



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# NÁVRH OHŘÍVÁKU SPALOVACÍHO VZDUCHU

DESIGN OF COMBUSTION AIR HEATER

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Kareš

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2021



# Zadání diplomové práce

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

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

## Návrh ohříváku spalovacího vzduchu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na návrh ohříváku spalovacího vzduchu s možností regulace výstupní teploty při konstantním průtoku vzduchu tak, aby umožnil provozovateli spalovat palivo:

- s vlhkostí nad 60 % obsahu vody v palivu,
- s proměnnou vlhkostí,

a to zlepšením řízením teplot spalovacího vzduchu přiváděného do spalovací komory.

### Cíle diplomové práce:

Zpracovat návrh ohříváku vzduchu.

Zpracovat základní konstrukční návrh.

Zpracovat základní tepelný výpočet.

Zpracovat výpočet aerodynamických ztrát.

### Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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





## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem ohříváku spalovacího vzduchu pro kotel na biomasu s obsahem vody nad 60 %. V první části práce je popsána biomasa a její využití v energetice. Dále je spočtena stechiometrie spalování, přestup tepla ve výměníku, konstrukční rozměry a tlakové ztráty vzduchu. V poslední kapitole je popsán způsob regulace ohřevu vzduchu.

### **Klíčová slova**

Ohřívák spalovacího vzduchu, biomasa, tepelný výpočet, kondenzace, přestup tepla

## **ABSTRACT**

This diploma thesis is dedicated to the design of a combustion air heater for a biomass boiler with a water content of over 60%. The first part of the thesis describes biomass and its use in energetics. Furthermore, the stoichiometry of combustion, heat transfer in the exchanger, design of dimensions and air pressure losses are calculated. The last chapter describes the method of air heating regulation.

### **Key words**

Combustion air heater, biomass, thermal calculation, condensation, heat transfer

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KAREŠ, Martin. *Návrh ohříváku spalovacího vzduchu* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132098>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.



## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh ohříváku spalovacího vzduchu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

---

Bc. Martin Kareš

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Stanislavu Kramlovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

## OBSAH

ÚVOD .....	14
1. Biomasa .....	15
1.1. Charakteristické vlastnosti biomasy .....	15
1.2. Typy vázání vody v dřevní biomase .....	16
1.3. Využití biomasy v energetice .....	18
2. Ohříváky spalovacího vzduchu .....	19
2.1. Typy OVZ .....	19
2.1.1. Deskový OVZ .....	19
2.1.2. Litinový OVZ .....	19
2.1.3. Trubkový OVZ .....	19
2.1.4. Regenerační OVZ .....	20
2.2. Rosný bod spalin a nízkoteplotní koroze .....	20
3. Stechiometrie paliva .....	22
3.1. Přepočítání paliva .....	22
3.2. Výpočet objemu spalovacího vzduchu .....	23
3.2.1. Minimální množství vzduchu a spalin .....	23
3.2.2. Skutečné množství vzduchu a spalin .....	24
4. Kotel na biomasu .....	26
4.1. Základní parametry kotle .....	26
4.2. Množství potřebného paliva .....	26
4.2.1. Výhřevnost paliva .....	26
4.2.2. Skutečné množství paliva .....	26
4.2.3. Redukovaná výhřevnost .....	27
4.2.4. Fyzické teplo paliva .....	27
4.2.5. Teplo přivedené cizím zdrojem .....	28
4.2.6. Výpočtové množství paliva .....	29
4.3. Průtok spalovacího vzduchu .....	29
5. Bilanční rovnice a základní parametry médií .....	30
5.1. Teplota ohřátí spalovacího vzduchu .....	30
5.2. Rovnice tepelné bilance .....	30
5.2.1. Rovnice tepelné bilance pro vzduch .....	30
5.2.2. Hmotnostní průtok páry .....	31
5.3. Fyzikální veličiny médií .....	31
6. Střední logaritmický spád .....	32
7. Konstruktivní návrh parního OVZ .....	35
7.1. Návrh trubek OVZ .....	35
7.1.1. Výpočet průměru trubky se žebrováním .....	36
7.1.2. Výpočet příčné rozteče trubek .....	36
Kde .....	36
7.1.3. Výpočet úhlopříčné rozteče trubek .....	36

Kde .....	36
7.1.4. Výpočet podélné rozteče trubek .....	36
Kde .....	36
7.1.5. Volba rychlosti médií .....	37
7.1.6. Výpočet počtu trubek .....	37
7.1.7. Výpočet objemového průtoku páry .....	37
7.1.8. Výpočet skutečné rychlost páry .....	37
7.1.9. Volná plocha kanálu .....	38
7.1.10. Šířka kanálu .....	38
7.1.11. Výška vzduchového kanálu .....	38
7.1.12. Skutečná volná plocha kanálu .....	38
7.1.13. Skutečná rychlost vzduchu .....	38
7.1.14. Výpočet rozteče žebor .....	38
8. Tepelný výpočet kondenzátoru .....	40
8.1. Výpočet součinitele přestupu tepla v kondenzátoru .....	40
8.1.1. Výpočet Reynoldsova čísla .....	40
8.1.2. Rychlost proudění kondenzátu .....	40
8.1.3. Součinitel přestupu tepla při turbulentním proudění .....	40
8.1.4. Reynoldsovo číslo .....	<b>Chyba! Záložka není definována.</b>
8.1.5. Prandtlovo číslo .....	41
8.1.6. Prandtlovo číslo pro střední teplotu stěny .....	41
8.1.7. Opravné součinitele .....	41
8.1.8. Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_{st}$ .....	41
8.2. Výpočet součinitele přestupu tepla vzduchu .....	42
8.2.1. Koeficient $\psi_{\dot{z}}$ .....	42
8.2.2. Výpočet $S\dot{z}S$ .....	42
8.2.3. Výpočet $ShS$ .....	42
8.2.4. Výpočet součinitele E .....	42
8.2.5. Součinitel znečištění $\epsilon$ .....	43
8.2.6. Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí .....	43
8.2.7. Výpočet parametru $\varphi\sigma$ .....	44
8.2.8. Součinitel $Cz$ .....	44
8.2.9. Součinitel tepelné vodivosti .....	44
8.2.10. Výpočet kinematické viskozity .....	44
8.2.11. Součinitel $\mu$ .....	45
8.3. Výpočet součinitele prostupu tepla .....	45
8.3.1. Výpočet $SvSp$ .....	45
8.4. Výpočet teplosměnné plochy $Skond$ .....	46
8.5. Výpočet počtu řad trubek .....	46
8.6. Výpočet skutečné teplosměnné plochy .....	46
8.7. Výpočet skutečného výkonu kondenzátoru .....	46
8.8. Výpočet výšky kondenzátoru .....	46
9. Tepelný výpočet chladiče kondenzátu .....	47
9.1.1. Součinitel přestupu tepla při turbulentním proudění .....	47
9.1.2. Reynoldsovo číslo .....	47
9.1.3. Rychlost proudění kondenzátu .....	47

9.1.4.	Sřední hustota kondenzátu v chladiči.....	47
9.1.5.	Prandtlovo číslo .....	47
9.1.6.	Prandtlovo číslo pro střední teplotu stěny .....	48
9.1.7.	Opravné součinitele.....	48
9.1.8.	Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_{st}$ .....	48
9.2.	Výpočet součinitele přestupu tepla vzduchu .....	48
9.2.1.	Výpočet součinitele E .....	48
9.2.2.	Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí .....	49
9.2.3.	Součinitel tepelné vodivosti .....	49
9.2.4.	Výpočet kinematické viskozity.....	49
9.2.5.	Součinitel $\mu$ .....	49
9.3.	Výpočet součinitele prostupu tepla .....	49
9.4.	Výpočet teplosměnné plochy $Sch$ .....	50
9.5.	Výpočet počtu řad trubek .....	50
9.6.	Výpočet skutečné teplosměnné plochy .....	50
9.7.	Výpočet skutečného výkonu chladiče .....	50
9.8.	Výpočet výšky chladiče.....	50
9.9.	Celkový skutečný výkon OVZ.....	50
9.10.	Celková výška OVZ.....	50
10.	Výpočet aerodynamických ztrát.....	51
10.1.	Délková ztráta .....	51
10.2.	Místní ztráty.....	52
10.2.1.	Konstanty K, $k_1$ , $k_2$ , $k_3$ .....	52
10.2.2.	Reynoldsovo číslo vztažené k průměru trubky.....	52
10.3.	Celková tlaková ztráta .....	52
10.4.	Ventilátor AFGG-35_24.....	52
11.	Regulace ohřevu teploty .....	54
ZÁVĚR	.....	55
12.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	57
13.	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	58
	Výpočet úhlopříčné .....	61
14.	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	64
15.	SEZNAM TABULEK .....	65
16.	SEZNAM PŘÍLOH .....	66

## **ÚVOD**

Popularita uhlí, jakožto fosilního paliva, se poslední dobou v rámci Evropské unie snižuje. Dokonce se uvažuje o absolutním odchodu od tohoto fosilního paliva. Namísto uhelných elektráren či tepláren se však musí najít příslušná náhrada v podobě alternativních zdrojů, jako je například biomasa.

Biomasa se v ČR nabízí jako vhodný doplňující zdroj. Odpad po těžbě stromů, piliny či rostlinná biomasa mohou být využity jako velmi výhřevné palivo, je-li však vysušeno na dostatečnou úroveň. Sušení může trvat několik měsíců, i let a může nastat situace, kdy suchého materiálu není dostatek.

V takovém případě může být nutné použít nedostatečně vysušenou biomasu, aby byl udržen požadovaný výkon kotle. Pro kontinuální spalování této biomasy lze využít například ohřívák spalovacího vzduchu (dále jen OVZ), jehož návrhem se zabývá tato diplomová práce.

V této práci je popsána biomasa, obecná teorie OVZ, stechiometrie biomasy s vlhkostí přesahující 60 % a poté je v práci popsán návrh OVZ pro parní kotel na biomasu včetně popisu regulace ohřívání vzduchu.

## 1. Biomasa

Biomasa je souhrnné označení pro všechnu organickou hmotu na Zemi – houby, živočichové, bakterie, rostliny a sinice. Z energetického hlediska je však důležitá převážně biomasa rostlinného a částečně živočišného původu.

### Dělení:

- a) podle typu rostliny – stébelniny, dřeviny
- b) podle způsobu získávání – záměrně pěstovaná biomasa, odpadní biomasa [6]

### **Záměrně pěstovaná biomasa**

Tyto rostliny jsou pěstovány pro svůj energetický potenciál, kterého je dosaženo za relativně krátkou dobu. Například sláma š'ovíku dosahuje výhřevnosti 15,35 MJ/kg při vlhkosti 12,51 % [5], což je výsledek velmi podobný průměrné výhřevnosti dřeva při stejné vlhkosti.

### Dělení:

- a) lignocelulózové – dřeviny, obiloviny, travní porosty a také např. š'ovík
- b) olejnaté – řepka olejná, slunečnice roční, len olejný, palma olejná
- c) škrobnato-cukernaté – lilek brambor, řepa cukrovka, kukuřice [2]

### **Odpadní biomasa**

Využívání potenciálu odpadní biomasy může být ekologicky přínosné, pokud však není její spalování upřednostněno před zlepšováním kvality zemědělské půdy či jejím použitím ke krmení zvířat. [2]

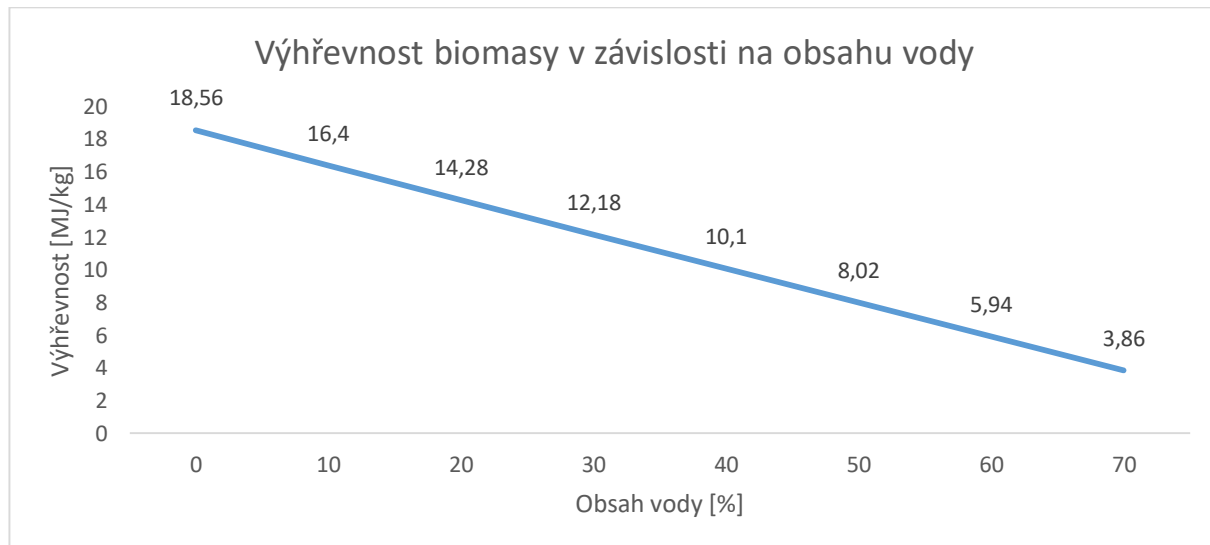
### Dělení:

- a) zemědělská výroba – sláma, náletové dřeviny
- b) živočišná výroba – exkrementy chovných zvířat, hnůj, kejda
- c) lesní těžba – piliny, kůra
- d) dřevozpracující průmysl
- e) komunální odpady – kaly
- f) lihovarnické výpalky

Jen hmotnost odpadů z lesní těžby tvoří ročně asi 1,5 milionu tun materiálu, ze kterého může být vyrobeno přibližně 2 200 GWh elektřiny. [6, 3]

#### **1.1. Charakteristické vlastnosti biomasy**

Výhřevnost – výhřevnost biomasy je velmi důležitým faktorem při jeho spalování. Liší se u jednotlivých typů biomasy a také je závislý na množství obsahu vlhkosti v palivu, což lze pozorovat na obr. 1.1 níže.



Obr. 1.1 Výhřevnost biomasy v závislosti na obsahu vody [3]

**Vlhkost** – obsah vody v biomase je důležitým faktorem při spalování. Obvykle se na spalování používá biomasa s co nejnižší vlhkostí, protože jak je vidět na obr. 1.1, čím nižší vlhkost palivo má, tím vyšší má výhřevnost. Biomasa, která vznikla z dřevozpracujícího průmyslu, má většinou vyšší obsah vody než biomasa, která byla vytvořena v zemědělství. [3]

Voda v palivu má také další negativní dopady na energetický výtěžek. Způsobuje potíže při dopravě paliva i při spalování. Biomasa s vysokým obsahem vody se obtížněji zapaluje a vypařená vodní pára zvyšuje objem spalin. [6]

**Obsah popela** – Popelem nazýváme zbytek po dokonalém spálení paliva. Palivo obsahuje minerální složky, které se nazývají popeloviny. Stejně jako voda obsah popela nijak nepřispívá k hoření, a tím snižuje výhřevnost. Naopak může nepříznivě ovlivnit některé části kotle.

Pokud je teplota plamene vyšší, než je teplota tavení popela, pak se popel může tavit, a tím zalepovat rošt v ohništi. U pohyblivých roštů negativně ovlivňuje schopnost správného prohoření paliva. Tím se zvyšuje ztráta kotle a snižuje účinnost. Zalepení hrozí i u šamotové vyzdívky ohniště. Popeloviny se postupně vstřebávají do vyzdívky a způsobují její odlupování. Těmto problémům lze zabránit udržováním teploty plamene pod teplotou tavení popela.

Biomasa má oproti ostatním pevným palivům nižší obsah popelovin. Dřevo má obsah popelovin od 0,6 – 1,6 %, kůra může dosáhnout i 3 %. [3]

**Chemické složení hořlaviny** – Biomasa obecně obsahuje vyšší množství plynných látek, které hoří v prostoru nad roštem a vytvářejí tzv. dlouhý plamen. Další typickou vlastností je nižší podíl síry, než je tomu například u uhlí.

