,236 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rozdíl vypočtené entalpie spalin na vstupu do DP**

Vstupní entalpie spalin do deskového přehříváku byla počítána dvěma způsoby. Bilancováním všech teplosměnných ploch od konce kotle a také bilancováním ohniště a spalinové mříže, tedy od začátku kotle.

$$I''_{SSM} = 7\,136 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$I'_{SDP} = 7\,236 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Rozdíl těchto entalpií činí méně než 1,00 %.

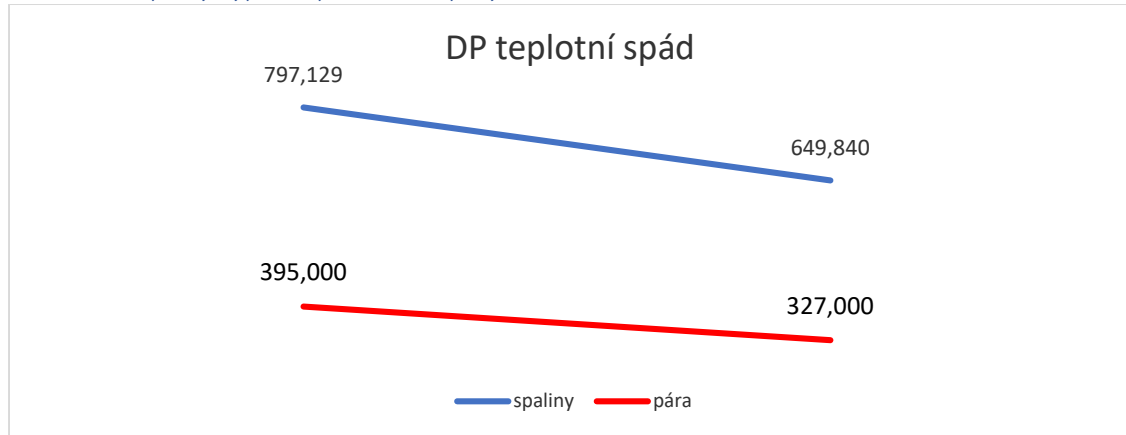
$$\delta = \frac{M_{pv} \cdot (I''_{SSM} - I'_{SDP})}{Q_{výr}} = -0,009$$

- **Teplota spalin na vstupu do DP**

Pro další výpočty je tedy uvažováno s entalpií a teplotou spalin za spalinovou mříží.

$$t'_{DP} = 797,129 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7.7.4.2 Tepelný výpočet přehříváku páry DP



Obr. 11 - Teplotní spád DP

Tab. 58 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z DP

	Teplota [°C]	Entalpie spalin [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
Na vstupu	797,129	$l'_{SDP}$ 7 136,861
Na výstupu	649,840	$l'_{SPP3}$ 5 712,710

7.7.4.3 Průtok páry a spalin v DP

- **Měrný objem páry při střední teplotě a tlaku v DP**

$$t_{pDP} = \frac{t_{pPP1} + t_{pDP}}{2} = 361 \text{ °C}$$

$$v_{pDP} = 0,051 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost páry v DP**

$$w_{pDP} = \frac{4 \cdot (M_p - M_v) \cdot v_{pDP}}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{trDP}} = 18,806 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Střední teplota spalin v DP**

$$t_{SstřDP} = \frac{t'_{SDP} + t'_{SPP3}}{2} = 723,484 \text{ °C}$$

- **Střední objem vlhkých spalin v DP**

$$O_{SDP} = O_{SV \min} + (\alpha_{DP} - 1) \cdot O_{VV \min} = 5,920 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalin v DP**

Absolutní hodnota podtlaku  $\Delta p_S$  na straně spalin v DP je 1 kPa.

$$V_{SDP} = O_{SDP} \cdot \frac{t_{SstřDP} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv} = 45,779 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalin v DP**

$$w_{SDP} = \frac{V_{SDP} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = 6,723 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### 7.7.4.4 Výpočet přestupu tepla v DP

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v DP.

Tab. 59 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v DP (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota	
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_s$	0,0848	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
Kinematická viskozita spalin	$\nu_s$	$115 \cdot 10^{-6}$	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_s$	0,598	[-]

Látkové vlastnosti páry jsou určeny pro střední teplotu a střední tlak páry v DP.

