

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ
PRÁCE**

2020

**ANDREY
FILIN**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Filin** Jméno: **Andrey** Osobní číslo: **452736**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Energetika a procesní technika**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh výměníku pro dochlazení spalin

Název bakalářské práce anglicky:

Design of heat exchanger for flue gas cooling

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte výměník pro využití odpadního tepla ze spalin pekárenské pece

Práce bude obsahovat:

- 1) Rešerši pekárenské technologie a konstrukci výměníků na využití odpadního tepla
- 2) Bilanční návrh výměníku na využití odpadního tepla ze spalin pekárenské pece pro ohřev teplé vody
- 3) Konstrukční návrh výměníku ve variantách z hladkých a žebrovaných trubek
- 4) Porovnání návrhů, doporučení a výkres nejuvhodnějšího řešení

Seznam doporučené literatury:

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **25.04.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **26.06.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2021**

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

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a použil jsem pouze literaturu uvedenou v příloženém seznamu.

V Praze dne

.....

Andrey Filin

Anotační list

Jméno autora:	Andrey Filin
Název BP:	Návrh výměníku na odpadní teplo
Anglický název:	Design of exchanger for heat recovery
Akademický rok:	2019/2020
Ústav:	Ústav energetiky
Vedoucí BP:	doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 47 Počet obrázků: 10 Počet tabulek: 4 Počet grafů: 2
Klíčová slova:	Výměník tepla spaliny-voda, návrh, výpočet
Keywords:	Heat exchanger gas-water, design, calculation
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem výměníku na odpadní teplo. Dále jsou v práci popsány typy výměníků tepla a provedena literární rešerše k problematice pekárenské technologie a konstrukce výměníků na využití odpadního tepla. V praktické části práce je proveden výpočet výměníků ve variantách z hladkých a žebrovaných trubek. Poté následuje porovnání všech variant
Abstract:	This bachelor thesis deals with the structural design of exchanger for heat recovery. In the next section the thesis describes the types of heat exchangers and literary research on the bakery technology. In the practical part of the thesis is calculation of heat exchangers with smooth and ribbed tube and after it follows comparison all variants.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu doc. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. za jeho cenné rady, čas, připomínky a trpělivost.

Obsah

1.	Seznam použitých symbolů	2
2.	Úvod	4
3.	Pekárenský průmysl v ČR.....	5
4.	Výměníky tepla	6
4.1.	ROZDĚLENÍ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ	6
4.2.	KONSTRUKCE REKUPERAČNÍCH VÝMĚNÍKŮ TEPLA	8
5.	Zadání.....	13
6.	BILANČNÍ NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA.....	15
7.	Stechiometrické výpočty	18
8.	Konstrukční výpočet výměníku z hladkých trubek	22
9.	Tlakové ztráty výměníku z hladkých trubek	28
9.1.	TLAKOVÁ ZTRÁTA V POTRUBÍ.....	29
9.2.	TLAKOVÁ ZTRÁTA V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU	30
10.	Konstrukční výpočet výměníku z žebrovaných trubek	33
11.	Tlakové ztráty výměníku z žebrovaných trubek	40
11.1.	TLAKOVÁ ZTRÁTA V POTRUBÍ.....	40
11.2.	TLAKOVÁ ZTRÁTA V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU	41
12.	Shrnutí všech návrhů	43
13.	Závěr.....	46
14.	Seznam použité literatury	47

1. Seznam použitých symbolů

t	teplota	[°C]
V	objemový průtok	[m ³ /h]
α	souč. přebytku vzduchu	[-]
Q _i	výhřevnost paliva	[kJ/Nm ³]
Q	tepelný tok	[kW]
c _p	měrná tepelná kapacita	[kJ*Nm ⁻³ *K ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
M _p	množství spáleného paliva	[Nm ³ /s]
Q _p	tepelný příkon	[kW]
η	účinnost	[%]
m	hmotnostní průtok	[kg/s]
n _{tr}	počet trubek	[-]
w	rychlost proudu	[m/s]
ρ	hustota	[kg/m ³]
d	vnitřní průměr	[m]
D	vnější průměr	[m]
D _ž	průměr žebrování	[m]
δ	tloušťka stěny trubky	[m]
$\delta_{\text{ž}}$	tloušťka žebra	[m]
s ₁	příčná rozteč	[m]
s ₂	podélná rozteč	[m]
a	hloubka spalínového tahu	[m]
b	šířka spalínového tahu	[m]
$\alpha_{A,B}$	souč. přestupu tepla	[W*m ⁻² *K ⁻¹]
k	souč. prostupu tepla	[W*m ⁻² *K ⁻¹]
C	opravný koeficient	[-]
λ	souč. tepelné vodivosti	[W*m ⁻¹ *K ⁻¹]
u	souč. kinematické viskozity	[m ² /s]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]