## 1.2. Typy vázání vody v dřevní biomase

Dřevo je hygroskopický materiál. To znamená, že na sebe dokáže dobře vázat vlhkost obsaženou v okolním ovzduší a udržovat ji na rovnovážné úrovni. Obvykle se obsah vody pohybuje od 20 % po 65 %, kdy 65 % má dřevo v surovém stavu a 20 % po sušení. [3] Voda se ve dřevě vyskytuje v několika formách:



## Kapilárně vázaná voda

Kapilárně vázaná voda bývá někdy také označována jako voda zbytková. Je to voda, která se vyskytuje v buněčných stěnách dřeva. [6]

## Chemicky vázaná voda

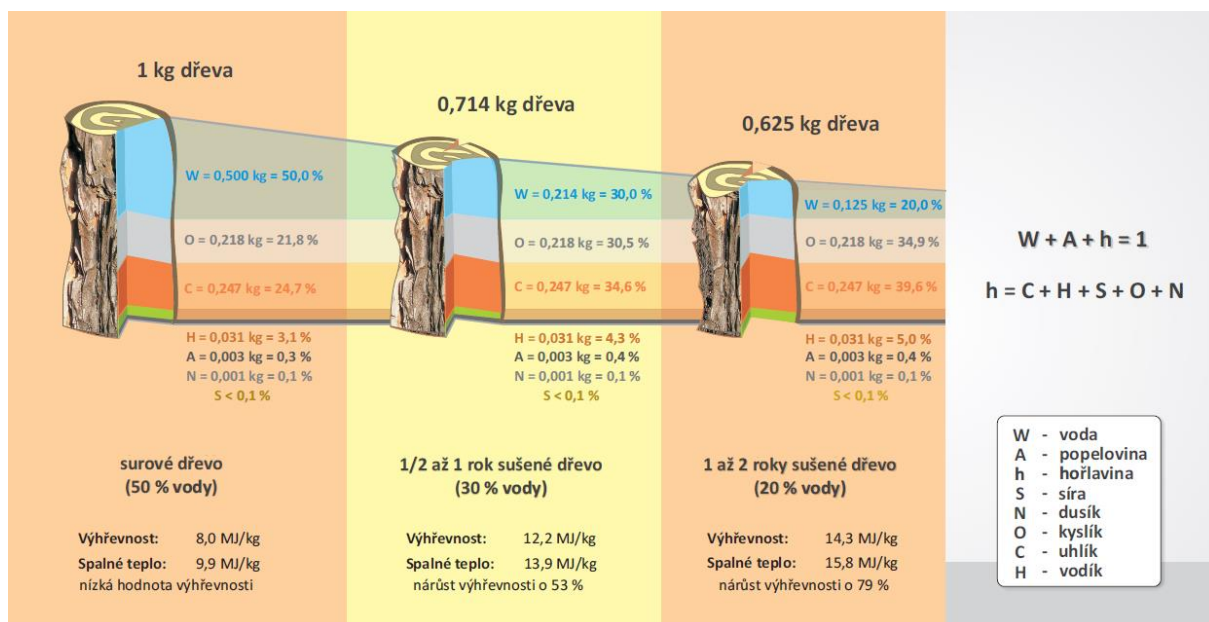
Voda, která se uvolňuje až při spalování a nelze ji odpařit při sušení, se nazývá chemicky vázaná. Může být vázána buď na popeloviny, nebo na hořlavinu. [6]

## Volná voda

Volná voda se skládá z těchto tří částí: voda přimísená, povrchová a hrubá. Přimísená voda proniká do dřeva po jeho vytěžení. Povrchová voda se skládá z molekul vody, které ulpívají na povrchu paliva a odstraňuje se odstřediváním či odkapáváním. Hrubá voda je sice součástí dřeva, ale lze ji odpařit volným sušením, tzn. při 20 °C a relativní vlhkosti vzduchu 50 %. [6]

Další pojem související s formami vody ve fytohmotě je veškerá voda, což je součet obsahů vody povrchové, hrubé a kapilárně vázané. [6]

Obsah vody se začne snižovat ihned po pokácení stromu, volná voda se odpaří nejdříve a odpařuje se až do chvíle, kdy je dosažena mez nasycení buněčných stěn. Od této hranice se kapilárně vázaná voda odpařuje do chvíle, kdy dosáhne tzv. stavu vlhkostní rovnováhy. „Tento stav je charakteristický tím, že určité teplotě a vlhkosti vzduchu odpovídá určitá hodnota vlhkosti dřeva (rovnovážná vlhkost).“ Čím je vyšší teplota okolí a nižší vlhkost okolního vzduchu, tím rychleji dřevo vysychá. [7]

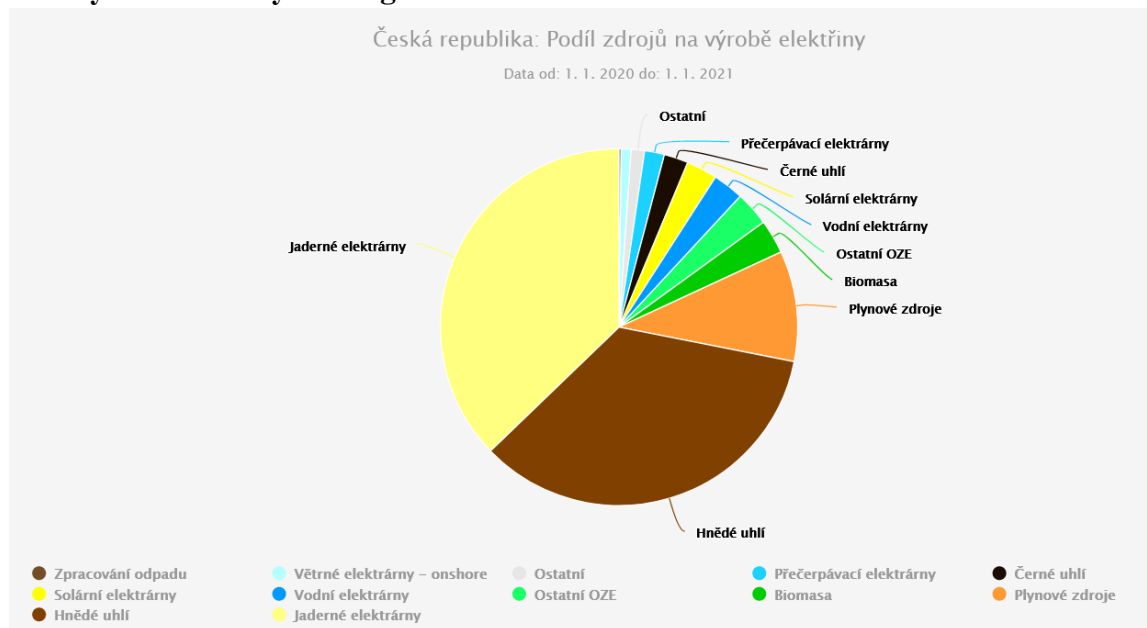


Obr. 1.2 Vysychání dřeva a změna výhřevnosti [4]

Jak lze vidět na obr. 1.2, volná voda obsažená ve dřevě může schnout i více než rok, aby dosáhla 20 % obsahu vody, což bývá někdy udáváno jako hranice, pod kterou má energeticky smysl dřevo spalovat. [8] Dále lze pozorovat, že jediná veličina, která se při volném sušení mění, je hmotnost vody (na začátku je její hmotnost 0,5 kg a na konci 0,125 kg).

Hmotnost ostatních prvků zůstává stejná, čímž se zvyšuje jejich procentuální podíl v palivu a z tohoto důvodu je po sušení výsledná výhřevnost vyšší, než tomu bylo na počátku procesu. I když jsou hodnoty pouze orientační, lze sledovat poměrně vysoký rozdíl ve výhřevnosti mezi surovým dřevem a dřevem sušeným. Problém může nastat právě ve chvíli, kdy se dodávka sušeného dřeva přeruší, protože v takový moment je nutné narychlo sehnat náhradu nebo spalovat dřevo surové (tzn. ve většině případů s vlhkostí větší než 50 %).

### 1.3. Využití biomasy v energetice



Obr. 1.3 Podíl jednotlivých zdrojů na výrobě elektřiny v ČR v roce 2020 [16]

Na obr. 1.3 lze vidět, že využití biomasy jako zdroje na získání elektřiny je důležitou součástí energetického mixu v ČR. Evropský odchod od uhlí provází otázka čím toto palivo nahradit, protože v tuto chvíli se z hnědého a černého uhlí získává více než třetina veškeré elektřiny. Například ve Velké Británii a Dánsku se velká část uhelných elektráren přetransformovala na elektrárny na biomasu, čímž se může částečně řídit i Česká republika, která v tuto chvíli část vytěžené biomasy vyváží do zahraničí. [2]

## 2. Ohříváky spalovacího vzduchu

Ohřívák vzduchu je výměník, ve kterém proudí vzduch určený ke spalování paliva. Vzduch je v něm ohřát na požadovanou teplotu a následně proudí do ohniště, kde se podílí na spalovacím procesu.

Ohříváky spalovacího vzduchu se využívají převážně u kotlů na pevná paliva. U těchto kotlů je totiž žádoucí zvýšení teploty vzduchu pro lepší vznícení paliva a umožňuje spalování i paliv s nízkým množstvím prchavé hořlaviny či paliv s vysokou vlhkostí.

Při návrhu teploty ohřátí je však třeba dbát na některé faktory, které mohou negativně ovlivnit proces spalování. Ohřátý vzduch zvyšuje teplotu plamene, což by např. u plyných paliv nebylo žádoucí, protože by vzrostly emise NOx. [10] Příliš vysoké teploty spalování mohou také zatěžovat materiály hořáků. Stejně tak je důležité zahrnout do návrhu fakt, že spalovací vzduch je u roštových kotlů využíván jako chladivo roštu. [6]

Výhodou ohříváku je také to, že využívají nízkopotenciální teplo, které už by nebylo možné použít na ohřev vody v ekonomizéru. Tím je snížena komínová ztráta, která se považuje za největší ztrátu v kotli. [6]

### 2.1. Typy OVZ

OVZ se dělí podle druhu přenosu tepla na rekuperační a regenerační ohříváky. Mezi rekuperační patří trubkové, litinové a kapsové OVZ a mezi regenerační ohřívák Ljungström. Kapsové a litinové OVZ se však v dnešní době už prakticky nenavrhují. [10]

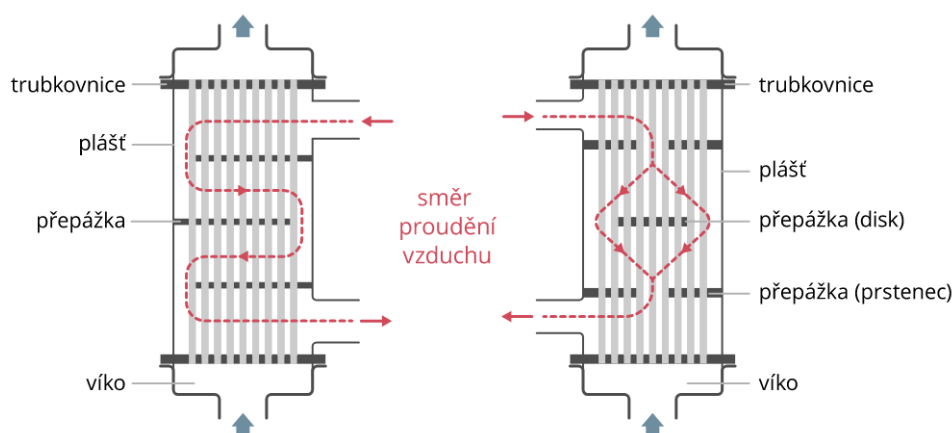
#### 2.1.1. Deskový OVZ

Deskový OVZ se využívá pouze u malých roštových kotlů s výkonem menším než 12 t/h. Tento typ OVZ bývá více náchylný na zanášení, korozi a je také většinou méně těsný než trubkový. Je tvořen kapsami z ohnutých okrajů sousedních desek, které se následně k sobě přivaří. [7]

#### 2.1.2. Litinový OVZ

Litinový OVZ je tvořen z litinových trub, které mají oválný průřez. Z vnější i vnitřní strany mají zvětšenou teplosměnnou plochu žebry či jehly. Používají se jak v nízkoteplotních částech, kde je využita jejich dobrá odolnost proti nízkoteplotní korozi, tak i ve vysokoteplotních částech, kde má litina dobrou odolnost proti opalu. Jejich hlavní nevýhodou je vysoká cena a hmotnost. [7]

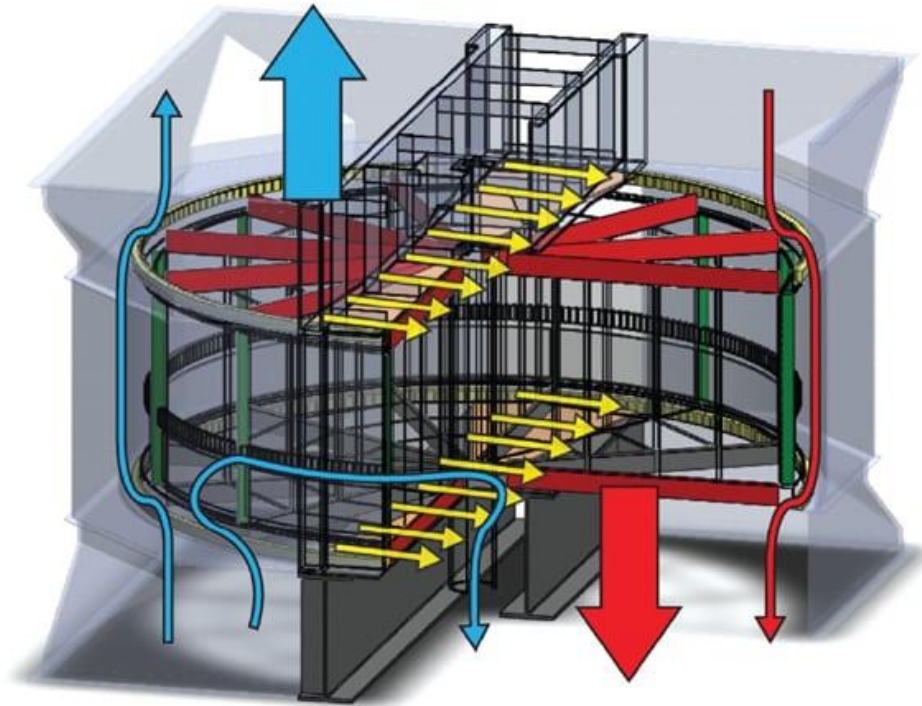
#### 2.1.3. Trubkový OVZ



Obr. 2.1 Trubkový OVZ [14]

Nejrozšířenějším typem OVZ u kotlů malých a středních výkonů je trubkový ohřívač. Mezi jeho výhody patří dobrá těsnost a provozní spolehlivost, ale na druhou stranu nemá příliš dobré využití teplosměnné plochy, a tudíž zabírá velký obestavěný prostor. To má za následek poměrně velkou cenu a z toho důvodu se u nových kotlů velkých a středních výkonů už prakticky nenavrhuje. [7]

#### 2.1.4. Regenerační OVZ



Obr. 2.2 Obr. 2.3 Regenerační OVZ [15]

Tento typ OVZ je využíván hlavně u kotlů středních a větších výkonů. Typickým znakem Ljungströмова regeneračního OVZ je rotující kolo, ve kterém se nachází žebra ze zvlněného plechu. Tyto plechy umožňují průtok obou médií pouze ve směru osy, která je většinou vertikální, ale vyskytuje se i v horizontální variantě. Rotor má nízké otáčky (2-5 otáček/min), což mu umožňuje akumulovat teplo z teplonosného média a zároveň ho i předat ohřívanému vzduchu. Výhoda tohoto typu OVZ je ta, že má oproti ostatním typům velmi nízké pořizovací náklady a malý obestavěný prostor. Nevýhoda spočívá v částečném mísení obou médií.

U Ljungströмова OVZ se často praktikuje podkročení rosného bodu. Je to dáno tím, že snížením teploty na konci kotle je uspořeno palivo. Tím dojde k ušetření většího množství nákladů, než stojí výměna dílů, které jsou časem poškozeny nízkoteplotní korozi. [7]

#### 2.2. Rosný bod spalin a nízkoteplotní koroze

OVZ se jako poslední teplosměnná plocha v kotli často potýkají s problémy, které jsou způsobeny nízkoteplotní korozi. Ta vzniká, když je podkročena teplota, která je označována jako rosný bod spalin.

Tento bod je definován jako teplota, při které jsou spaliny nasyceny párou, která začíná kondenzovat. Pokud palivo neobsahuje žádnou síru, tak kondenzuje pouze vodní pára. V opačném případě kondenzuje nejprve síra ve formě slabé kyseliny sírové, která má nižší teplotu rosného bodu než vodní pára. Při mírném podkročení této teploty je koroze poměrně nevýrazná, ale při větším snižování teploty se tato koroze projevuje výrazněji. [7]

V této práci je využit trubkový parní ohřívák vzduchu, ve kterém vzduch ohřívá pára, následkem čehož je eliminován vznik nízkoteplotní koroze na studeném konci ohříváku.

### 3. Stechiometrie paliva

Stechiometrické výpočty slouží ke zjištění objemu spalovacího vzduchu potřebného pro spálení jednoho kilogramu daného paliva. Ve výpočtech byl použit postup dle zdroje [10].

#### 3.1. Přepočet paliva

Palivo bylo zvoleno dle následující tabulky 3.1:

Tab. 3.1 Prvkové složení hořlaviny

Prvkové složení hořlaviny		
Název	Značka	Podíl [%]
Obsah uhlíku v hořlavině	$C^{daf}$	53,12
Obsah vodíku v hořlavině	$H_2^{daf}$	5
Obsah síry v hořlavině	$S^{daf}$	0,08
Obsah kyslíku v hořlavině	$O_2^{daf}$	40,3
Obsah dusíku v hořlavině	$N^{daf}$	1
Obsah chloru v hořlavině	$Cl^{daf}$	0,5
Popelovina v bezvodém stavu	$A^d$	4
Obsah vody v původním palivu	$W_t^r$	61

Obsah prvků v hořlavině je přepočítán na obsah v původním stavu dle [10] v rovnicích 3.1-3.7.

$$A^r = A^d \cdot \frac{(100 - W_t^r)}{100} = 1,56 \% \quad (3.1)$$

$$C^r = C^{daf} \cdot \frac{(100 - W_t^r - A^r)}{100} = 19,89 \% \quad (3.2)$$

$$H_2^r = H_2^{daf} \cdot \frac{(100 - W_t^r - A^r)}{100} = 1,87 \% \quad (3.3)$$

$$S^r = S^{daf} \cdot \frac{(100 - W_t^r - A^r)}{100} = 0,03 \% \quad (3.4)$$

$$O_2^r = O_2^{daf} \cdot \frac{(100 - W_t^r - A^r)}{100} = 15,09 \% \quad (3.5)$$

$$N^r = N^{daf} \cdot \frac{(100 - W_t^r - A^r)}{100} = 0,37 \% \quad (3.6)$$

$$Cl^r = Cl^{daf} \cdot \frac{(100 - W_t^r - A^r)}{100} = 0,19 \% \quad (3.7)$$

### 3.2. Výpočet objemu spalovacího vzduchu

V následujících výpočtech je využito zastoupení plynů v suchém vzduchu, které je popsáno v tabulce č. 3.2.