Tab. 60 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v DP (3)

	Označení	Hodnota	
Měrná tepelná vodivost páry	$\lambda_p$	0,0563	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
Dynamická viskozita páry	$\eta_p$	$2,3 \cdot 10^{-5}$	$[Pa \cdot s]$
Měrná tepelná kapacita páry	$c_p$	2,620	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_p$	1,06	[-]

7.7.4.4.1 Součinitel přestupu tepla na straně páry – podélné omývání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_{pDP} \cdot d}{\eta_p \cdot \nu_{pDP}} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} = 1\,561,093 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

7.7.4.4.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

- **Příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou**

$$\alpha_{k_{přič}} = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left( \frac{w_{sDP} \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot Pr_s^{0,33} = 1,782 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

- **Podélné obtékání trubek uspořádaných za sebou**

$$\alpha_{k_{pod}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sDP} \cdot d_e}{\nu_s} \right)^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} = 8,937 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

7.7.4.4.3 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  je volen dle (2)  $20 \, \mu m$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{s_{střDP}} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = 77,535$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{DP} \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha_{DP} - 1) \cdot O_{VV \min}} = 0,179$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha_{DP} - 1) \cdot O_{VV \min}} = 0,113$$

$$r_s = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,293$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,0293 \text{ MPa}$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřDP} + 273,15}{1\,000} \right) = 13,124$$

- **Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = 2,153$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$a_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-2,153} = 0,884$$

- **Součinitel zanesení DP**

$$\varepsilon = 0,007 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$$

- **Teplota povrchu nánosu na DP na straně spalin**

$$t_{zDP} = t_{pDP} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{DP}}{S_{sál}} = 522,535 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  je zvolen dle (2) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_S \cdot (t_{SstřDP} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zDP} + 273,15}{t_{SstřDP} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{zDP} + 273,15}{t_{SstřDP} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 123,648 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### 7.7.4.4.4 Tepelný výkon DP vypočtený ze strany spalin

Součinitel využití DP  $\xi$  je zvolen 0,9 dle (2)

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin pro příčné proudění**

$$\alpha_{Spříč} = \xi \cdot \left( \alpha_{kpříč} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot \chi} + \alpha_{sal} \right) = 123,648 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin pro podélné proudění**

$$\alpha_{Spod} = \xi \cdot \left( \alpha_{kpod} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot \chi} + \alpha_{sal} \right) = 131,057 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Podíl z tepla vysálaného z ohniště předaného do DP**

$$m_d = \frac{Q_{ods}}{Q_{DP}} = 0,262$$

- **Součinitel prostupu tepla pro příčné proudění**

$$k_{příč} = \frac{\alpha_{S_{příč}}}{1 + \alpha_{S_{příč}} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot (1 + m_d)} = 56,696 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla pro podélné proudění**

$$k_{pod} = \frac{\alpha_{S_{pod}}}{1 + \alpha_{S_{pod}} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot (1 + m_d)} = 57,883 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Celkový součinitel přestupu tepla**

$$k = \frac{k_{pod} \cdot S_{pod} + k_{příč} \cdot S_{příč}}{S_{sál}} = 57,883 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední teplotový spád**

$$\Delta t = t_{S_{stř_{DP}}} - t_{p_{DP}} = 362,484 \text{ °C}$$

- **Výkon DP vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{DP}^k = S_{sál} \cdot k \cdot \Delta t = 1\,446,344 \text{ kW}$$

7.7.4.5 *Odchylka výkonu DP vypočteného pomocí prostupu tepla od výkonu DP z bilance páry*

$$x = \frac{Q_{DP}^k}{Q_{DP}} = \frac{1\,446,344}{1\,446,344} = 1$$

$$\delta = 1 - x = 1 - 1 = 0$$

Obě vypočtené hodnoty se shodují a tím potvrzujeme správnost výpočtu.