Re	Reynoldsovo číslo	[-]
ϵ	souč. zanesení	[m ² *K*W ⁻¹]
S	plocha	[m ²]
L _{1tr}	délka 1 trubky	[m]
z ₂	počet řad trubek	[-]
h	výška výměníku	[m]
V	objem výměníku	[m ³]
Δp	tlaková ztráta	[Pa]
λ_t	souč. ztráty třením	[-]
ξ	souč. místního odporu	[-]
d _e	ekvivalentní průměr	[m]
O	obvod	[m]
s _ž	rozteč žeber	[m]
h _ž	výška žebra	[m]
ψ	koeficient, charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra	[-]
μ	souč. rozšíření žebra	[-]
n _ž	počet žeber na 1 m trubky	[-]
E	souč. efektivnosti žebra	[-]
K _{a,f}	korekční koeficienty	[-]

2. Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout několik různých variant výměníků pro využití odpadního tepla pro ohřev teplé užitkové vody (dále TUV), pak to ohodnotit z technického hlediska.

Velké průmyslové podniky mají obrovskou spotřebu energie, jejíž potenciál se nevyužívá na 100 %, proto se značná část nevyužité energie vyhazuje do okolí. Jeden z takových průmyslů je pekárenský. Z pekárenských pecí každý den po celém světě vystupuje velké množství horkých spalin, kterých se dá ještě využít. Například využitím výměníku na odpadní teplo dokážeme ohřát teplou užitkovou vodu, čím snížíme spotřebu energie, a hlavně tím šetříme životní prostředí, což je velmi důležité.

Výsledkem konstrukčního výpočtu bude 10 variant výměníků z hladkých a žebrovaných trubek, které následně budou porovnány mezi sebou a bude zvoleno nejvhodnější řešení.

3. Pekárenský průmysl v ČR

Výroba pekařských, cukrářských a jiných moučných výrobků tvoří značný podíl v potravinářském průmyslu. V tomto oboru pracuje přes 32 tisíc pracovníků, tržby v roce 2018 činily 41,6 miliard Kč [7].

Každý velký podnik se zabývá snižováním energetické náročnosti provozů, pekárenský průmysl není výjimkou.

Dosáhnout tohoto cíle lze dvěma způsoby:

- využitím moderních technologií k pečení

Základním elementem každé pekárny jsou pekařské pece. Jejich správné a efektivní využití zásadně ovlivňuje provozní energetické náklady. Některé pekárny mají pece, pocházející z minulého století. Moderní, počítačově řízené pece dokážou snížit spotřebu energie o 15 až 20 %. Další výhodou je to, že zavedením moderních technologických procesů pomáhá sledovat a kontrolovat celý proces výroby pečiva

- využitím odpadní energie, která odchází z pekárny ve formě spalin a páry

Mimo potřebné energie na samotný provoz pece existují také náklady na běžný provoz celé výroby, tj. ohřev TUV, vytápění, klimatizace pracovních prostor atd. Právě kvůli tomu se začala využívat odpadní energie z pekařských pecí spalujících plynná nebo kapalná paliva. Tuto energii lze zpracovat například ve výměnících tepla. Použitím výměníků snížíme teplotu odpadních spalin a ohřejeme TUV [8]