Tab. 3.2 Procentuální složení suchého vzduchu [10]

Objemové složení suchého vzduchu	
Název	Podíl [%]
Obsah kyslíku v suchém vzduchu	21
Obsah dusíku v suchém vzduchu	78,05
Obsah argonu a ostatních vzácných plynů v suchém vzduchu	0,92
Obsah oxidu uhličitého v suchém vzduchu	0,03

#### 3.2.1. Minimální množství vzduchu a spalin

Minimální množství kyslíku potřebné ke spálení 1 kilogramu paliva:

$$\begin{aligned}
 O_{O_2min} &= \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) = \\
 &= \frac{22,39}{100} \cdot \left( \frac{19,89}{12,01} + \frac{1,87}{4,032} + \frac{0,03}{32,06} - \frac{15,09}{32} \right) = 0,3694 \frac{m^3}{kg}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kilogramu paliva:

$$O_{vzmin}^S = \frac{100}{21} \cdot O_{O_2min} = \frac{100}{21} \cdot 0,3694 = 1,7589 \frac{m^3}{kg} \tag{3.9}$$

Objem CO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\begin{aligned}
 O_{CO_2} &= \frac{22,25}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0003 \cdot O_{vzmin}^S = \\
 &= \frac{22,25}{100} \cdot \frac{19,89}{12,01} + 0,0003 \cdot 1,7589 = 0,3691 \frac{m^3}{kg}
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Objem SO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,03}{32,06} = 0,00021 \frac{m^3}{kg} \tag{3.11}$$

Objem N<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\begin{aligned}
 O_{N_2} &= \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot O_{vzmin}^S = \\
 &= \frac{22,4}{100} \cdot \frac{0,37}{28,016} + 0,7805 \cdot 1,7589 = 1,3808 \frac{m^3}{kg}
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

Objem Ar ve spalinách:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{vzmin}^S = 0,0092 \cdot 1,7589 = 0,0162 \frac{m^3}{kg} \tag{3.13}$$

Minimální množství suchých spalin vznikne při dokonalém spálení daného paliva s nulovým přebytkem vzduchu.

$$\begin{aligned} O_{spmin}^S &= O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = \\ &= 0,3691 + 0,00021 + 1,3808 + 0,0162 = 1,7663 \frac{m^3}{kg} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Maximální množství CO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$CO_{2max} = \frac{O_{CO_2}}{O_{spmin}^S} \cdot 100 = \frac{0,3691}{1,7663} \cdot 100 = 20,9 \% \quad (3.15)$$

Součinitel f:

Při teplotě vzduchu 30 °C a relativní vlhkosti φ = 70 % je součinitel f roven 1,03.

Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{vzmin} = f \cdot O_{vzmin}^S = 1,03 \cdot 1,7589 = 1,8116 \frac{m^3}{kg} \quad (3.16)$$

Minimální objem vodní páry:

$$\begin{aligned} O_{H_2Omin} &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W_t^r}{18,016} + (f - 1) \cdot O_{vzmin}^S = \\ &= \frac{44,8}{100} \cdot \frac{1,872}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{61}{18,016} + (1,03 - 1) \cdot 1,7589 = 1,0192 \frac{m^3}{kg} \end{aligned} \quad (3.17)$$

Minimální množství vlhkých spalin:

$$O_{spmin} = O_{spmin}^S + O_{H_2Omin} = 1,7663 + 1,0192 = 2,7855 \frac{m^3}{kg} \quad (3.18)$$

### 3.2.2. Skutečné množství vzduchu a spalin

Skutečné množství vzduchu a spalin je zvětšeno o součinitel přebytku vzduchu α=1,35.

Skutečné množství suchého vzduchu ke spálení 1 kilogramu paliva:

$$O_{vz}^S = O_{vz}^S \cdot \alpha = 1,7589 \cdot 1,35 = 2,3745 \frac{m^3}{kg} \quad (3.19)$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva:

$$O_{vz} = O_{vzmin} \cdot \alpha = 1,8116 \cdot 1,35 = 2,4457 \frac{m^3}{kg} \quad (3.20)$$

Skutečné množství suchých spalin:

$$O_{sp}^S = O_{spmin}^S \cdot \alpha = 1,7663 \cdot 1,35 = 2,3845 \frac{m^3}{kg} \quad (3.21)$$



Skutečné množství vlhkých spalin:

$$O_{sp} = O_{spmin} \cdot \alpha = 2,7855 \cdot 1,35 = 3,7605 \frac{m^3}{kg} \quad (3.22)$$

## 4. Kotel na biomasu

Tato diplomová práce se zabývá návrhem OVZ pro kotel na biomasu, který už je navržen. V této kapitole budou popsány parametry kotle, na kterých se navrhovaný OVZ zakládá a bude vypočítáno množství paliva a následně i množství spalovacího vzduchu potřebného pro spálení tohoto množství paliva.

### 4.1. Základní parametry kotle

Tab. 4.1 Parametry kotle na biomasu [9]

Parametry kotle na biomasu			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výkon kotle	$M_{pp}$	45	t/h
Tlak syté páry v bubnu	$p_{pp}$	4,5	MPa
Teplota syté páry v bubnu	$t_{pp}$	257,44	°C
Teplota napájecí vody	$t_{nv}$	115	°C
Výrobní teplo páry	$Q_v$	35238,8	kW
Účinnost kotle	$\eta$	0,9071	-
Teplota za kotlem	$t_k$	150	°C
Přebytek vzduchu na konci ohniště	$\alpha_{ok}$	1,35	-
Ztráty kotle			
Ztráta mechanickým nedopalem	$Z_c$	0,0112	-
Ztráta chemickým nedopalem	$Z_{co}$	0,0014	-
Ztráta sáláním	$Z_{sv}$	0,0108	-
Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	$Z_f$	0,0006	-
Ztráta fyzickým teplem spalin	$Z_k$	0,0689	-

### 4.2. Množství potřebného paliva

Při změně paliva, které má oproti obvyklému palivu (na které byl kotel navržen) vyšší vlhkost, je třeba zajistit udržení stejného výrobního tepla páry. Nižší výhřevnost lze vykompenzovat tím, že se zvýší množství přivedeného paliva. Výpočty v této kapitole byly provedeny podle [7].

#### 4.2.1. Výhřevnost paliva

Pro palivo s obsahem vody 61 % byla interpolací zjištěna výhřevnost dle rovnice 4.1. Hodnoty výhřevnosti paliva s obsahem vody 60 a 70 % byly převzaty z obr. 1.1.

$$Q_r^i = Q_r^i(60) + \frac{Q_r^i(60) - Q_r^i(70)}{60 - 70} = 5,94 + \frac{5,94 - 3,86}{60 - 70} = 5,732 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \quad (4.1)$$

kde  $Q_r^i(60)$  – Výhřevnost paliva s obsahem vody 60 % [MJ/kg]

$Q_r^i$  – Výhřevnost paliva s obsahem vody 61 % [MJ/kg]

$Q_r^i(70)$  – Výhřevnost paliva s obsahem vody 70 % [MJ/kg]

#### 4.2.2. Skutečné množství paliva

$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{ired} \cdot \eta} = \frac{35238,8}{6102,78 \cdot 0,9071} = 6,37 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (4.2)$$

kde  $Q_v$  – Výrobní teplo páry [kW]

$Q_{ired}$  – Redukovaná výhřevnost [kJ/kg]

$\eta$  – Účinnost kotle [-]

#### 4.2.3. Redukovaná výhřevnost

Tato veličina vyjadřuje celkové teplo, které je přivedeno do kotle. Je vztažena na kilogram paliva a zjišťuje se podle rovnice 4.3.

$$\begin{aligned} Q_{ired} &= Q_i^r + i_{pv} + Q_{cz} + Q_{pr} + Q_S^{r3} = \\ &= 5732 + 62,428 + 308,35 + 0 + 0 = 6102,78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (4.3)$$

kde  $i_{pv}$  – Fyzické teplo paliva [kJ/kg]

$Q_{cz}$  – Teplo přivedené cizím zdrojem [kJ/kg]

$Q_{pr}$  – Teplo přivedené parou při ofukování stěn nebo rozprašování mazutu [kJ/kg]

$Q_S^{r3}$  – Teplo ve spalinách 3. recirkulace [kJ/kg]

V kotli se nenachází 3. recirkulace spalin ani ofukování stěn parou nebo rozprašování mazutu. Proto jsou veličiny  $Q_{pr}$  a  $Q_S^{r3}$  rovny nule.

#### 4.2.4. Fyzické teplo paliva

Tato veličina se uvažuje v případě, kdy je teplo přehříváno mimo kotel. Pokud není, tak se uvažuje pouze, když je splněna podmínka v rovnici 4.4, protože pak může mít výraznější vliv na  $Q_{ired}$ .

$$\begin{aligned} W_t^r &\geq \frac{Q_i^r}{15000 \cdot 4,19} \\ 0,61 &\geq \frac{5732}{15000 \cdot 4,19} \\ 0,61 &\geq 0,09 \end{aligned} \quad (4.4)$$

Teplota paliva  $t_{pv}$  se v tomto případě uvažuje 20 °C.

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv} = 3,121 \cdot 20 = 62,428 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (4.5)$$

kde  $c_{pv}$  – Měrná tepelná kapacita paliva [kJ/kgK]

$t_{pv}$  – Teplota paliva [°C]

$$\begin{aligned} c_{pv} &= 4,19 \cdot W_t^r + c_{su} \cdot (1 - W_t^r) = 4,19 \cdot 0,61 + 1,45 \cdot (1 - 0,61) \\ &= 3,121 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \end{aligned} \quad (4.6)$$

kde  $c_{su}$  – Měrné teplo sušiny paliva [kJ/kgK]

Dle [11] je měrné teplo sušiny dřeva  $c_{su} = 1,45$  [kJ/kgK].

#### 4.2.5. Teplo přivedené cizím zdrojem

Teplo přivedené cizím zdrojem představuje teplo, které se předá do nasávaného vzduchu v parním ohřívačku vzduchu. Sytá pára je do OVZ přivedena z bubnu kotle.

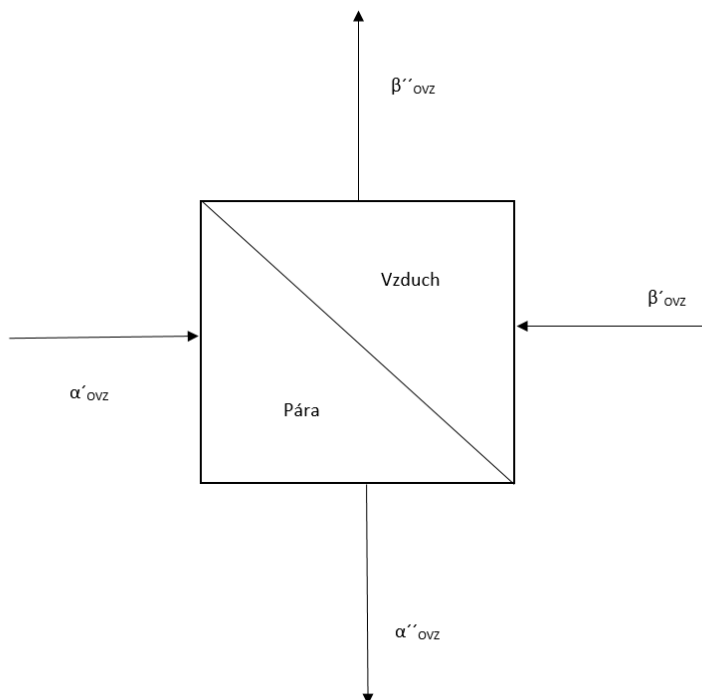
$$Q_{CZ} = \beta'_{ovz} \cdot \Delta I_{VVmin} = 1,35 \cdot 228,41 = 308,35 \frac{kJ}{kg} \quad (4.7)$$

kde  $\beta'_{ovz}$  – Součinitel přebytku vzduchu na vstupu do OVZ [-]

$\Delta I_{VVmin}$  – Zvýšení entalpie stechiometrického množství vzduchu [kJ/kg]

#### Přebytek vzduchu na vstupu do OVZ

V tomto případě, kdy je ohřívací médium (sytá pára a voda) vedeno v trubkách a vzduch ve vnější části, se předpokládá, že se žádné netěsnosti v plášti ani v trubkách nenachází.



Obr. 4.1 Schéma přisávání vzduchu v OVZ

Na obr. 4.1 lze vidět, že se ani na jedné straně médií neuvažuje přisávání vzduchu. Tzn.  $\alpha'_{ovz} = \alpha''_{ovz}$  a  $\beta'_{ovz} = \beta''_{ovz}$ .

$$\beta''_{ovz} = \alpha_{ok} - \Delta\alpha_{ml} - \Delta\alpha_o = 1,35 - 0 - 0 = 1,35 \quad (4.8)$$

kde  $\Delta\alpha_{ml}$  – přisávání vzduchu v mlecím okruhu [-]

$\Delta\alpha_o$  – přisávání falešného vzduchu v ohništi [-]

Falešný vzduch přísávaný v ohništi je dle návrhu kotle volen  $\Delta\alpha_o = 0$  díky jeho téměř dokonalé těsnosti. [9] Pro spalování biomasy není použit žádný mlecí okruh, což značí, že  $\Delta\alpha_{ml} = 0$ .

#### Zvýšení entalpie stechiometrického množství vzduchu

$$\Delta I_{VVmin} = I_{VV250} - I_{VV30} = 258,60 - 30,19 = 228,41 \frac{kJ}{kg} \quad (4.9)$$

kde  $I_{VV250}$  – Entalpie vzduchu po ohřátí na 250 °C

$I_{VV30}$  – Entalpie přísávaného vzduchu při 30 °C

Hodnoty entalpií vzduchu těchto dvou stavů byly zjištěny za pomoci Coolprop v programu Excel.

#### 4.2.6. Výpočtové množství paliva

Výpočtové množství paliva se používá ve výpočtech množství vzduchu a spalin.

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) = 6,37 \cdot (1 - 0,0112) = 6,29 \frac{kg}{s} \quad (4.10)$$

kde  $M_{pv}$  – Výpočtové množství paliva [kg/s]

$Z_c$  – Ztráta mechanickým nedopalem [-]

#### 4.3. Průtok spalovacího vzduchu

Pro návrh parního ohříváku vzduchu je nutná znalost průtoku vzduchu, který má být ohříván. Zjišťuje se podle rovnice 4.11.

$$V_2 = M_{pv} \cdot \beta''_{OVZ} \cdot O_{vzmin} = 6,29 \cdot 1,35 \cdot 1,8116 = 15,39 \frac{m^3}{s} \quad (4.11)$$

kde  $V_2$  – Průtok spalovacího vzduchu [m<sup>3</sup>/s]

## 5. Bilanční rovnice a základní parametry médií

Samotný návrh parního OVZ se skládá z několika kroků. Nejprve je nutné znát teplotu přivedené páry, její tlak a teplotu ohřátí vzduchu. Jak již bylo řečeno výše, sytá pára je odebírána z bubny kotle a díky ní je přiváděný vzduch ohříván na teplotu 250 °C. Během tohoto procesu pára zkondenzuje a výstupní teplota kondenzátu je uzpůsobena teplotě napájecí vody  $t_{nv} = 115$  °C. Tyto parametry jsou shrnuty v tabulce č. 5.1.

Parní výměník je díky kondenzaci a jejímu následnému ochlazení rozdělen na dvě části. V první části kondenzuje sytá pára a v druhé části se dochlazuje kondenzát na již zmíněnou teplotu.

Tab. 5.1 Tabulka základních parametrů médií v OVZ

Základní parametry vzduchu			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vstupní teplota vzduchu	$t_{21}$	30	°C
Výstupní teplota vzduchu	$t_{22}$	250	°C
Vstupní tlak vzduchu	$p_2$	101325	Pa
Vstupní entalpie vzduchu	$h_{21}$	30,19	kJ/kg
Výstupní entalpie vzduchu	$h_{22}$	258,6	kJ/kg
Základní parametry páry			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vstupní teplota syté páry	$t_{11}$	257,44	°C
Vstupní tlak páry	$p_1$	4,5	MPa
Vstupní entalpie páry	$h_{11}$	2797,96	kJ/kg
Výstupní teplota kondenzátu	$t_{12}$	115	°C
Výstupní entalpie kondenzátu	$h_{12}$	485,7	kJ/kg

### 5.1. Teplota ohřátí spalovacího vzduchu

Po konzultaci byla zvolena teplota 250 °C, kvůli maximálnímu ohřátí vzduchu, a tím i spálení paliva s vysokou vlhkostí, a také s ohledem na životnost roštu, který by vyšší teploty nevydržel po delší dobu provozu.