7.7.4.6 *Teplný výpočet membránové stěny okolo DP*

- **Podíl tepla vysálaného z ohniště a tepla předaného do stěn okolo DP**

$$m_{par} = \frac{Q_{ods}}{Q_{DP}^{par}} = 0,217$$

- **Součinitel přestupu tepla na straně spalin**

Hodnota součinitele omývání stěn  $\omega$  je zvolen 0,8.

$$\alpha_{S_{par}} = \omega \cdot \alpha_{k_{pod}} + \alpha_{sal} = 130,798 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

Hodnota součinitele zanesení paralelní plochy k DP  $\varepsilon$  je zvolena  $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$

$$k_{par} = \frac{\alpha_{S_{par}}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{S_{par}} \cdot (1 + m_{par})} = 50,455 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední teplotový spád**

$$\Delta t = t_{SstřDP} - t_{pb} = 454,584 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Výkon membránové stěny okolo DP**

$$Q_{DP}^{par} = S_{par}^{DP} \cdot k_{par} \cdot \Delta t = 1\,746,835 \text{ kW}$$

Výsledný výkon membránové stěny okolo DP odpovídá odhadu.

### 7.7.5 Geometrie spalínové mříže

### 7.7.6 Tepelná bilance spalínové mříže

Tab. 61 - Stav spalin na vstupu a výstupu ze SM

	Teplota [ $^\circ\text{C}$ ]	Tlak [MPa]	Entalpie páry [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ]	Přebytek vzduchu $\alpha$ [-]	
Na vstupu	827,191	5,0	$i_{pV}$	7434,683	1,35
Na výstupu	797	5,0	$i_{pPP3}$	7135,604	1,35

#### 7.7.6.1 Průtok spalin v SM

- **Střední teplota spalin v SM.**

$$t_{sSM} = \frac{t_{ok} + t''_{sSM}}{2} = 812,095 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Střední objem vlhkých spalin v SM**

$$O_{sSM} = O_{SV\ min} + (\alpha_{sSM} - 1) \cdot O_{VV\ min} = 5,919 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Skutečný průtok spalin v SM**

$$V_{sSM} = O_{sSM} \cdot \frac{t_{SstřSM} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325 - \Delta p_S} \cdot M_{pv} = 49,849 \text{ m}_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

- **Rychlost spalin v SM**

$$w_{sSM} = \frac{V_{sSM} \cdot s_1}{a \cdot b \cdot (s_1 - D)} = 8,568 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### 7.7.6.2 Výpočet přestupu tepla v SM

Látkové vlastnosti spalin jsou určeny pro střední teplotu spalin v SM.

Tab. 62 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v SM (2) - tab. 4-11, str. 49

	Označení	Hodnota
Součinitel tepelné vodivosti spalin	$\lambda_S$	0,0925 [ $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ]
Kinematická viskozita spalin	$\nu_S$	$128 \cdot 10^{-6}$ [ $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ ]
Prandtlovo číslo spalin	$Pr_S$	0,589 [-]

#### 7.7.6.2.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin – příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left( \frac{w_{sSM} \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,65} \cdot Pr_S^{0,33} = 60,347 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$



#### 7.7.6.2.2 Součinitel přestupu tepla sáláním na straně spalin

- **Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi**

Střední efektivní průměr částic popílku  $d_{pk}$  je volen dle (2)  $20 \mu m$ .

$$k_p = \frac{5,7 \cdot 10^4}{\sqrt[3]{(t_{SstřSM} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = 73,255$$

- **Objemové podíly tříatomových plynů ve spalinách**

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot \alpha_{SM} \cdot O_{VV min}}{O_{SV min} + (\alpha_{SM} - 1) \cdot O_{VV min}} = 0,179$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV min} + (\alpha_{SM} - 1) \cdot O_{VV min}} = 0,113$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,293$$

- **Celkový parciální tlak tříatomových plynů**

$$p_S = r_S \cdot p = 0,0293 MPa$$

- **Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny**

$$k_S = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{SstřSM} + 273,15}{1000} \right) = 14,946$$

- **Optická hustota spalin**

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = 1,475$$

- **Stupeň černosti spalin**

$$a_S = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-1,475} = 0,771$$

- **Součinitel zanesení SM**

Na teplosměnné ploše omývané spalinami dochází za provozu k tvorbě nánosu. Ten má pak špatnou tepelnou vodivost a výrazně snižuje schopnost plochy odebrat teplo.