### 5.2. Rovnice tepelné bilance

Základem výpočtu každého výměníku je bilanční rovnice. V tomto případě je využita ke zjištění hmotnostního průtoku páry. [6]

$$Q_b = M_1 \cdot (h_{11} - h_{12}) \cdot \eta = V_2 \cdot (c_{22} \cdot t_{22} - c_{21} \cdot t_{21}) \quad (5.1)$$

kde  $Q_b$  – Tepelný tok výměníkem [kW]  
 $M_1$  – Hmotnostní průtok páry [kg/s]  
 $\eta$  – Účinnost výměníku [-]  
 $V_2$  – Objemový průtok vzduchu [m<sup>3</sup>/s]  
 $c_{21}$  – Měrná tepelná kapacita vzduchu na vstupu [kJ/kgK]  
 $c_{22}$  – Měrná tepelná kapacita vzduchu na výstupu [kJ/kgK]

#### 5.2.1. Rovnice tepelné bilance pro vzduch

Pro vzduch, který je ohříván se používá rovnice 5.2. Z této rovnice zjistíme celkový tepelný tok potřebný pro ohřátí vzduchu na 250 °C.

$$Q_b = V_2 \cdot (c_{22} \cdot t_{22} - c_{21} \cdot t_{21}) = 15,39 \cdot (1,03 \cdot 250 - 1,01 \cdot 30) = 3516,1 \text{ kW} \quad (5.2)$$

$$c_2 = \frac{c_{21} - c_{22}}{2} = \frac{1,01 - 1,03}{2} = 1,02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (5.3)$$

kde  $c_{21}$  – Měrná tepelná kapacita vzduchu na vstupu [kJ/kgK]  
 $c_{22}$  – Měrná tepelná kapacita vzduchu na vstupu [kJ/kgK]

### 5.2.2. Hmotnostní průtok páry

Pro zjištění hmotnostního průtoku páry se užívá rovnice ve tvaru 5.3. Účinnost výměníku se v praktických výpočtech většinou neuvažuje nebo se jeho hodnota pohybuje od 0,98 do 0,99. Pro účely této práce byla tato účinnost zvolena 1.[6]

$$M_1 = \frac{Q_b}{(h_{11} - h_{12}) \cdot \eta} = \frac{3503,2}{(2797,96 - 485,7) \cdot 1} = 1,52 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.4)$$

### 5.3. Fyzikální veličiny médií

Hodnoty v tabulce 5.2 byly zjištěny za pomoci Coolprop v programu Excel, vstupních a výstupních teplot a tlaků obou médií.

Tab. 5.2 Fyzikální parametry páry, kondenzátu a vzduchu

Fyzikální parametry páry, kondenzátu a vzduchu							
Název	Značka	Jednotka	Pára na mezi sytosti	Sytá pára na vstupu	Kondenzát na výstupu	Vzduch na vstupu	Vzduch na výstupu
Měrná tepelná kapacita	$c$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	-	-	4,22E+00	1,01E+00	1,03E+00
Dynamická viskozita	$\eta$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	1,77E-05	1,77E-05	2,44E-04	1,87E-05	2,80E-05
Kinetická viskozita	$\nu$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	2,25E-08	7,80E-07	2,57E-07	1,60E-05	4,15E-05
Tepelná vodivost	$\lambda$	$\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	6,09E-01	5,26E-02	6,84E-01	2,66E-02	4,14E-02
Prandtlovo číslo	$Pr$	-	8,38E-01	1,42E+00	1,51E+00	7,07E-01	6,99E-01
Hustota	$\rho$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	7,88E+02	2,27E+01	9,49E+02	1,16E+00	6,75E-01
Entalpie	$h$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	1122,24	2797,96	485,7	30,19	258,6

## 6. Střední logaritmický teplotní spád

Výměník je řešen jako protiproudý s příčným obtékáním trubek. Metodou LMTD lze vypočítat střední logaritmický spád výměníku a s jeho pomocí se z rovnice prostupu tepla vyjádří teplosměnná plocha výměníku. V tomto výměníku probíhá kondenzace páry, což znamená, že obvyklý výpočet středního logaritmického spádu by byl značně nepřesný. Výměník byl proto rozdělen na 2 části: část kondenzace a dochlazení po kondenzaci.

V první části probíhá kondenzace páry v trubce, čímž se předává velké množství tepla. Entalpie na konci kondenzace, tzn., když se veškerá pára přemění na vodu je  $h_k=1122,24$  kJ/kg. Tepelný výkon kondenzátoru části je vypočítán v rovnici 6.1. V této kapitole byla použita literatura [6].

$$Q_1 = M_1 \cdot (h_{11} - h_k) = 1,52 \cdot (2797,96 - 1122,24) = 2548,1 \text{ kW} \quad (6.1)$$

kde  $Q_1$  – Tepelný výkon kondenzátoru [kW]  
 $h_k$  – Entalpie na konci kondenzace [kJ/kg]

Ve druhé části dochází k podchlazení kondenzátu na teplotu napájecí vody 115 °C. Ze známých hodnot entalpií kondenzátu na začátku a na konci je vypočten tepelný výkon této části v rovnici 6.2.

$$Q_2 = M_1 \cdot (h_k - h_{12}) = 1,52 \cdot (1122,24 - 485,7) = 967,95 \text{ kW} \quad (6.2)$$

kde  $Q_2$  – Tepelný výkon chladiče [kW]

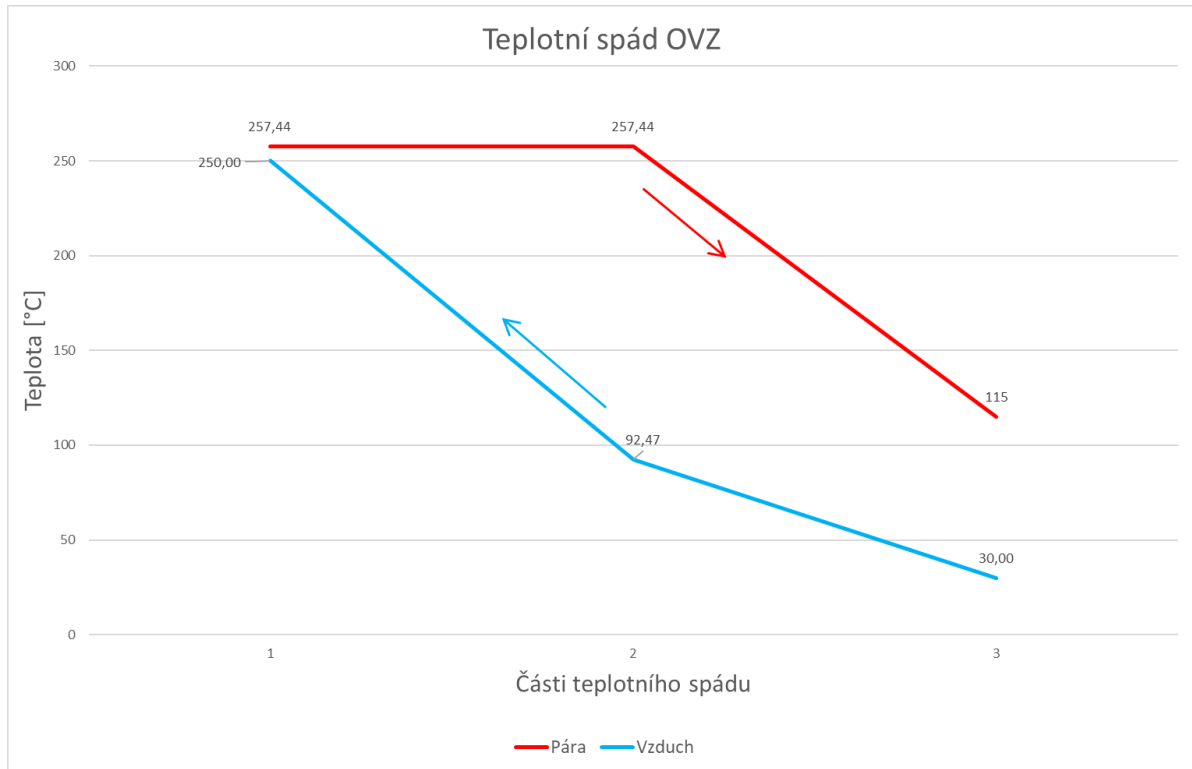
Teplotu vzduchu v tomto bodě získáme z bilanční rovnice výměníku ochlazujícího kondenzát.

$$t_{vz2} = t_{21} + \frac{Q_2}{V_2 \cdot c_{21}} = 30 + \frac{967,95}{15,39 \cdot 1,01} = 92,47 \text{ °C} \quad (6.3)$$

Kontrola výpočtů je provedena podle porovnání vypočtených výkonů v rovnici 6.4.

$$Q_b = Q_1 + Q_2 = 2548,1 + 967,95 = 3516,1 \text{ kW} \quad (6.4)$$





Obr. 6.1 Graf teplotního spádu OVZ

V obr. 6.1 lze pozorovat průběh teplot v OVZ a jeho rozdělení na dvě sekce. Z vypočtené teploty vzduchu mezi oběma výměníky a známých teplot ze zadání lze nyní sestavit rovnici pro logaritmický teplotní spád pro oba výměníky.

$$\Delta t_{ln1} = \frac{\Delta t_{v1} - \Delta t_{m1}}{\ln \frac{\Delta t_{v1}}{\Delta t_{m1}}} = \frac{165 - 7,4}{\ln \frac{165}{7,4}} = 50,8 \text{ °C} \quad (6.5)$$

kde  $\Delta t_{v1}$  – Větší rozdíl teplot v kondenzátoru [°C]  
 $\Delta t_{m1}$  – Menší rozdíl teplot v kondenzátoru [°C]  
 $\Delta t_{ln1}$  – Střední logaritmický spád v kondenzátoru [°C]

$$\Delta t_{v1} = 257,4 - 92,24 = 165 \text{ °C} \quad (6.6)$$

$$\Delta t_{m1} = 257,4 - 250 = 7,4 \text{ °C} \quad (6.7)$$

$$\Delta t_{ln2} = \frac{\Delta t_{v2} - \Delta t_{m2}}{\ln \frac{\Delta t_{v2}}{\Delta t_{m2}}} = \frac{165 - 85}{\ln \frac{165}{85}} = 120,6 \text{ °C} \quad (6.8)$$

kde  $\Delta t_{v2}$  – Větší rozdíl teplot v chladiči [°C]  
 $\Delta t_{m2}$  – Menší rozdíl teplot v chladiči [°C]  
 $\Delta t_{ln2}$  – Střední logaritmický spád v chladiči [°C]

$$\Delta t_{v2} = 257,4 - 92,24 = 165 \text{ °C} \quad (6.9)$$

$$\Delta t_{m2} = 115 - 30 = 85 \text{ °C} \quad (6.10)$$

## 7. Konstrukční návrh parního OVZ

### 7.1. Návrh trubek OVZ

V navrhovaném OVZ proudí ohříváný vzduch kolem ocelových trubek, které jsou opatřeny vnějším kruhovým žebrováním. Pára (ohřívací médium) o parametrech v tab. 5.1 je odebírána z bubnu kotle a proudí do výměníku uvnitř těchto trubek. Žebrované trubky jsou zavařeny do trubkovnic, jsou uloženy s přesazením pro lepší přestup tepla.

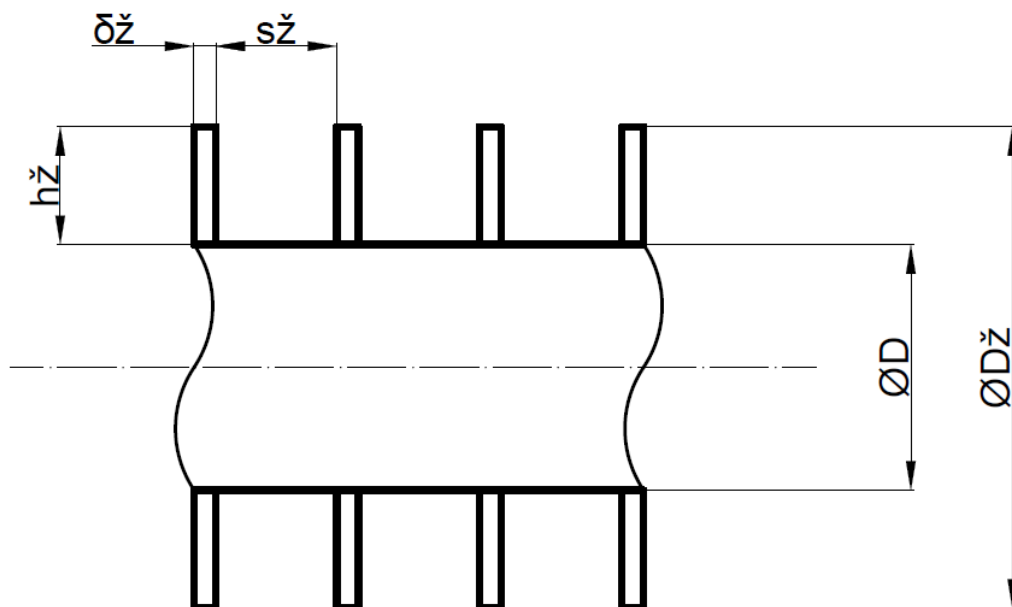
Žebrované trubky se používají většinou tam, kde jedno z médií má podstatně vyšší součinitel přestupu tepla. Žebrování zvyšuje teplosměnný povrch trubek, a tím přispívá ke většímu přenosu tepla mezi médii. Obvykle jsou žebrované trubky využity tak, že uvnitř proudí voda nebo pára a okolo žeber proudí vzduch nebo spaliny, které mají obecně nižší součinitel přestupu tepla. Návrh trubek byl proveden podle literatury [19].

Rozměry žebrovaných trubek jsou popsány v tab. 7.1. Hodnoty jsou převzaty z katalogu žebrovaných trubek [13]. Jako materiál trubek byl zvolen P265GH a materiál žeber S235JR.

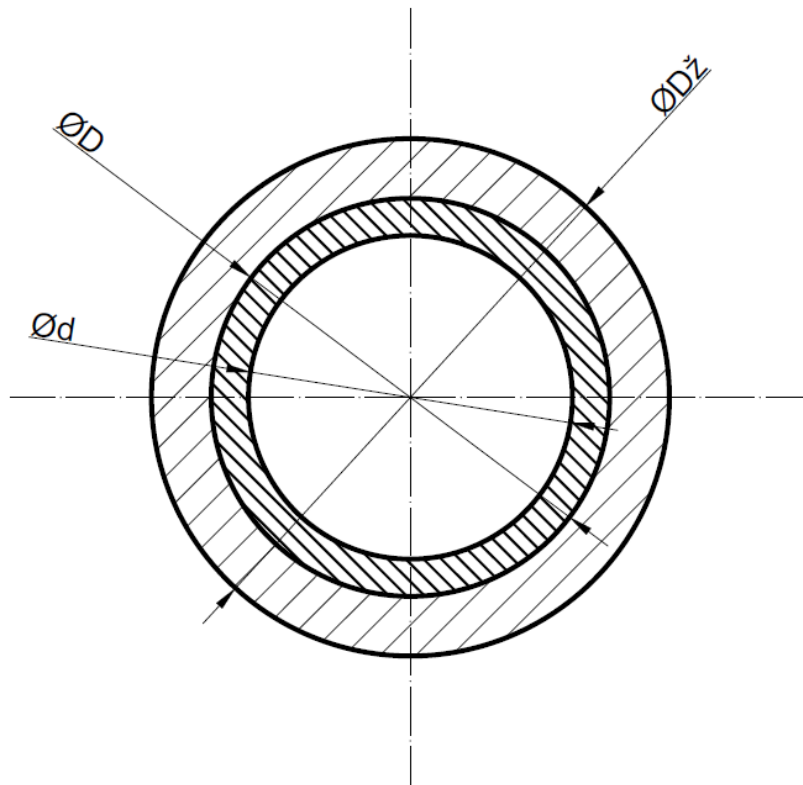
Na obrázcích 7.1 a 7.2 je zobrazena trubka ohříváku s vyznačenými hlavními rozměry.

Tab. 7.1 Parametry žebrovaných trubek [13]

Žebrované trubky – 21,3 mm -13x1,3			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky	D	21,3	mm
Tloušťka stěny trubky	$\delta$	2	mm
Vnitřní průměr trubky	d	17,3	mm
Výška žebra	$h_z$	13	mm
Šířka žebra	$\delta_z$	1,3	mm
Počet žeber na 1 m	$n_z$	400	-



Obr. 7.1 Rozměry žebrované trubky



Obr. 7.2 Pohled na žebrovanou trubku zepředu

#### 7.1.1. Výpočet průměru trubky se žebrováním

$$D_{\dot{z}} = D + 2 \cdot \delta_{\dot{z}} = 21,3 + 2 \cdot 1,3 = 47,3 \text{ mm} \quad (7.1)$$

kde  $D_{\dot{z}}$  – Průměr trubky se žebrováním [mm]

#### 7.1.2. Výpočet příčné rozteče trubek

V tomto návrhu byla rozteč zvolena podle rovnice 7.2.

$$s_1 = 1,5 \cdot D_{\dot{z}} = 1,5 \cdot 47,3 = 70,95 \text{ mm} \quad (7.2)$$

kde  $s_1$  – Příčná rozteč trubek [mm]

#### 7.1.3. Výpočet úhlopříčné rozteče trubek

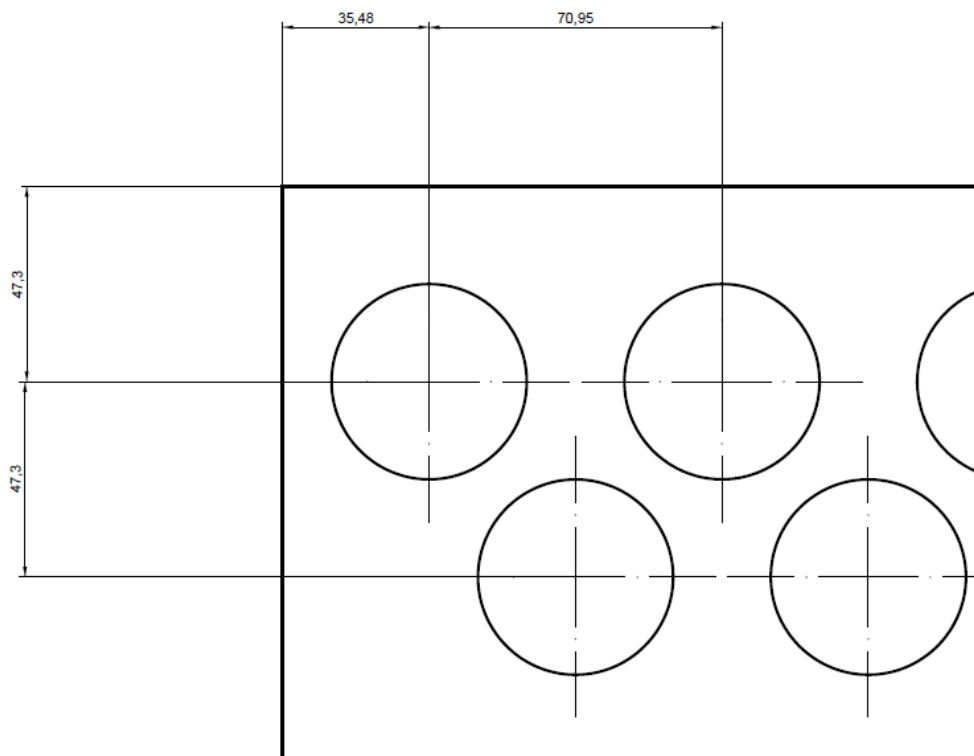
$$s_{\dot{u}} = \frac{s_1 + D_{\dot{z}}}{2} = \frac{70,95 + 47,3}{2} = 59,13 \text{ mm} \quad (7.3)$$

kde  $s_{\dot{u}}$  – Úhlopříčná rozteč trubek [mm]

#### 7.1.4. Výpočet podélné rozteče trubek

$$s_2 = \sqrt{s_{\dot{u}}^2 - \left(\frac{s_1}{2}\right)^2} = \sqrt{59,13^2 - \left(\frac{70,95}{2}\right)^2} = 47,3 \text{ mm} \quad (7.4)$$

kde  $s_2$  – Podélná rozteč trubek [mm]



Obr. 7.3 Schéma rozmístění trubek v OVZ

#### 7.1.5. Volba rychlosti médií

Rychlost páry je volena dle [7] v rozsahu do  $30 \frac{m}{s}$ . V tomto případě byla zvolena  $w_p = 9 \frac{m}{s}$ . Rychlost vzduchu se u OVZ s žebrovanými trubkami volí  $w_{vz} \approx w_p$ . V tomto případě byla rychlost vzduchu zvolena  $w_{vz} = 6 \frac{m}{s}$ . Rychlost vzduchu byla zvolena s ohledem na tlakové ztráty v kanálu, které se zvětšují s kvadrátem rychlosti vzduchu.

#### 7.1.6. Výpočet počtu trubek

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot d^2 \cdot w_p} = \frac{4 \cdot 0,067}{\pi \cdot 0,0173^2 \cdot 9} = 31,6 \quad (7.5)$$

kde  $n_{tr}$  – Počet trubek v OVZ [-]  
 $V_1$  – Objemový průtok páry [ $m^3/s$ ]

#### 7.1.7. Výpočet objemového průtoku páry

$$V_1 = \frac{M_1}{\rho_p} = \frac{1,52}{22,7} = 0,067 \frac{m^3}{s} \quad (7.6)$$

kde  $\rho_p$  – Hustota syté páry [ $kg/m^3$ ]

#### 7.1.8. Výpočet skutečné rychlosti páry

Aby byl počet trubek celé číslo, zavádí se korekce rychlosti páry. Využije se k tomu rovnice 7.5, ale dosadí se  $n_{tr} = 32$  a zjistí se tak skutečná rychlost páry v OVZ, jak lze vidět v rovnici 7.7.

$$w_p = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} = \frac{4 \cdot 0,067}{\pi \cdot 0,0173^2 \cdot 32} = 8,9 \frac{m}{s} \quad (7.7)$$

#### 7.1.9. Volná plocha kanálu

$$S_{kan} = \frac{V_2}{w_v} = \frac{15,4}{6} = 2,57 \text{ m}^2 \quad (7.8)$$

kde  $S_{kan}$  – Volná plocha kanálu [ $\text{m}^2$ ]

#### 7.1.10. Šířka kanálu

$$\begin{aligned} \check{s} &= s_1 \cdot 0,5 + (n_{tr} - 1) \cdot s_1 + 0,5 \cdot s_1 + 0,5 \cdot s_1 = \\ &0,071 \cdot 0,5 + (32 - 1) \cdot 0,071 + 0,5 \cdot 0,071 + 0,5 \cdot 0,071 = 2,31 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.9)$$

kde  $\check{s}$  – Šířka kanálu [m]

#### 7.1.11. Výška vzduchového kanálu

$$\begin{aligned} l &= \frac{S_{kan}}{\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot \delta_z \cdot n_z \cdot n_{tr}} = \\ &= \frac{2,57}{2,31 - 0,0213 \cdot 2032 - 2 \cdot 0,013 \cdot 0,0013 \cdot 400 \cdot 32} = 2,15 \text{ m} \end{aligned} \quad (7.10)$$

Volím výšku kanálu  $l = 2,3 \text{ m}$ .

#### 7.1.12. Skutečná volná plocha kanálu

$$\begin{aligned} S_{kan}^{sk} &= (\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot \delta_z \cdot n_z \cdot n_{tr}) \cdot l = \\ &= (2,31 - 0,0213 \cdot 32 - 2 \cdot 0,013 \cdot 0,0013 \cdot 400 \cdot 32) \cdot 2,3 = 2,74 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (7.11)$$

kde  $S_{kan}^{sk}$  – Skutečná volná plocha kanálu [ $\text{m}^2$ ]

#### 7.1.13. Skutečná rychlost vzduchu

$$w_{vz}^{sk} = \frac{V_2}{S_{kan}^{sk}} = \frac{15,4}{2,74} = 5,6 \frac{m}{s} \quad (7.12)$$

kde  $w_{vz}^{sk}$  – Skutečná rychlost vzduchu

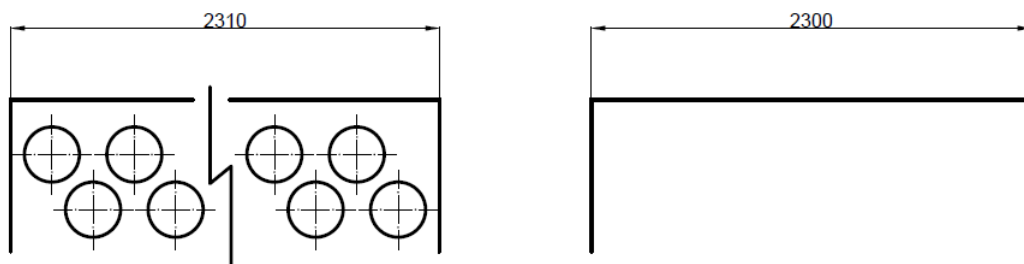
#### 7.1.14. Výpočet rozteče žeber

Rozteč žeber se nevolí příliš malá, protože v kotelnách bývají nečistoty a mohl by se jimi časem zanést prostor mezi žebry.

$$s_z = \frac{1000}{n_z} = \frac{1000}{400} = 2,5 \text{ mm} \quad (7.13)$$

kde  $s_z$  – Rozteč žeber [mm]

$n_z$  – Počet žeber na 1 metr [-]



*Obr. 7.4 Rozměry vzduchového tunelu*

Na obr. 7.4 jsou znázorněny rozměry vypočítané v rovnicích 7.9 a 7.10. Výška bude dopočítána po zjištění potřebné teplosměnné plochy.

## 8. Tepelný výpočet kondenzátoru

### 8.1. Výpočet součinitele přestupu tepla v kondenzátoru

Součinitel přestupu tepla se při úplné kondenzaci páry v trubce určuje z rovnice 8.1. Pro tento výpočet byla použita literatura [17].

$$\alpha_{kond} = \alpha_0 \cdot \varepsilon_m \cdot 0,5 \cdot \left[ 1 + \sqrt{\frac{\rho_k}{\rho_p}} \right] = 2236,3 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot \left[ 1 + \sqrt{\frac{788}{22,7}} \right] = 7705,7 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (8.1)$$

kde  $\alpha_{kond}$  – Součinitel přestupu tepla při kondenzaci [W/m<sup>2</sup>K]  
 $\alpha_0$  – Součinitel přestupu tepla při turbulentním proudění kondenzátu [W/m<sup>2</sup>K]  
 $\varepsilon_m$  – Oprava na materiál trubek [-]  
 $\rho_k$  – Hustota kondenzátu [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_p$  – Hustota páry [kg/m<sup>3</sup>]

Oprava na materiál trubek se využívá, když je použita jiná než obyčejná uhlíková ocel. V tomto případě je tento koeficient  $\varepsilon_m = 1$ .

#### 8.1.1. Výpočet Reynoldsova čísla

Rovnice 8.1 platí pro horizontální potrubí, pouze pokud je splněna podmínka  $Re_k \geq 5 \cdot 10^3$ .

$$Re_k = \frac{w_k \cdot d_e}{\nu_k} = \frac{0,41 \cdot 0,00173}{2,25 \cdot 10^{-8}} = 1,97 \cdot 10^5 \quad (8.2)$$

kde  $\nu_k$  – Kinematická viskozita kondenzátu [m<sup>2</sup>/s]  
 $d_e$  – Charakteristický rozměr trubky [m]  
 $w_k$  – Rychlost proudění kondenzátu [m/s]

U proudění uvnitř trubek se za ekvivalentní průměr bere vnitřní průměr trubky. To znamená, že v tomto případě se  $d_e = d$ .

#### 8.1.2. Rychlost proudění kondenzátu

Tato rychlost je vypočítána z průtočného množství kondenzátu, který je roven hmotnostnímu průtoku páry, jak lze vidět v rovnici 8.3.

$$w_k = \frac{M_1}{\rho_k \cdot F_p} = \frac{1,52}{788 \cdot 0,008} = 0,26 \text{ m/s} \quad (8.3)$$

kde  $F_p$  – Světlý průřez pro průtok pracovního média [m<sup>2</sup>]  
 $\rho_k$  – Hustota kondenzátu [kg/m<sup>3</sup>]

$$F_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,0173^2}{4} \cdot 32 = 0,008 \text{ m}^2 \quad (8.4)$$

#### 8.1.3. Součinitel přestupu tepla při turbulentním proudění

$$\alpha_0 = \frac{\lambda_k \cdot Nu}{d} = \frac{0,61 \cdot 347}{0,0173} = 2236,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (8.5)$$

kde  $Nu$  – Nuselltovo číslo [-]  
 $\lambda_{st}$  – Střední součinitel tepelné vodivosti pracovního média [W/mK]

$$Nu = 0,021 \cdot Re_k^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L = \quad (8.6)$$



$$= 0,021 \cdot (1,97 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,84^{0,43} \cdot \left(\frac{0,84}{0,88}\right)^{0,25} \cdot 1 \cdot 1 = 347$$

- kde  $Re$  – Reynoldsovo číslo [-]  
 $Pr$  – Prandtlovo číslo [-]  
 $Pr_{st}$  – Prandtlovo číslo pro střední teplotu stěny [-]  
 $\varepsilon_R$  – Oprava na spirálu [-]  
 $\varepsilon_L$  – Oprava na poměr  $l/d$  [-]

#### 8.1.4. Prandtlovo číslo

Prandtlovo číslo je zjištěno za pomoci Coolprop v programu Excel.

$$Pr = 0,84 \quad (8.7)$$

#### 8.1.5. Prandtlovo číslo pro střední teplotu stěny

Pro zjištění tohoto čísla je nutné nejprve vypočítat střední teplotu stěny trubky kondenzátoru.

$$t_{stkond} = \frac{\frac{t_{11}+t_k}{2} + \frac{t_{21}+t_{22}}{2}}{2} = \frac{\frac{257,4+257,4}{2} + \frac{92,47+250}{2}}{2} = 214,3 \text{ °C} \quad (8.8)$$

- kde  $t_k$  – Teplota na konci kondenzace [°C]  
 Z informace o teplotě je za pomoci Coolprop v programu Excel zjištěno  $Pr_{st} = 0,88$ .

#### 8.1.6. Opravné součinitele

Opravný součinitel na spirálu je v případě rovných trubek roven  $\varepsilon_R = 1$ .

Opravný součinitel na poměr délky k průměru lze zjistit dle tabulkových hodnot záviselých na Reynoldsově čísle a poměru  $l/d$ . Pokud je tento poměr větší než 50, má součinitel velikost  $\varepsilon_L = 1$ .

$$\frac{l}{d} = \frac{2,3}{0,0173} = 133 \quad (8.9)$$

- kde  $l$  – výška výměníku [m]  
 Součinitel má v tomto případě hodnotu  $\varepsilon_L = 1$ .

#### 8.1.7. Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_k$

$$\lambda_k = 0,61 \frac{W}{mK} \quad (8.10)$$

- kde  $\lambda_k$  – Součinitel tepelné vodivosti kondenzátu [W/mK]

**8.2. Výpočet součinitele přestupu tepla vzduchu**

Výpočet součinitele přestupu tepla vzduchu je v tomto případě třeba počítat jako případ přestupu tepla pro žebrované trubky, u kterých se zanedbává vliv sálání. Redukovaný součinitel přestupu tepla pro žebrované trubky je vyjádřen v rovnici 8.14. [7]

$$\begin{aligned}\alpha_{vr} &= \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \\ &= [0,97 \cdot 0,9 \cdot 1 + 0,03] \cdot \frac{0,85 \cdot 52}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 52} = \\ &= 39,9 \frac{W}{m^2 K}\end{aligned}\quad (8.11)$$

kde  $\frac{S_z}{S}$  – Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy z vnější strany [-]  
 $E$  – Součinitel efektivity žebra [-]  
 $\mu$  – Součinitel rozšíření žebra [-]  
 $\frac{S_h}{S}$  – Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na vnější straně [-]  
 $\psi_z$  – Koeficient, který charakterizuje nerovnoměrné rozdělení  $\alpha_k$  po povrchu žebra [-]  
 $\varepsilon$  – Součinitel znečištění [-]  
 $\alpha_k$  – Součinitel přestupu tepla vzduchu konvekcí v kondenzátoru [W/m<sup>2</sup>K]  
 $\alpha_{vr}$  – Redukovaný součinitel přestupu tepla vzduchu v kondenzátoru [W/m<sup>2</sup>K]

**8.2.1. Koeficient  $\psi_z$** 

Koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení součinitele přestupu tepla se volí podle typu žebor. Pro kruhová žebra je  $\psi_z = 0,85$ .

**8.2.2. Výpočet  $\frac{S_z}{S}$** 

Pro kruhová žebra se využívá rovnice 8.15.

$$\begin{aligned}\frac{S_z}{S} &= \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{\delta_z}{D}\right)} = \\ &= \frac{\left(\frac{47,3}{21,3}\right)^2 - 1}{\left(\frac{47,3}{21,3}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{2,5}{21,3} - \frac{1,3}{21,3}\right)} = 0,97\end{aligned}\quad (8.12)$$

**8.2.3. Výpočet  $\frac{S_h}{S}$** 

Tento součinitel se spočítá podle rovnice 8.16 a vyjadřuje, jakou část plochy zabírá plocha trubky, která není opatřena žebry.

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,95 = 0,03 \quad (8.13)$$

**8.2.4. Výpočet součinitele  $E$** 

Tento součinitel se zjišťuje z nomogramu (obr. 8.1) v závislosti na  $D_z/D$  a  $\beta/h_z$ .

$$\frac{D_z}{D} = \frac{47,3}{21,3} = 2,22 \quad (8.14)$$

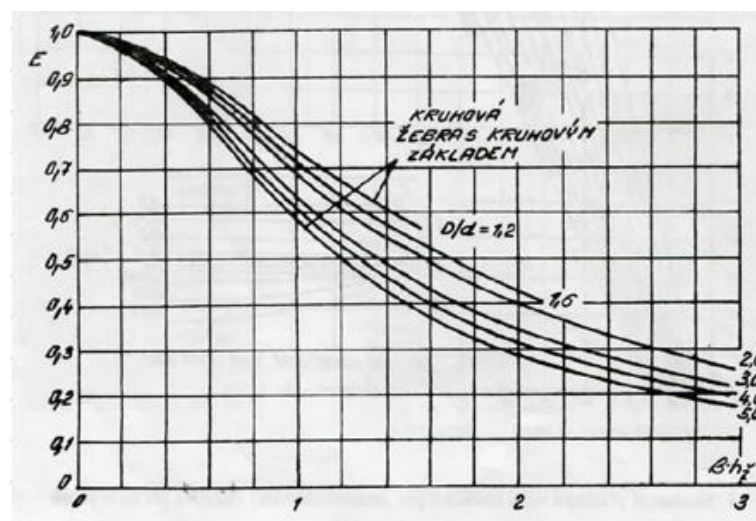
Součinitel  $\beta$  se vypočítá podle rovnice 8.18.