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 = 1,625 \cdot 1 \cdot 0,0063 = 0,0102 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

- **Součinitel přestupu tepla sáláním**

Stupeň černosti povrchu stěn  $a_{st}$  je volen dle (2) 0,8.

$$\alpha_{sal} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_S \cdot (t_{SstřSM} + 273,15)^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{t_{zSM} + 273,15}{t_{SstřSM} + 273,15} \right)^{3,6}}{1 - \frac{t_{zSM} + 273,15}{t_{SstřSM} + 273,15}}$$

$$\alpha_{sal} = 102,487 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

#### 7.7.6.2.3 Tepelný výkon SM vypočtený ze strany spalin

- **Celkový součinitel přestupu tepla na straně spalin**

Součinitel omývání plochy  $\omega$  je zvolen 0,95.

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sal} = 162,834 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel prostupu tepla**

Součinitel tepelné efektivity  $\psi$  je zvolen 0,565.

$$k = \frac{\alpha_S}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_S} = 61,055 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Střední logaritmický teplotní spád**

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t'_{SSM} - t_{pSM}) - (t'_{SDP} - t_{pV})}{\ln\left(\frac{t'_{SSM} - t_{pSM}}{t'_{SDP} - t_{pV}}\right)} = 543,159 \text{ K}$$

- **Výkon SM vypočtený pomocí prostupu tepla**

$$Q_{SM}^k = S_{SM} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 625,098 \text{ kW}$$

- **Entalpie za SM**

$$I''_{SSM} = I'_{ok} - \frac{Q_{SM}}{M_{pv}} = 7\,137 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Této hodnotě odpovídá teplota 797,129 °C odečtená z I-t diagramu. Tato teplota odpovídá předpokladu.

## 7.8 Kontrola celkové bilance

### 7.8.1 Kontrola výkonu výparníku

- **Bilanční výkon výparníku**

$$Q_{výp} = 13\,142,306 \text{ kW}$$

- **Součtový výkon výparníku**

$$Q_{vyp} = Q_{st} + Q_{SM}^k + Q_{PP3}^{par} + Q_{PP1}^{par} + Q_{DP}^{par}$$

$$Q_{vyp} = 10\,344 + 625,098 + 200,862 + 225,511 + 1\,746,835 = 13\,142,306 \text{ kW}$$

- **Rozdíl**

$$\delta = \frac{Q_{výp} - Q_{vyp}}{Q_{výp}} = 0$$

### 7.8.2 Kontrola výkonu kotle

- **Bilanční výkon kotle**

$$Q_{výr} = 22\,997,240 \text{ kW}$$

- **Součtový výkon kotle**

$$Q_{vyr} = Q_{vyp} + Q_{DP}^k + Q_{PP3}^k + Q_{PP1}^k + Q_{EKO}^k$$

$$Q_{vyr} = 13\,142,306 + 1\,446,344 + 1\,539,808 + 1\,610,954 + 5\,257,827 = 22\,997,240 \text{ kW}$$

- **Rozdíl**

$$\delta = \frac{Q_{výr} - Q_{vyr}}{Q_{výr}} = 0$$

Odchylka součtového výkonu kotle od bilančního výkonu kotle činí 0 %. Výpočet je touto kontrolou potvrzen.

## 7.9 Porovnání stavů kotle při použití obou paliv

Navržený kotel se projevuje jinými provozními stavy a vlastnostmi při použití paliva s vlhkostí 15 % a paliva o větší vlhkosti 24 %.

Tab. 63 - Porovnání parametrů kotle pro paliva o různém obsahu vody

Palivo s obsahem vody v pův. stavu $W'$ [%]	15 %	24 %
Výhřevnost $Q_i^r$ [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]	14 310,72	12 535,74
Účinnost $\eta_k$ [%]	88,1	86,6
Skutečná spotřeba paliva $M_{pal}$ [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	1,825	2,119
Průtok vzduchu $\dot{V}_V$ [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]	10,016	10,399
Průtok spalin $\dot{V}_S$ [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]	10,846	11,273
Množství vstřiku $M_{pal}$ [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	0,417	0,520