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

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 52}{0,0013 \cdot 50 \cdot (1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 52)}} = 36,9$$
(8.15)

kde  $\lambda_z$  – Součinitel tepelné vodivosti žebor [W/mK]  
 $\beta$  – Součinitel, podle kterého se určuje  $E$  a  $\mu$  [-]

$$\beta \cdot h_z = 51,4 \cdot 0,013 = 0,48 \text{ m}$$
(8.16)



Obr. 8.1 Součinitel  $E$  [7]

Dle obr. 8.1 a výše vypočítaných hodnot byl součinitel zvolen  $E = 0,9$ .

### 8.2.5. Součinitel znečištění $\varepsilon$

Součinitel zanesení se používá k zohlednění zanášení teplosměnných ploch při spalování tuhých paliv. Vzhledem k tomu, že v tomto konkrétním OVZ na žebrované straně proudí vzduch místo spalín, je tento součinitel zanedbán. Tím pádem se předpokládá, že vzduch žebra nezanáší a  $\varepsilon = 0$ .

### 8.2.6. Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{vk}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_v \cdot s_z}{\nu_v}\right)^{0,65} =$$

$$= 0,23 \cdot 1 \cdot 1,31^{0,2} \cdot \frac{0,036}{0,004} \cdot \left(\frac{21,3}{2,5}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{13}{2,5}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{5,6 \cdot 0,0025}{3 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$
(8.17)

$$= 52 \frac{W}{m^2 K}$$

kde  $C_z$  – Součinitel, který závisí na počtu řad trubek  
 $\varphi_\sigma^{0,2}$  – Parametr, který určuje uspořádání trubek ve svazku pro poměrnou úhlopříčnou rozteč [-]  
 $\lambda_{vk}$  – Střední součinitel tepelné vodivosti vzduchu v kondenzátoru [W/mK]

$\nu_v$  - Kinematická viskozita vzduchu [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

### 8.2.7. Výpočet parametru $\varphi_\sigma$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{3,33 - 1}{2,78 - 1} = 1,31 \quad (8.18)$$

kde  $\sigma_1$  – Poměrná příčná rozteč trubek [-]  
 $\sigma'_2$  – Poměrná úhlopříčná rozteč [-]

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{70,95}{21,3} = 3,33 \quad (8.19)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{47,3}{21,3} = 2,22 \quad (8.20)$$

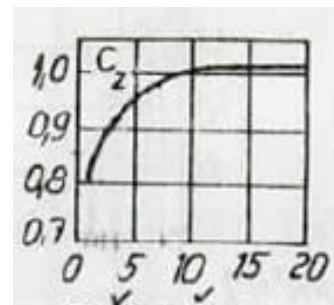
$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 3,33^2 + 2,22^2} = 2,78 \quad (8.21)$$

### 8.2.8. Součinitel $C_z$

Pro vystřídání uspořádání trubek se určuje součinitel podle grafu na obr. 8.2. V tomto případě se počet řad předpokládá  $n_{řad} > 10$ , což značí, že  $C_z = 1$ .

### 8.2.9. Součinitel tepelné vodivosti

Střední součinitel tepelné vodivosti se určuje obdobně jako Prandtlovo číslo.



Obr. 8.2 Součinitel  $C_z$  [7]

$$\lambda_{vk} = \frac{\lambda_{vk1} + \lambda_{vk2}}{2} = \frac{3,12 \cdot 10^{-2} + 4,14 \cdot 10^{-2}}{2} = 3,6 \cdot 10^{-2} \frac{W}{mK} \quad (8.22)$$

kde  $\lambda_{vk1}$  – Součinitel tepelné vodivosti vzduchu na vstupu do kondenzátoru [-]  
 $\lambda_{vk2}$  – Součinitel tepelné vodivosti vzduchu na výstupu z kondenzátoru [-]

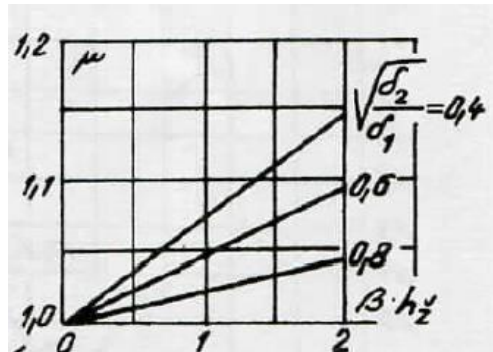
### 8.2.10. Výpočet kinematické viskozity

$$\nu_{vk} = \frac{\nu_{vk1} + \nu_{vk2}}{2} = \frac{1,86 \cdot 10^{-5} + 4,15 \cdot 10^{-5}}{2} = 3 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (8.23)$$

kde  $\nu_{vk1}$  – Kinematická viskozita média na vstupu vzduchu do kondenzátoru [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]  
 $\nu_{vk2}$  – Kinematická viskozita na výstupu kondenzátoru [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

### 8.2.11. Součinitel $\mu$

Součinitel rozšíření žebra se zjistí z nomogramu na obr 8.4. K určení součinitele rozšíření žebra musíme zvolit zúžení žebra. Žebra jsou přivařená a mají konstantní šířku. Vzhledem k tomuto faktu byla určena hodnota součinitele rozšíření žebra jako  $\mu = 1$ .



Obr. 8.3 Součinitel  $\mu$  [7]



Obr. 8.4 Zúžení žebra [7]

### 8.3. Výpočet součinitele prostupu tepla

Ke zjištění teplosměnné plochy  $S_{kond}$  je třeba nejprve znát součinitel prostupu tepla  $k$ . Ten lze spočítat pro žebrované trubky podle rovnice 8.27.

$$k_{kond} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vred}} + \frac{1}{\alpha_{kond}} \cdot \frac{S_v}{S_p}} = \frac{1}{\frac{1}{39,9} + \frac{1}{7705,7} \cdot 22,63} = 35,7 \frac{W}{m^2 K} \quad (8.24)$$

kde  $\frac{S_v}{S_p}$  – Poměr plochy z vnější strany k ploše uvnitř trubky [-]

$k_{kond}$  – Součinitel prostupu tepla kondenzátoru [ $W/m^2 K$ ]

#### 8.3.1. Výpočet $\frac{S_v}{S_p}$

Výpočet poměrů žebrované vnější a hladké vnitřní strany byl proveden podle rovnic 8.20 – 8.22. Hodnoty ploch  $S_p$  a  $S_v$  byly vztaženy na 1 m trubky, tzn.  $L = 1$  m.

$$S_p = \pi \cdot d \cdot L = \pi \cdot 0,0173 \cdot 1 = 0,054 \frac{m^2}{m} \quad (8.25)$$

Plocha žebra se vypočte podle rovnice 8.29.

$$S_z = \frac{\pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D \cdot \delta_z = \frac{\pi \cdot (0,0473^2 - 0,0213^2)}{4} + \pi \cdot 0,0213 \cdot 0,0013 = 0,003 \frac{m^2}{m} \quad (8.26)$$

$$S_{vz} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot \delta_z) + n_z \cdot S_z = \pi \cdot 0,0213 \cdot (1 - 400 \cdot 0,0013) + 400 \cdot 0,003 = 1,23 \frac{m^2}{m} \quad (8.27)$$

kde  $n_z$  – Počet žeber na 1 m [-]

$$\frac{S_v}{S_p} = \frac{1,23}{0,054} = 22,63 \quad (8.28)$$

**8.4. Výpočet teplosměnné plochy  $S_{kond}$** 

Pro výpočet teplosměnné plochy je třeba využít rovnici prostupu tepla a rovnosti tepelných toků  $Q_1$  a  $Q_{kond}$ . Z těchto rovnic se vyjádří teplosměnná plocha  $S_{kond}$ .

$$Q_1 = Q_{kond} = k_{kond} \cdot \Delta t_{ln1} \cdot S_{kond} \quad (8.29)$$

$$S_{kond} = \frac{Q_1}{k_{kond} \cdot \Delta t_{ln1}} = \frac{2548150}{35,7 \cdot 50,83} = 1402,6 \text{ m}^2 \quad (8.30)$$

kde  $S_{kond}$  – Teplosměnná plocha kondenzátoru [ $\text{m}^2$ ]

**8.5. Výpočet počtu řad trubek**

$$n_{řadk} = \frac{S_{kond}}{S_{celk}} = \frac{1402,6}{90,5} = 15,5 \quad (8.31)$$

kde  $n_{řadk}$  – Počet řad trubek kondenzátoru [-]

$S_{celk}$  – Celková teplosměnná plocha trubek na jednom metru [ $\text{m}^2/\text{m}$ ]

Počet řad volím  $n_{řadk} = 16$ .

$$S_{celk} = l \cdot S_{vz} \cdot n_{tr} = 2,3 \cdot 1,23 \cdot 32 = 90,5 \text{ m}^2 \quad (8.32)$$

**8.6. Výpočet skutečné teplosměnné plochy**

$$S_{kond}^{sk} = S_{celk} \cdot n_{řad} = 90,5 \cdot 16 = 1448,5 \text{ m}^2 \quad (8.33)$$

kde  $S_{kond}^{sk}$  – Skutečná teplosměnná plocha kondenzátoru [ $\text{m}^2$ ]

**8.7. Výpočet skutečného výkonu kondenzátoru**

$$Q_{kond}^{sk} = k_{kond} \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{kond}^{sk} = 35,7 \cdot 50,83 \cdot 1448,5 = 2631,5 \text{ kW} \quad (8.34)$$

kde  $Q_{kond}^{sk}$  – Skutečný výkon kondenzátoru [kW]

**8.8. Výpočet délky kondenzátoru**

$$H_{kond} = n_{řadk} \cdot s_2 + s_2 = 16 \cdot 0,0473 + 0,0473 = 0,8 \text{ m} \quad (8.35)$$

kde  $H_{kond}$  – Délka kondenzátoru [m]

## 9. Tepelný výpočet chladiče kondenzátu

### 9.1. Součinitel přestupu tepla při turbulentním proudění

Pro výpočet součinitele přestupu tepla byla použita literatura [17].

$$\alpha_0 = \frac{\lambda_{stch} \cdot Nu}{d} = \frac{0,65 \cdot 79,5}{0,0173} = 544,7 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.1)$$

kde  $Nu$  – Nuseltovo číslo chladiče [-]

$\lambda_{stch}$  – Střední součinitel tepelné vodivosti kondenzátu [W/mK]

$$\begin{aligned} Nu &= 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{st}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_R \cdot \varepsilon_L = \\ &= 0,021 \cdot (2,9 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 1,17^{0,43} \cdot \left(\frac{1,17}{1,4}\right)^{0,25} \cdot 1 \cdot 1 = 79,5 \end{aligned} \quad (9.2)$$

#### 9.1.1. Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_{kst} \cdot d_e}{\nu_{st}} = \frac{0,23 \cdot 0,0173}{1,4 \cdot 10^{-7}} = 2,9 \cdot 10^4 \quad (9.3)$$

kde  $\nu_{st}$  – Střední kinematická viskozita kondenzátu [m<sup>2</sup>/s]

$w_{kst}$  – Střední rychlost kondenzátu [m/s]

$$\nu_{st} = \frac{\nu_{k1} + \nu_{k2}}{2} = \frac{2,25 \cdot 10^{-8} + 2,57 \cdot 10^{-7}}{2} = 1,4 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (9.4)$$

kde  $\nu_{k1}$  – Kinematická viskozita kondenzátu na vstupu do chladiče [m<sup>2</sup>/s]

$\nu_{k2}$  – Kinematická viskozita kondenzátu na výstupu z chladiče [m<sup>2</sup>/s]

#### 9.1.2. Rychlost proudění kondenzátu

Tato rychlost je vypočítána z průtočného množství kondenzátu, který je roven hmotnostnímu průtoku páry, jak lze vidět v rovnici 9.5.

$$w_{kst} = \frac{M_1}{\rho_{chst} \cdot F_p} = \frac{1,52}{868,5 \cdot 0,008} = 0,23 \text{ m/s} \quad (9.5)$$

kde  $\rho_{chst}$  – Střední hustota kondenzátu v chladiči [kg/m<sup>3</sup>]

#### 9.1.3. Střední hustota kondenzátu v chladiči

$$\rho_{chst} = \frac{\rho_{chst1} + \rho_{chst2}}{2} = \frac{788 + 949}{2} = 868,5 \frac{kg}{m^3} \quad (9.6)$$

kde  $\rho_{chst1}$  – Hustota kondenzátu na vstupu do chladiče [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_{chst2}$  – Hustota kondenzátu na výstupu z chladiče [kg/m<sup>3</sup>]

#### 9.1.4. Prandtlovo číslo

Prandtlovo číslo je rovno vypočteno podle rovnice 9.7.

$$Pr = \frac{Pr_{k1} + Pr_{k2}}{2} = \frac{0,84 + 1,51}{2} = 1,17 \quad (9.7)$$

kde  $Pr_{k1}$  – Prandtlovo číslo kondenzátu na vstupu do chladiče [-]

$Pr_{k2}$  – Prandtlovo číslo kondenzátu na výstupu z chladiče [-]

**9.1.5. Prandtlovo číslo pro střední teplotu stěny**

Pro zjištění tohoto čísla je nutné nejprve vypočítat střední teplotu stěny trubky kondenzátoru.

$$t_{stchl} = \frac{\frac{t_{11}+t_{12}}{2} + \frac{t_{vz2}+t_{21}}{2}}{2} = \frac{\frac{257,4+115}{2} + \frac{92,47+30}{2}}{2} = 123,7 \text{ °C} \quad (9.8)$$

Z informace o teplotě je za pomoci Coolprop v programu Excel zjištěno  $Pr_{st} = 1,4$ .

**9.1.6. Opravné součinitele**

Opravný součinitel na spirálu je v případě rovných trubek roven  $\varepsilon_R = 1$ .

Pokud je poměr  $l/d$  větší než 50, má součinitel velikost  $\varepsilon_L = 1$ .

$$\frac{l}{d} = \frac{2,3}{0,0173} = 133 \quad (9.9)$$

kde  $l$  – Výška výměníku [m]

Součinitel má v tomto případě hodnotu  $\varepsilon_L = 1$ .

**9.1.7. Součinitel tepelné vodivosti  $\lambda_{st}$** 

$$\lambda_{stch} = \frac{\lambda_{ch1} + \lambda_{ch2}}{2} = \frac{0,61 + 0,68}{2} = 0,65 \frac{W}{mK} \quad (9.10)$$

kde  $\lambda_{ch1}$  – Součinitel tepelné vodivosti kondenzátu na vstupu do chladiče [W/mK]

$\lambda_{ch2}$  – Součinitel tepelné vodivosti kondenzátu na výstupu z chladiče [W/mK]

**9.2. Výpočet součinitele přestupu tepla vzduchu**

Výpočet součinitele přestupu tepla vzduchu je v tomto případě proveden stejným způsobem jako v případě kondenzátoru. Redukovaný součinitel přestupu tepla pro žebrované trubky je vyjádřen v rovnici 9.11. [7]

$$\begin{aligned} \alpha_{vr} &= \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} = \\ &= [0,97 \cdot 0,88 \cdot 1 + 0,03] \cdot \frac{0,85 \cdot 59,3}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 59,3} = \\ &= 44,5 \frac{W}{m^2K} \end{aligned} \quad (9.11)$$

**9.2.1. Výpočet součinitele E**

Tento součinitel se zjišťuje z nomogramu (obr. 8.2) v závislosti na  $D_z/D$  a  $\beta/h_z$ .

$$\frac{D_z}{D} = \frac{47,3}{21,3} = 2,22 \quad (9.12)$$

Součinitel  $\beta$  se vypočítá podle rovnice 9.13.

$$\begin{aligned} \beta &= \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{\delta_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 59,3}{0,0013 \cdot 50 \cdot (1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 59,3)}} = 39,4 \end{aligned} \quad (9.13)$$



$$\beta \cdot h_z = 50,32 \cdot 0,013 = 0,51 \text{ m} \quad (9.14)$$

Dle obr. 8.2 a výše vypočítaných hodnot byl součinitel zvolen  $E = 0,88$ .

### 9.2.2. Výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{vch}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_v \cdot s_z}{\nu_{vch}}\right)^{0,65} = \\ &= 0,23 \cdot 1,31^{0,2} \cdot \frac{0,029}{0,0025} \cdot \left(\frac{21,3}{2,5}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{13}{2,5}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{5,6 \cdot 0,0025}{1,73 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} = \\ &= 59,3 \frac{W}{m^2 K} \end{aligned} \quad (9.15)$$

kde  $\nu_{vch}$  - Střední kinematická viskozita vzduchu v chladiči [ $m^2/s$ ]  
 $\lambda_{vch}$  - Střední součinitel tepelné vodivosti vzduchu v chladiči [ $W/mK$ ]

### 9.2.3. Součinitel tepelné vodivosti

Střední součinitel tepelné vodivosti se určuje obdobně jako Prandtlovo číslo.

$$\lambda_{vch} = \frac{\lambda_{vch1} + \lambda_{vch2}}{2} = \frac{2,66 \cdot 10^{-2} + 3,11 \cdot 10^{-2}}{2} = 2,9 \cdot 10^{-2} \frac{W}{mK} \quad (9.16)$$

kde  $\lambda_{vch1}$  - Součinitel tepelné vodivosti vzduchu na vstupu do chladiče [ $W/mK$ ]  
 $\lambda_{vch2}$  - Součinitel tepelné vodivosti vzduchu na výstupu z chladiče [ $W/mK$ ]

### 9.2.4. Výpočet kinematické viskozity

$$\nu_{vch} = \frac{\nu_{vch1} + \nu_{vch2}}{2} = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} + 1,85 \cdot 10^{-5}}{2} = 1,73 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s} \quad (9.17)$$

kde  $\nu_{vch1}$  - Kinematická viskozita na vstupu vzduchu do chladiče [ $m^2/s$ ]  
 $\nu_{vch2}$  - Kinematická viskozita vzduchu na výstupu z chladiče [ $m^2/s$ ]

### 9.2.5. Součinitel $\mu$

Součinitel rozšíření žebra se zjistí z nomogramu na obr 8.4. Jeho hodnota byla určena jako  $\mu = 1$ .