Použitím paliva s větším obsahem vody došlo k razantnímu snížení výhřevnosti paliva a tím pádem i snížení účinnosti celého kotle o 1,5 procentního bodu. Společně s těmito důsledky přichází i větší spotřeba paliva. Dochází ke spotřebě části vyrobeného tepla k vysoušení vlhkého paliva a tím pádem se zhoršují vlastnosti navrženého kotle. Při použití paliva s větším obsahem vody, tedy méně kvalitního paliva, dochází ke zvětšení průtoku vzduchu, a tedy i zvětšení průtoku spalin kotlem. Vlivem vyšší vlhkosti v palivu dochází také k většímu zanášení kotle.

Tab. 64 - Porovnání teplot spalin v jednotlivých částech kotle při použití paliv o různém obsahu vody

Palivo s obsahem vody v pův. stavu $W'$ [%]	15 %	24 %
Spaliny vstupující do SM $t_{ok} = t'_{SM}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	829,681	827,191
Spaliny vstupující do DP $t'_{DM}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	799,501	797,129
Spaliny vstupující do PP3 $t'_{PP3}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	649,946	649,840
Spaliny vstupující do PP1 $t'_{PP1}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	554,604	555,724
Spaliny vstupující do EKO $t'_{EKO}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	451,119	456,775
Spaliny za kotlem $t_{sk}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	150	165

Z ohniště odchází spaliny o nižší teplotě a dochází ke snížení výkonu výparníku. Výkon ostatních ploch naopak musí stoupat pro dosažení potřebného celkového výkonu. Nedochozí tak k vychlazení spalin na optimální teplotu a odcházejí z kotle o teplotě 165  $^{\circ}\text{C}$ . Menší teplotní spád je úzce spojen s účinností kotle.

## 8 Závěr

Jedním z cílů práce bylo zpracovat tepelný výpočet biomasového kotle, který je navržen na spalování agrární biomasy. Přepočet byl zpracován na základě parametrů zadaných pro tuto diplomovou práci. Detailní výpočtový model byl sestaven pomocí několikanásobně opakovaného iteračního výpočtu.

Kotel navržený na specifické vlastnosti paliva dosahuje výkonu až 22,997 MW při dochlazení spalin za kotlem na 150 °C. Pracuje o účinnosti 88,1 % se spotřebou paliva 1,823 kg/s.

Při provedení tepelného přepočtu navrženého kotle pro palivo o obsahu vlhkosti 24 % dochází ke zvýšení teploty spalin odcházejících ze spalovací komory a nedojde k dochlazení spalin na stejnou úroveň jako u původního paliva. Ze spalovací komory odcházejí spaliny o teplotě přibližně 827 °C a dojde k jejich dochlazení na 165 °C. Při spalování paliva o větší vlhkosti dochází ke zvýšení teplot spalin u teplosměnných ploch převážně na konci spalinového traktu.

Kotel při použité horšího paliva dosahuje menší účinnosti, 86,6 %, a spotřebovává pro potřebný výkon 2,119 kg paliva za sekundu.

Při použití paliva o větší vlhkosti došlo ke snížení výkonu výparníku, ale ke zvýšení výkonu všech ostatních teplosměnných ploch.

Kotel lze optimálně provozovat jen při spalování paliva na které je navrhnut.

Seznam použitých zdrojů

1. **Ministerstvo průmyslu a obchodu.** Státní energetická koncepce ČR. *MPO - Sektorové politiky*. [Online] 2020. [Citace: 10. Duben 2020.] <http://www.mpo.cz/dokument5903.html>.
2. **DLOUHÝ, Tomáš.** *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vyd. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2011. ISBN 978-80-01-03757-7.
3. **HOLMGREN, Magnus.** IAPWS IF97 Excel Steam Tables v2.6 [Software]. [Online] 2019. [Citace: 12. 08 2019.] <http://xsteam.sourceforge.net/>.
4. **BUDAJ, Florian.** *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4., přeprac. vyd. Brno : VUT, 1992. ISBN 80-214-0426-4.

## 10 Seznam použitých symbolů a zkratk

SYMBOL	JEDNOTKA	NÁZEV - POPIS
a	m	hloubkový rozměr spalínového tahu
A	-	popelovina
A <sup>d</sup>	-	obsah popela v bezvodném stavu
A <sup>r</sup>	-	obsah popela v původním stavu
b	m	šířkový rozměr spalínového tahu
C <sub>D</sub>	-	opravný koeficient na průměr trubek
C <sup>daf</sup>	-	uhlík v hořlavíně
C <sub>f</sub>	-	opravný koeficient na jemnost popílkových částic
C <sup>r</sup>	-	obsah uhlíku v původním stavu
C <sub>S</sub>	-	korekční součinitel na uspořádání svazku
C <sub>Z</sub>	-	korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru proudu
g	m·s <sup>-2</sup>	gravitační zrychlení
h <sub>Ar</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie argonu
h <sub>CO</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie oxidu uhelnatého
h <sub>CO2</sub>	kJ·Nm <sup>-3</sup>	entalpie oxidu uhličitého
H <sup>daf</sup>	-	vodík v hořlavíně
h <sub>H2O</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie vodní páry
h <sub>N2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie dusíku
h <sub>O2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie kyslíku
H <sup>r</sup>	-	obsah vodíku v původním palivu
h <sub>SO2</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie oxidu siřičitého
i	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie vody nebo páry
l <sub>s</sub>	kJ·kg <sup>-1</sup>	entalpie spalín
k	W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup>	součinitel prostupu tepla
M <sub>p</sub>	kg·s <sup>-1</sup>	jmenovitý parní výkon kotle
M <sub>pal</sub>	Nm <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup>	množství přivedeného paliva
N <sup>daf</sup>	-	dusík v hořlavíně
N <sup>r</sup>	-	obsah dusíku v původním stavu
n <sub>tr</sub>	-	počet trubek
O <sub>Ar</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl argonu v palivu
O <sub>CO</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl oxidu uhelnatého v palivu
O <sub>CO2</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objemový podíl oxidu uhličitého v palivu
O <sub>CO2</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objem oxidu uhličitého
O <sup>daf</sup>	-	kyslík v hořlavíně
O <sub>N2</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	objem dusíku
O <sub>O2min</sub>	Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup>	minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$O_{O_2ref}$	%	obsah kyslíku pro referenční stav spalin
$O^r$	-	obsah kyslíku v původním stavu
$O_{H_2O}^S$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin
$O_{SO_2}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objemový podíl oxidu siřičitého v palivu
$O_{SO_2}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem oxidu siřičitého
$O_{SSmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem suchých spalin
$O_{SV}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem spalin z 1 kg paliva při spalování s přebytkem vzduchu $\alpha > 1$
$O_{SVmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem vlhkých spalin
$O_{SV}^{ts,ps}$	$m^3 \cdot kg^{-1}$	skutečný objem spalin
$O_{H_2O}^V$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	objem vodní páry ve vlhkém vzduchu
$O_{VSmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{VVmin}$	$Nm^3 \cdot kg^{-1}$	minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$p$	Mpa	celkový tlak
$Q_{i red}$	$kJ \cdot kg^{-1}$	redukovaná výhřevnost paliva
$Q_i^r$	$kJ \cdot kg^{-1}$	výhřevnost paliva v původním stavu
$Q_s^r$	$kJ \cdot kg^{-1}$	spalné teplo paliva
$Q$	W	teplo předané spalinami
$Q_v$	W	výrobní teplo páry
$R_{30}$	-	jemnost popílkových částic
$Re$	-	Reynoldsovo číslo
$s_1$	mm	příčná rozteč trubek
$s_2$	mm	podélná rozteč trubek
$S^d$	-	obsah síry v sušině
$S^{daf}$	-	síra v hořlavině
$S$	$m^2$	velikost výhřevné plochy
$S^r$	-	obsah síry v původním stavu
$t$	mm	tloušťka stěny trubky
$t_s$	$^{\circ}C$	teplota spalin
$t_w$	$^{\circ}C$	teplota vod na vstupu do EKO
$V_s$	$Nm^3 \cdot s^{-1}$	objemový průtok spalin
$W$	-	voda
$W^r$	-	obsah vody v původním vzorku paliva
$w_s$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění spalin
$w_w$	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění vody
$Z_1$	-	počet trubek v podélném směru
$Z_2$	-	počet trubek v příčném směru
$Z_c$	-	ztráta mechanickým nedopalem
$Z_{co}$	-	ztráta chemickým nedopalem
$Z_{cp}$	-	Ztráta mechanickým nedopalem v popílku