## 9.3. Výpočet součinitele prostupu tepla

Ke zjištění teplosměnné plochy  $S_{ch}$  je třeba nejprve znát součinitel prostupu tepla  $k$ . Ten lze spočítat pro žebrované trubky podle rovnice 9.18.

$$k_{ch} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vrch}} + \frac{1}{\alpha_{och}} \cdot \frac{S_v}{S_p}} = \frac{1}{\frac{1}{44,5} + \frac{1}{544,7} \cdot 22,63} = 15,6 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.18)$$

kde  $\frac{S_v}{S_p}$  - Poměr plochy z vnější strany k ploše uvnitř trubky [-]  
 $k_{ch}$  - Součinitel prostupu tepla chladiče [ $W/m^2K$ ]

**9.4. Výpočet teplosměnné plochy  $S_{ch}$** 

Pro výpočet teplosměnné plochy je třeba využít rovnici prostupu tepla a rovnosti tepelných toků  $Q_2$  a  $Q_{ch}$ . Z těchto rovnic se vyjádří teplosměnná plocha  $S_{ch}$ .

$$Q_2 = Q_{ch} = k_{ch} \cdot \Delta t_{ln2} \cdot S_{ch} \quad (9.19)$$

$$S_{ch} = \frac{Q_2}{k_{ch} \cdot \Delta t_{ln2}} = \frac{967,9}{15,6 \cdot 120,6} = 513,8 \text{ m}^2 \quad (9.20)$$

kde  $S_{ch}$  – Teplosměnná plocha chladiče [ $\text{m}^2$ ]

**9.5. Výpočet počtu řad trubek**

$$n_{řadch} = \frac{S_{ch}}{S_{celk}} = \frac{513,8}{90,5} = 5,7 \quad (9.21)$$

kde  $n_{řadch}$  – Počet řad trubek chladiče [-]  
Počet řad volím  $n_{řadch} = 6$ .

**9.6. Výpočet skutečné teplosměnné plochy**

$$S_{ch}^{sk} = S_{celk} \cdot n_{řadch} = 90,5 \cdot 6 = 543,2 \text{ m}^2 \quad (9.22)$$

**9.7. Výpočet skutečného výkonu chladiče**

$$Q_{ch}^{sk} = k_{ch} \cdot \Delta t_{ln2} \cdot S_{ch}^{sk} = 15,6 \cdot 120,6 \cdot 543,2 = 1023,38 \text{ kW} \quad (9.23)$$

**9.8. Výpočet délky chladiče**

Aby v chladiči proudil kondenzát, jsou jeho trubky navrženy se spádem  $1^\circ$ . To má za následek mírné zvětšení výšky tohoto úseku a je zahrnuto v rovnici 9.24.

$$\begin{aligned} H_{ch} &= n_{řadch} \cdot (s_2 + \tan(1) \cdot l) + s_2 = \\ &= 6 \cdot (0,0473 + \tan(1) \cdot 2,3) + 0,0473 = 0,57 \text{ m} \end{aligned} \quad (9.24)$$

**9.9. Celkový skutečný výkon OVZ**

$$Q_{celk}^{sk} = Q_{kond}^{sk} + Q_{ch}^{sk} = 2631,5 + 1023,4 = 3654,9 \text{ kW} \quad (9.25)$$

**9.10. Celková délka OVZ**

$$H_{celk} = H_{kond} + H_{ch} = 0,8 + 0,57 = 1,38 \text{ m} \quad (9.26)$$

## 10. Výpočet aerodynamických ztrát

Tlaková ztráta se určuje pouze na straně vzduchu. Tyto ztráty se skládají ze ztrát místních a tlakových ztrát v kanálu. Ztráty byly vypočteny na základě [18].

Aerodynamické ztráty jsou důležité, aby mohl být vybrán správný vzduchový ventilátor k jejich vyrovnání. Výsledkem tohoto aerodynamického rozboru je celková tlaková ztráta.

### 10.1. Tlaková ztráta v kanálu

Tlaková ztráta v kanálu vzniká třením média o stěny kanálu a vypočítá se podle rovnice 10.1.

$$\begin{aligned} \Delta p_d &= \lambda_{tř} \cdot \frac{H_{celk}}{D} \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_v \cdot \left( \frac{T_{vst}}{T_{st}} \right)^{0,583} = \\ &= 0,012 \cdot \frac{1,38}{0,0213} \cdot \frac{5,6^2}{2} \cdot 0,92 \cdot \left( \frac{413,15}{436,26} \right)^{0,583} = 14 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (10.1)$$

kde  $\Delta p_d$  – Změna tlaku způsobená délkovou ztrátou [Pa]

$\lambda_{tř}$  – Součinitel tření [-]

$T_{vst}$  – Střední teplota vzduchu [K]

$T_{st}$  – Střední teplota stěny [K]

$\rho_v$  – Střední hustota vzduchu [kg/m<sup>3</sup>]

Pro výpočet součinitele tření je nutné znát hodnotu Reynoldsova čísla vzduchu. Hodnota kinematické viskozity je vztažena na teplotu stěny, která je vyjádřena v rovnici 10.7  $t_{st} = 161,86 \text{ °C}$ . Kinematická viskozita vzduchu při teplotě  $t_{st}$  byla zjištěna pomocí Coolprop v programu Excel jako  $\nu_{vst} = 3,02 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2/\text{s]}$ .

$$Re_{vst} = \frac{w_v \cdot d_e}{\nu_{vst}} = \frac{5,6 \cdot 2,3}{3,04 \cdot 10^{-5}} = 4,2 \cdot 10^5 \quad (10.2)$$

kde  $\nu_{vst}$  – Kinematická viskozita vzduchu při  $t_{st}$  [m<sup>2</sup>/s]

$Re_{vst}$  – Reynoldsovo číslo pro vzduch při teplotě stěny [-]

$$d_e = \frac{2 \cdot \check{s} \cdot l}{\check{s} + l} = \frac{2 \cdot 2,3 \cdot 2,3}{2,3 + 2,3} = 2,3 \text{ m} \quad (10.3)$$

Pro hladký tunel a Reynoldsovo číslo vyšší než  $10^5$  se používá rovnice 10.4, která se nazývá Jakimovův vztah.

$$\lambda_{tř} = \frac{0,857}{\log(Re_{vst})^{2,4}} = \frac{0,857}{\log(4,2 \cdot 10^5)^{2,4}} = 0,012 \quad (10.4)$$

Střední teplota vzduchu se vypočítá podle rovnice 10.5.

$$t_{vst} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{30 + 250}{2} = 140 \text{ °C} \quad (10.5)$$

Střední hustota vzduchu se spočítá jako průměr z hodnot hustoty na začátku a na konci ohřevu.

$$\rho_v = \frac{\rho_{v1} + \rho_{v2}}{2} = \frac{1,16 + 6,75}{2} = 0,92 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (10.6)$$

kde  $\rho_{v1}$  – Hustota vzduchu na vstupu do výměníku [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_{v2}$  – Hustota vzduchu na výstupu z výměníku [kg/m<sup>3</sup>]

$$t_{st} = \frac{t_{vst} + t_{pst}}{2} = \frac{140 + \frac{257,4 + 115}{2}}{2} = 163,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (10.7)$$

## 10.2. Místní ztráty

Součinitel tlakové ztráty při kolmém proudění vzduchu se pro svazek žebrovaných trubek počítá podle rovnice 10.8. Reynoldsovo číslo je vztaženo ke střední teplotě stěny jako v případě délkových ztrát.

$$\begin{aligned} \xi &= K \cdot n_{rad}^{celk} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{-k_1} \cdot \left(\frac{S_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot Re_{vst}^{-k_3} = \\ &= 2 \cdot 22 \cdot \left(\frac{13}{21,3}\right)^{-0} \cdot \left(\frac{2,5}{21,3}\right)^{-0,72} \cdot (3,9 \cdot 10^3)^{-0,24} = 28,2 \end{aligned} \quad (10.8)$$

kde  $K, k_1, k_2, k_3$  – Konstanty závislé na uspořádání trubek [-]  
 $\xi$  – Součinitel tlakové ztráty [-]

### 10.2.1. Konstanty $K, k_1, k_2, k_3$

Tyto konstanty jsou vybrány porovnáním velikosti roztečí a velikosti trubek se žebry. Jejich hodnoty jsou shrnuty v tabulce 10.1.

Tab. 10.1 Konstanty pro výpočet místních ztrát [18]

Konstanty pro výpočet místních ztrát			
K	k1	k2	k3
2	0	0,72	0,24

Místní ztráty se pak vypočítají podle rovnice 10.9. Jsou závislé na rychlosti proudění vzduchu, hustotě a součiniteli tlakové ztráty.

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{w_v^2}{2} \cdot \rho_{vst} = 28,2 \cdot \frac{5,6^2}{2} \cdot 0,92 = 409,3 \text{ Pa} \quad (10.9)$$

kde  $\Delta p_m$  – Změna tlaku způsobená místními ztrátami [Pa]

### 10.2.2. Reynoldsovo číslo vztažené k průměru trubky

$$Re_{vst} = \frac{w_v \cdot d_e}{\nu_{vst}} = \frac{5,6 \cdot 0,0213}{3,04 \cdot 10^{-5}} = 3,9 \cdot 10^3 \quad (10.10)$$

## 10.3. Celková tlaková ztráta

Celková tlaková ztráta výměníku na straně vzduchu se zjistí sečtením ztrát délkových a místních podle rovnice 10.11.

$$\Delta p_{celk} = \Delta p_d + \Delta p_m = 14 + 409,3 = 423,3 \text{ Pa} \quad (10.11)$$

kde  $\Delta p_{celk}$  – Celková tlaková ztráta vzduchu ve výměníku [Pa]

## 10.4. Ventilátor AFGG-35\_24

Pro kompenzaci tlakových ztrát v OVZ a pro vhánění dostatečného množství spalovacího vzduchu do kotle byl zvolen radiální ventilátor AFGG-35\_24. [8]

Parametry: Model ventilátoru RM 1120/4-II  
Otáčky rotoru 1485 ot/min  
Průtok vzduchu 60000 m<sup>3</sup>/hod  
Tlak ventilátoru 2877 Pa

Příkon elektromotoru 90 kW  
Hmotnost 1486 kg



*Obr. 10.1 Ventilátor AFGG-35\_24 [8]*

## 11. Regulace ohřevu teploty

Regulace ohřevu vzduchu je v tomto případě důležitá z důvodu různého obsahu vody v palivu. Diplomová práce byla vypracována pro vlhkost přesahující 60 %, což by měla být maximální vlhkost biomasy. V případech, kdy je spalováno palivo s nižším obsahem vlhkosti, není třeba vzduch ohřívat na teplotu 250 °C, ale stačí nižší ohřátí spalovacího vzduchu. V těchto případech je několik způsobů, jak omezit ohřev spalovacího vzduchu - obtok vzduchu, změna průtoku přiváděné páry a změna teplosměnné plochy zaplavením kondenzátem.

Obtok vzduchu je konstrukčně poměrně náročný, protože tunel má velké rozměry a OVZ by byl daleko méně kompaktní. Toto řešení tudíž není příliš praktické. Zmenšení přívodu páry je technicky komplikované řešení a může být také problematické. Snížením průtoku kondenzátu přes ventil se zavodní kondenzátor a zmenší se jeho teplosměnná plocha.

Z těchto možností byla zvolena regulace odtoku kondenzátu. Pro tento účel byl zvolen ventil **G 45 115 564** od firmy LDM. [19]

Parametry: Jmenovitý tlak PN - 64  
Světlost DN - 150  
Materiál 1.0619 – uhlíková ocel  
Rozsah pracovních teplot -20 až 400 °C  
Průtočná plocha  $F_s$  10 až 110 cm<sup>2</sup>  
Hodnoty  $K_{vs}$  45 – 495  
Typ regulačního orgánu – sedlo/sedlový koš – tvarovaná kuželka



Obr. 11.1 Ventil G 45 115 564 [19]

## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl návrh ohříváku spalovacího vzduchu pro kotel spalující biomasu. K tomuto účelu byl vybrán již navržený kotel z diplomové práce [9]. Jeden z požadavků byla možnost spalovat palivo s obsahem vody vyšším než 60 % a regulace teploty ohřátí vzduchu.

Práce je zaměřena na prověření možnosti spalování vlhké biomasy v kotli určeném pro spalování suché biomasy. S ohledem na vysokou vlhkost paliva, ale i životnost roštu, byla výstupní teplota vzduchu z OVZ zvolena na 250 °C. K ohřevu vzduchu byl vybrán odběr syté páry z kotle o teplotě 257,44 °C a tlaku 4,5 MPa. Důvodem pro tuto volbu byla vysoká teplota ohřátí vzduchu na 250 °C, které by nemohlo být dosaženo, kdyby byl OVZ zařazen na konci kotle, kde je teplota odcházejících spalin pouze 150 °C.

OVZ byl navržen jako protiproudý výměník s přesazenými žebrovanými trubkami. Výpočet byl rozdělen do dvou částí: kondenzátor a chladič kondenzátu. V první části sytá pára z kotle kondenzuje v horizontálních trubkách. Po úplné kondenzaci plynule přechází na chladič kondenzátu. V této části byly trubky navrženy se spádem 1 °, aby kapalina samovolně stékala směrem dolů. U parního kotle, ke kterému byl OVZ navržen, je teplota napájecí vody 115 °C a na tuto teplotu byl cíl ochladit kondenzát. Vzduch proudí vertikálně směrem nahoru proti ohřívacímu médiu. Výkon kondenzátoru je 2631,5 kW, výkon chladiče 1023,4 kW a celkový výkon OVZ je 3654,9 kW. Snahou bylo navrhnout co nejkompaktnější zařízení. Toho bylo dosaženo co největším zvýšením teplosměnné plochy trubek žebry. OVZ má rozměry 2,31x2,3x1,38 m a je složen z 32 trubek ve 22 řadách.

Aerodynamický výpočet byl rozdělen na tlakovou ztrátu v kanálu, která vzniká třením vzduchu o okraje vzdušného tunelu a místní ztráty, které vznikají třením vzduchu o žebrované trubky. Byla vypočtena ztráta 423,3 Pa a je nutné ji kompenzovat vzdušným ventilátorem AFGG-35\_24 od firmy G&G.

Jako regulace ohřevu vzduchu byla zvolena možnost regulačního ventilu G 45 115 564 od firmy LDM. Tento ventil je umístěn za chladičem a reguluje odvod kondenzátu. Pokud by bylo nutné snížit přestup tepla, sníží se průtok vody ventilem a začne se zavodňovat kondenzátor.

Z provedených výpočtů a návrhů je patrné, že není vhodné řešit problém vysoké vlhkosti paliva zvýšením teploty spalovacího vzduchu. Vysoušení paliva na roštu způsobí výrazné zvýšení objemu spalin, a to  $O_{sp} = 3,76 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ , což má za následek zvýšení opotřebení konvekčních tahů kotle, zvýšení čerpací práce s 3. mocninou a při velké vlhkosti paliva by řešení mohlo vyžadovat i zvětšení ventilátoru.

Vysoké ohřátí spalovacího vzduchu také může způsobit tavení popeloviny, jejich nalepování na části roštu, stěny spalovací komory, přehříváky a další teplosměnné plochy kotle.

Zároveň je nutno uvažovat vliv konstrukce roštu a způsob podávání paliva na rošt. Zde je nutno konstatovat, že rošt kotle spolu s konstrukcí spalovací komory není primárně určen k sušení paliva, ale ke spalování definovaného paliva v rozmezí určené vlhkosti, všechny tyto souvislosti se musí hodnotit komplexně ve vztahu k provozu s určením vlivu změny jednotlivých parametrů, jako jsou životnost zařízení, provozní spolehlivost, ekologičnost, vliv na provozní náklady a také na dlouhodobou udržitelnost investice.

Výše uvedené skutečnosti jsou důležité zejména pro provozovatele průmyslových a komunálních kotlů spalujících biomasu. Tito provozovatelé řeší problémy se zajištěním paliva, protože suchou a kvalitní dřevní hmotu je zpravidla výhodnější prodat na výrobu výrobků než spálit. Naopak nekvalitní palivo vyvolává problémy i v zařízení určeném pro vlhkou dřevní hmotu s nečistotami.

Z výše uvedeného lze vyvodit komplikovanost a náročnost rozhodování o investici do energie z biomasy a o řešení provozních problémů. Z provedených výpočtů lze usoudit, že existují vážné provozní problémy stávajících i budoucích biomasových zdrojů energie.