$Z_{cr}$	-	ztráta mechanickým nedopalem v roštovém propadu
$Z_{cs}$	-	ztráta mechanickým nedopalem ve škváře
$Z_{cú}$	-	ztráta mechanickým nedopalem v úletu
$Z_f$	-	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
$Z_k$	-	ztráta citelným teplem spalin (komínová)
$Z_{sv}$	-	ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
$\alpha$	-	součinitel přebytku vzduchu ve spalinách
$\alpha_k$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla konvekcí
$\Delta h$	m	vzdálenost maximální a minimální výšky
$\Delta p$	Pa	celková tlaková ztráta
$\Delta t$	°C	střední logaritmický teplotní spád
$\varepsilon$	-	součinitel zanesení svazku trubek
$\eta_k$	-	celková účinnost kotle
$\lambda$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel tepelné vodivosti oceli
$\lambda$	-	součinitel tření
$\lambda$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	tepelná vodivost spalin středního složení
$\nu_{skut}$	$m^2 \cdot s^{-1}$	skutečná kinematická viskozita spalin středního složení
$\nu$	$m^2 \cdot s^{-1}$	kinematická viskozita spalin středního složení
$\nu_w$	$m^2 \cdot s^{-1}$	kinematická viskozita vody
$\rho_{sv}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota spalin pro přebytek vzduchu $\alpha$
$\rho_{svmin}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota stechiometrických spalin
$\rho_{vv}$	$kg \cdot Nm^{-3}$	hustota vzduchu
$\sigma_1$	-	poměrná příčná rozteč trubek
$\sigma_2$	-	poměrná podélná rozteč trubek
$\sigma_2'$	-	poměrná úhlopříčná rozteč
$\varphi$	%	relativní vlhkost vzduchu
$\varphi_\sigma$	-	součinitel pro určení korekčního součinitele na uspořádání svazku
$\chi_v$	-	podíl vodní páry připadající na $1 \text{ Nm}^3$ suchého vzduchu
$\omega$	-	součinitel omývání plochy

## 11 Seznam obrázků, tabulek a příloh

### 11.1 Seznam obrázků

Obr. 1 - I-t diagram spalín .....	17
Obr. 2 - Q-t diagram .....	25
Obr. 3 - Teplotní spády médií v ohříváku vody .....	33
Obr. 4 - Teplotní spád PP1.....	38
Obr. 5 - Teplotní spád PP3.....	45
Obr. 6 - Teplotní spád DP .....	52
Obr. 7 - Q-t diagram .....	70
Obr. 8 - Teplotní spády médií v ohříváku vody .....	73
Obr. 9 - Teplotní spád PP1.....	75
Obr. 10 - Teplotní spád PP3 .....	79
Obr. 11 - Teplotní spád DP .....	84

### 11.2 Seznam tabulek

Tab. 1 - Prvkové složení slámy v porovnání s ostatními palivy .....	11
Tab. 2 - Prvkový rozbor zadaného paliva .....	14
Tab. 3 - Entalpie spalín v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (2) .....	16
Tab. 4 - Zadané parametry kotle.....	18
Tab. 5 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva .....	18
Tab. 6 - Rozdělení mechanického nedopalu a množství hořlaviny v něm .....	18
Tab. 7 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti .....	19
Tab. 8 - Teplota a entalpie spalín a vzduchu .....	20
Tab. 9 - Parametry a stavy vody a vodní páry .....	21
Tab. 10 - Hmotnostní toky ostré páry .....	21
Tab. 11 - Rozdělení tlakových ztrát pracovní látky na teplosměnných plochách .....	22
Tab. 12 - EKO vstupy a výstupy vody.....	22
Tab. 13 - Výparník vstupy a výstupy vody a páry .....	23
Tab. 14 - PP1 vstupy a výstupy páry.....	23
Tab. 15 - DP vstupy a výstupy páry .....	23
Tab. 16 - PP3 vstupy a výstupy páry.....	24
Tab. 17 - Rozdělení přebytku vzduchu v kotli .....	31
Tab. 18 - Rozměry jednoho svazku EKA .....	32
Tab. 19 - Stav vody a přebytek vzduchu na vstupu a výstupu z EKA.....	32
Tab. 20 - Teplota a entalpie spalín na vstupu a výstupu z EKA.....	33
Tab. 21 - Látkové vlastnosti spalín pro střední teplotu v EKO (2) - tab. 4-11, str. 49 .....	34
Tab. 22 - Rozměry PP1 .....	37
Tab. 23 - Stav páry a přebytek vzduchu na vstupu a výstupu z PP1 .....	37
Tab. 24 - Teplota a entalpie spalín na vstupu a výstupu z PP1 .....	38
Tab. 25 - Látkové vlastnosti spalín pro střední teplotu v PP1 (2) - tab. 4-11, str. 49 .....	39
Tab. 26 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v PP1 (3).....	39
Tab. 27 - Rozměry PP3 .....	44
Tab. 28 - Stav páry a přebytek vzduchu na vstupu a výstupu z PP3 .....	44
Tab. 29 - Teplota a entalpie spalín na vstupu a výstupu z PP3 .....	45
Tab. 30 - Látkové vlastnosti spalín pro střední teplotu v PP3 (2) - tab. 4-11, str. 49 .....	46
Tab. 31 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v PP3 (3).....	46
Tab. 32 - Rozměry DP .....	51

Tab. 33 - Stav páry a přebytek vzduchu na vstupu a výstupu z DP .....	51
Tab. 34 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z DP .....	53
Tab. 35 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v DP (2) - tab. 4-11, str. 49.....	53
Tab. 36 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v DP (3).....	54
Tab. 37 - Rozměry SM .....	59
Tab. 38 - Stav spalin na vstupu a výstupu ze SM .....	59
Tab. 39 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v SM (2) - tab. 4-11, str. 49.....	60
Tab. 40 - Prvkový rozbor zadaného paliva .....	64
Tab. 41 - Hodnoty spalného tepla a výhřevnosti zadaného paliva .....	66
Tab. 42 - Entalpie spalin v závislosti na teplotě a přebytku vzduchu (2) .....	66
Tab. 43 - Rozdělení tuhých zbytků a jejich vlastnosti .....	67
Tab. 44 - Teplota a entalpie spalin a vzduchu .....	68
Tab. 45 - EKO vstupy a výstupy vody.....	68
Tab. 46 - Výparník vstupy a výstupy vody a páry .....	69
Tab. 47 - PP1 vstupy a výstupy páry.....	69
Tab. 48 - DP vstupy a výstupy páry .....	69
Tab. 49 - PP3 vstupy a výstupy páry.....	69
Tab. 50 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z EKA.....	73
Tab. 51 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v EKO (2) - tab. 4-11, str. 49 .....	74
Tab. 52 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z PP1 .....	76
Tab. 53 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v PP1 (2) - tab. 4-11, str. 49.....	76
Tab. 54 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v PP1 (3).....	76
Tab. 55 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z PP3 .....	79
Tab. 56 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v PP3 (2) - tab. 4-11, str. 49.....	80
Tab. 57 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v PP3 (3) .....	80
Tab. 58 - Teplota a entalpie spalin na vstupu a výstupu z DP .....	84
Tab. 59 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v DP (2) - tab. 4-11, str. 49.....	85
Tab. 60 - Látkové vlastnosti páry pro střední teplotu a střední tlak v DP (3).....	85
Tab. 61 - Stav spalin na vstupu a výstupu ze SM .....	88
Tab. 62 - Látkové vlastnosti spalin pro střední teplotu v SM (2) - tab. 4-11, str. 49.....	88
Tab. 63 - Porovnání parametrů kotle pro paliva o různém obsahu vody .....	92
Tab. 64 - Porovnání teplot spalin v jednotlivých částech kotle při použití paliv o různém obsahu vody.....	92

### 11.3 Seznam příloh

#### **PŘÍLOHA 1** – Koncepční výkres kotle