## 12. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. VOBOŘIL, David. Biomasa - využití, zpracování, výhody a nevýhody, energetické využití v ČR [online]. 6.2.2017 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/obnovitelne-zdroje/biomasa-vyuziti-zpracovani-vyhody-a-nevyhody>
2. KAŠINSKÝ. Jaký je potenciál využití biomasy v Česku a ve světě. *Oenergetice.cz* [online]. 18.2.2019 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/nazory/jaky-potencial-vyuziti-biomasy-cesku-ve-svete>
3. ZÁRYBNICKÁ, Michaela. *BIOMASA - OBNOVITELNÝ ZDROJ ENERGIE* [online]. Západočeská univerzita v Plzni [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: [https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old\\_web/files/projekty/enazp/13/IUT/063\\_Biomasa - Obnovitelny zdroj energie - Zarybnicka - P1.pdf](https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old_web/files/projekty/enazp/13/IUT/063_Biomasa - Obnovitelny zdroj energie - Zarybnicka - P1.pdf)
4. HORÁK, Jiří a spol. Jak si doma stanovit vlhkost a výhřevnost dřeva? *Https://www.tzb-info.cz/* [online]. 19.11.2012 [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/9300-jak-si-doma-stanovit-vlhkost-a-vyhrevnost-dreva>
5. PETŘÍKOVÁ, Vlasta. Biomasa z energetických rostlin. *Biom.cz* [online]. [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/biomasa-z-energetickych-rostlin>
6. BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-0.
7. DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2591-8.
8. AFGG-35\_24. *Ggfiltration.cz* [online]. [cit. 2021-5-19]. Dostupné z: [https://www.ggfiltration.cz/katalog/odsavaci-a-transportni-ventilatory/afgg-35\\_24/](https://www.ggfiltration.cz/katalog/odsavaci-a-transportni-ventilatory/afgg-35_24/)
9. MICHALICA, Martin. *ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ BIOMASY* [online]. Brno, 2018 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=175283](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=175283). Diplomová práce. Vysoké učení technické.
10. BUDAJ, Florián. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. Vysoké učení technické v Brně, 1973.
11. BRUNECKÝ, Petr. *Zpracování dřeva* [online]. Praha, 2009 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: [https://www.dashofer.cz/download/pdf/drv/2\\_5\\_1\\_tepelne\\_vlastnosti\\_dreva.pdf](https://www.dashofer.cz/download/pdf/drv/2_5_1_tepelne_vlastnosti_dreva.pdf)
12. Regulační ventily G45. *Ldm.sk* [online]. 2018 [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.ldm.sk/files/2018-03-20-072621-02051CZ.pdf>
13. *Stahlrippenrohre*. 4 Dusseldorf, Mannesmann-Hochhaus, Postfach 1104, 1971.
14. Ohřívák vzduchu. *Svetenergie.cz* [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/uhelne-elektrarny/uhelna-elektrarna-podrobne/ohrivak-vzduchu/vyklad#&gid=1&pid=2>
15. <https://www.powermag.com/air-preheater-seal-upgrades-renew-plant-efficiency/> STORM, Stephen a John GUFFRE. Air Preheater Seal Upgrades Renew Plant Efficiency. Powermag.com [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://www.powermag.com/air-preheater-seal-upgrades-renew-plant-efficiency/>
16. Energostat. *Oenergetice.cz* [online]. [cit. 2021-5-20]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/energostat>
17. BUDAJ, Florian. *Průmyslové tepelné spotřebiče*. Brno: Vysoké učení technické, 1990.
18. ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce (SNTL-Nakladatelství technické literatury). ISBN parní kotle.
19. VUT. *Projekční návrh a tepelný výpočet HRSG kotle*. VUT FSI, 2020.

### 13. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$C^{daf}$	Obsah uhlíku v hořlavině	—
$H_2^{daf}$	Obsah vodíku v hořlavině	—
$S^{daf}$	Obsah síry v hořlavině	—
$O_2^{daf}$	Obsah kyslíku v hořlavině	—
$N^{daf}$	Obsah dusíku v hořlavině	—
$Cl^{daf}$	Obsah chloru v hořlavině	—
$A^d$	Popelovina v bezvodém stavu	—
$W_t^r$	Obsah vody v původním palivu	—
$Cl^r$	Obsah chloru v hořlavině	—
$A^r$	Obsah popeloviny v původním stavu	—
$C^r$	Obsah uhlíku v původním stavu	—
$H_2^r$	Obsah vodíku v původním stavu	—
$S^r$	Obsah síry v původním stavu	—
$O_2^r$	Obsah kyslíku v původním stavu	—
$N^r$	Obsah dusíku v původním stavu	—
$O_{O_2min}$	Minimální množství kyslíku potřebné ke spálení 1 kilogramu paliva	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{vzmin}^S$	Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kilogramu paliva	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{CO_2}$	Objem CO <sub>2</sub> ve spalinách	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{SO_2}$	Objem SO <sub>2</sub> ve spalinách	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{N_2}$	Objem N <sub>2</sub> ve spalinách	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{Ar}$	Objem Ar ve spalinách	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{spmin}^S$	Minimální množství suchých spalin	$\frac{m^3}{kg}$
$CO_{2max}$	Maximální množství CO <sub>2</sub> ve spalinách	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{vzmin}$	Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{H_2Omin}$	Minimální objem vodní páry	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{spmin}$	Minimální množství vlhkých spalin	$\frac{m^3}{kg}$

$O_{vz}^S$	Skutečné množství suchého vzduchu ke spálení 1 kilogramu paliva	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{vz}$	Skutečné množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{sp}^S$	Skutečné množství suchých spalin	$\frac{m^3}{kg}$
$O_{sp}$	Skutečné množství vlhkých spalin	$\frac{m^3}{kg}$
$M_{pp}$	Výkon kotle	$\frac{t}{h}$
$p_{pp}$	Tlak syté páry v bubnu	MPa
$t_{pp}$	Teplota syté páry v bubnu	°C
$t_{nv}$	Teplota napájecí vody	°C
$Q_v$	Výrobní teplo páry	kW
$\eta$	Účinnost kotle	—
$t_k$	Teplota za kotlem	°C
$\alpha_{ok}$	Přebytek vzduchu na konci ohniště	—
$Z_c$	Ztráta mechanickým nedopalem	—
$Z_{co}$	Ztráta chemickým nedopalem	—
$Z_{sv}$	Ztráta sáláním	—
$Z_f$	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	—
$Z_k$	Ztráta fyzickým teplem spalin	—
$Q_r^i(60)$	Výhřevnost paliva s obsahem vody 60 %	$\frac{MJ}{kg}$
$Q_r^i$	Výhřevnost paliva s obsahem vody 61 %	$\frac{MJ}{kg}$
$Q_r^i(70)$	Výhřevnost paliva s obsahem vody 70 %	$\frac{MJ}{kg}$
$M_{pal}$	Skutečné množství paliva	$\frac{kg}{s}$
$Q_{ired}$	Redukovaná výhřevnost	$\frac{kJ}{kg}$
$i_{pv}$	Fyzické teplo paliva	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{cz}$	Teplo přivedené cizím zdrojem	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_{pr}$	Teplo přivedené parou při ofukování stěn nebo rozprašování mazutu	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_S^{r3}$	Teplo ve spalinách 3. recirkulace	$\frac{kJ}{kg}$

$c_{pv}$	Měrná tepelná kapacita paliva	$\frac{kJ}{kgK}$
$t_{pv}$	Teplota paliva	$^{\circ}C$
$c_{su}$	Měrné teplo sušiny paliva	$\frac{kJ}{kgK}$
$\beta'_{ovz}$	Součinitel přebytku vzduchu na vstupu do OVZ	–
$\Delta I_{VVmin}$	Zvýšení entalpie stechiometrického množství vzduchu	$\frac{kJ}{kg}$
$M_{pv}$	Výpočtové množství paliva	$\frac{kg}{s}$
$V_2$	Průtok spalovacího vzduchu	$\frac{m^3}{s}$
$t_{21}$	Vstupní teplota vzduchu	$^{\circ}C$
$t_{22}$	Výstupní teplota vzduchu	$^{\circ}C$
$p_2$	Vstupní tlak vzduchu	Pa
$h_{21}$	Vstupní entalpie vzduchu	$\frac{kJ}{kg}$
$h_{22}$	Výstupní entalpie vzduchu	$\frac{kJ}{kg}$
$t_{11}$	Vstupní teplota syté páry	$^{\circ}C$
$p_1$	Vstupní tlak páry	MPa
$h_{11}$	Vstupní entalpie páry	$\frac{kJ}{kg}$
$t_{12}$	Výstupní teplota kondenzátu	$^{\circ}C$
$h_{12}$	Výstupní entalpie kondenzátu	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_b$	Tepelný tok výměníkem	kW
$M_1$	Hmotnostní průtok páry	$\frac{kg}{s}$
$c_2$	Střední měrná tepelná kapacita vzduchu	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
$c_{21}$	Měrná tepelná kapacita vzduchu na vstupu	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
$c_{22}$	Měrná tepelná kapacita vzduchu na výstupu	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
$Q_1$	Tepelný výkon kondenzátoru	kW
$h_k$	Entalpie na konci kondenzace	$\frac{kJ}{kg}$
$Q_2$	Tepelný výkon chladiče	kW
$t_{vz2}$	Teplota vzduchu na konci kondenzace	$^{\circ}C$
$\Delta t_{ln1}$	Střední logaritmický spád kondenzátoru	$^{\circ}C$
$\Delta t_{v1}$	Větší rozdíl teplot v kondenzátoru	$^{\circ}C$

$\Delta t_{m1}$	Menší rozdíl teplot v kondenzátoru	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta t_{ln2}$	Střední logaritmický spád chladiče	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta t_{v2}$	Větší rozdíl teplot v chladiči	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta t_{m2}$	Menší rozdíl teplot v chladiči	$^{\circ}\text{C}$
$D$	Vnější průměr trubky	mm
$\delta$	Tloušťka stěny trubky	mm
$d$	Vnitřní průměr trubky	mm
$h_z$	Výška žebra	mm
$\delta_z$	Šířka žebra	mm
$n_z$	Počet žeber na 1 m	—
$D_z$	Průměr trubky se žebrováním	mm
$s_1$	Výpočet příčné rozteče trubek	mm
$s_u$	Výpočet úhlopříčné rozteče trubek	mm
$s_2$	Výpočet podélné rozteče trubek	mm
$w_p$	Rychlost páry	$\frac{m}{s}$
$w_{vz}$	Rychlost vzduchu	$\frac{m}{s}$
$n_{tr}$	Počet trubek v OVZ	—
$V_1$	Objemový průtok páry	$\frac{m^3}{s}$
$\rho_p$	Hustota syté páry	$\frac{kg}{m^3}$
$S_{kan}$	Volná plocha kanálu	$m^2$
$\check{s}$	Šířka kanálu	m
$l$	Výška kanálu	m
$S_{kan}^{sk}$	Skutečná volná plocha kanálu	$m^2$
$w_{vz}^{sk}$	Skutečná rychlost vzduchu	$\frac{m}{s}$
$s_z$	Rozteč žeber	mm
$\alpha_{kond}$	Součinitel přestupu tepla při kondenzaci	$\frac{W}{m^2K}$
$\alpha_0$	Součinitel přestupu tepla při turbulentním proudění	$\frac{W}{m^2K}$
$\varepsilon_m$	Oprava na materiál trubek	—
$\rho_k$	Hustota kondenzátu	$\frac{kg}{m^3}$
$Re_k$	Reynoldsovo číslo kondenzátu	—
$w_k$	Rychlost proudění kondenzátu	$\frac{m}{s}$
$\nu_k$	Kinematická viskozita kondenzátu	$\frac{m^2}{s}$

$d_e$	Charakteristický rozměr trubky	$m$
$F_p$	Světlý průřez pro průtok pracovního média	$m^2$
$\rho_{k1}$	Hustota kondenzátu na výstupu z kondenzátoru	$\frac{kg}{m^3}$
$Nu$	Nuseltovo číslo	—
$\lambda_{st}$	Střední součinitel tepelné vodivosti pracovního média	—
$Re$	Reynoldsovo číslo	—
$Pr$	Prandtlovo číslo	—
$Pr_{st}$	Prandtlovo číslo vztaženo na teplotu stěny	—
$\varepsilon_R$	Oprava na spirálu	—
$\varepsilon_L$	Oprava na poměr $l/d$	—
$\nu_{st}$	Střední kinematická viskozita média	$\frac{m^2}{s}$
$w_{st}$	Střední rychlost pracovního média	$\frac{m}{s}$
$\nu_p$	Kinematická viskozita páry	$\frac{m^2}{s}$
$\nu_k$	Kinematická viskozita kondenzátu	$\frac{m^2}{s}$
$t_{stkonkond}$	Střední teplota stěny trubky v kondenzátoru	$^{\circ}C$
$t_k$	Teplota na konci kondenzace	$^{\circ}C$
$\frac{S_{\check{z}}}{S}$	Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy z vnější strany	—
$E$	Součinitel efektivnosti žebra	—
$\mu$	Součinitel rozšíření žebra	—
$\frac{S_h}{S}$	Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na vnější straně	—
$\varepsilon$	Součinitel znečištění	—
$\psi_{\check{z}}$	Koeficient, který charakterizuje nerovnoměrné rozdělení $\alpha_k$ po povrchu žebra	—
$\alpha_k$	Součinitel přestupu tepla vzduchu konvekcí v kondenzátoru	$\frac{W}{m^2K}$
$\alpha_{vr}$	Redukovaný součinitel přestupu tepla vzduchu v kondenzátoru	$\frac{W}{m^2K}$
$\beta$	Součinitel k určení $E$ a $\mu$	—
$C_z$	Součinitel, který závisí na počtu řad trubek	—
$\varphi_{\sigma}$	Parametr, který určuje uspořádání trubek ve svazku pro poměrnou úhlopříčnou rozteč	—
$\sigma_1$	Poměrná příčná rozteč trubek	—
$\sigma'_2$	Poměrná úhlopříčná rozteč	—
$\lambda_{vk}$	Součinitel tepelné vodivosti	$\frac{W}{mK}$

$\nu_{vk}$	Kinematická viskozita vzduchu v kondenzátoru	$\frac{m^2}{s}$
$k_{kond}$	Součinitel prostupu tepla kondenzátoru	$\frac{W}{m^2 K}$
$S_p$	Vnější plocha trubky vztažená na 1 m	$\frac{m^2}{m}$
$S_{\dot{z}}$	Vnitřní plocha trubky vztažená na 1 m	$\frac{m^2}{m}$
$S_{kond}$	Teplosměnná plocha kondenzátoru	$m^2$
$n_{řadk}$	Počet řad trubek kondenzátoru	–
$S_{kond}^{sk}$	Skutečná teplosměnná plocha	$m^2$
$H_{kond}$	Výška kondenzátoru	$m$
$k_{ch}$	Součinitel prostupu tepla	$\frac{W}{m^2 K}$
$S_{ch}$	Teplosměnná plocha chladiče	$m^2$
$n_{řadch}$	Počet řad trubek chladiče	–
$S_{ch}^{sk}$	Skutečná teplosměnná plocha chladiče	$m^2$
$H_{ch}$	Výška chladiče	$m$
$Q_{ch}^{sk}$	Skutečný výkon chladiče	$kW$
$Q_{celk}^{sk}$	Skutečný celkový výkon	$kW$
$H_{celk}$	Celková výška výměníku	$m$
$\Delta p_d$	Změna tlaku způsobená délkovou ztrátou	$Pa$
$\lambda_{tř}$	Součinitel tření	–
$T_{vst}$	Střední teplota vzduchu	$K$
$\rho_v$	Střední hustota vzduchu	$\frac{kg}{m^3}$
$\xi$	Součinitel tlakové ztráty	–
$\Delta p_m$	Změna tlaku způsobená místními ztrátami	$Pa$
$\Delta p_{celk}$	Celková tlaková ztráta	$Pa$
OVZ	Ohřívák vzduchu	–

## 14. SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.1 Výhřevnost biomasy v závislosti na obsahu vody
- Obr. 1.2 Vysychání dřeva a změna výhřevnosti [4]
- Obr. 1.3 Podíl jednotlivých zdrojů na výrobě elektřiny v ČR v roce 2020 [16]
- Obr. 2.1 Trubkový OVZ [14]
- Obr. 2.2 Obr. 2.2 Regenerační OVZ [15]
- Obr. 4.1 Schéma přísávání vzduchu v OVZ
- Obr. 6.1 Graf teplotního spádu OVZ
- Obr. 7.1 Rozměry žebrované trubky
- Obr. 7.2 Pohled na žebrovanou trubku zepředu
- Obr. 7.3 Schéma rozmístění trubek v OVZ
- Obr. 7.4 Rozměry vzduchového tunelu
- Obr. 8.1 Součinitel E [7]
- Obr. 8.2 Součinitel  $C_z$  [7]
- Obr. 8.3 Zúžení žebra [7]
- Obr. 8.4 Součinitel  $\mu$  [7]
- Obr. 10.1 Ventilátor AFGG-35\_24 [8]
- Obr. 11.1 Ventil G 45 115 564 [19]



## **15. SEZNAM TABULEK**

- Tab. 3.1 Prvkové složení hořlaviny
- Tab. 3.2 Procentuální složení suchého vzduchu [10]
- Tab. 4.1 Parametry kotle na biomasu
- Tab. 5.1 Tabulka základních parametrů médií v OVZ
- Tab. 5.2 Fyzikální parametry páry, kondenzátu a vzduchu
- Tab. 7.1 Parametry žebrovaných trubek
- Tab. 15.1 Konstanty pro výpočet místních ztrát[18]

## **16. SEZNAM PŘÍLOH**

- 1 Výkres OVZ