4. Výměníky tepla

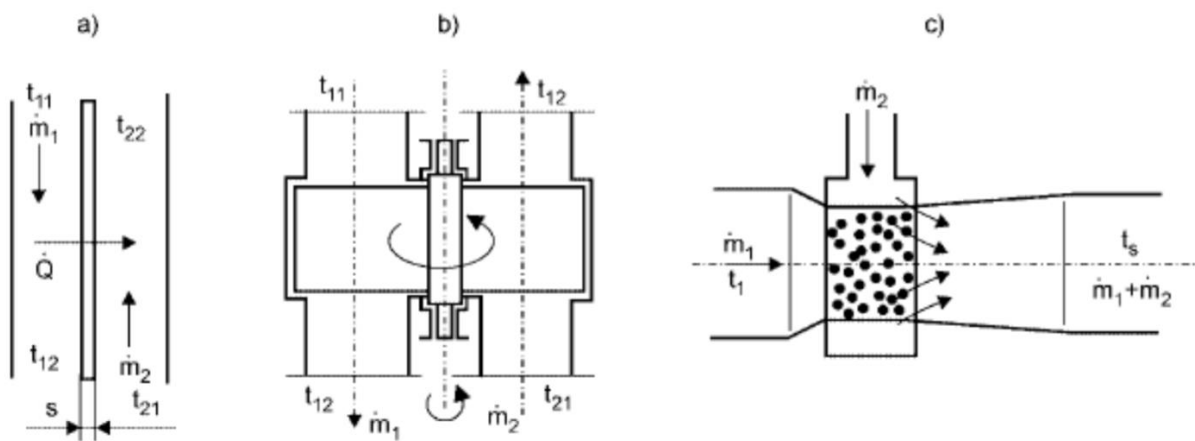
Výměníky tepla jsou tepelná zařízení, která slouží k předávání tepelné energie pomocí proudících teplotných médií. Příkladem tepelného výměníku je například radiátor topení v bytě, výparník a kondenzátor v chladničkách a klimatizačních jednotkách, chladič motoru v autě atd.

Výměník tepla je hodně využívané zařízení v různých oblastech, proto existuje celá řada různých variant provedení výměníků, na které se podíváme v další kapitole.

4.1. Rozdělení tepelných výměníků

1. Podle konstrukce:

- a) rekuperační - obě média, ohřívající i ohřívané, jsou oddělená nepropustnou stěnou o určité tloušťce a o teplosměnných plochách S_1 a S_2 na stranách obou médií
- b) regenerační - ohřívané médium vtéká opakovaně s určitým časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do přesně vymezeného prostoru, vyplněného pevným teplo zprostředkujícím elementem a přijímá z něho teplo, dříve přivedené ohřívajícím médiem
- c) směšovací - ohřívané a ochlazované médium se v tomto výměníku směšují tak, že vytvoří směs [1]



Obr. 1 Typy výměníků [1]

a) rekuperační výměník; b) regenerační; c) směšovací;

2. Podle účelu:

a) ohříváky - vyznačují se tím, že ohřívané médium v nich zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze

b) chladiče - ochlazované médium v nich snižuje svou teplotu beze změny fáze

c) výparníky a odparky - ohřívané kapalně médium se mění v páru

d) kondenzátory - teplejší médium v parní fázi mění fázi na kapalnou – kondenzát

e) přehříváky a mezipřehříváky - slouží k vysoušení mokré a zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry

f) sušárny - přívodem tepla se dosahuje snížení vlhkosti látky v pevné fázi

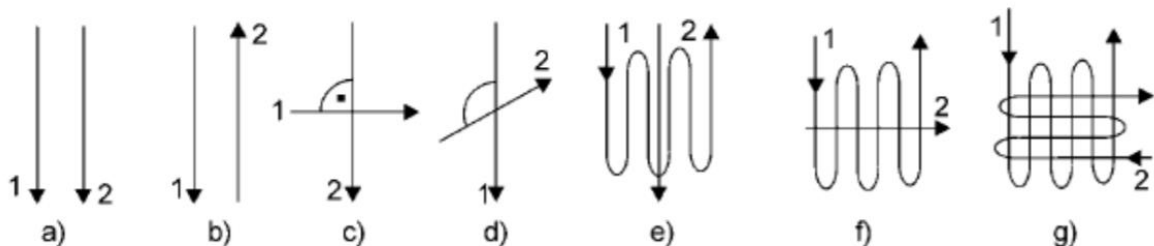
g) termické odplyňovávky vody - ohřevem vody k bodu varu dochází k vylučování pohlcených plynů

h) otopná tělesa ústředního vytápění - topné médium ohřívá okolní vzduch

ch) barbotážní - probublávání plynů nebo par vodou [1]

3. Podle proudění:

- a) Souproudé - směry os proudů ohřívacího a ohřivaného média jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný smysl
- b) Protiproudé - směry proudů jsou rovnoběžné a mají opačný smysl
- c) Křížové - osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90°
- d) Se šikmým vzájemným proudem - osy proudů svírají v kolmém průmětu spolu úhel větší nebo menší než 90°
- e) S kombinovaným prouděním. [1]



Obr. 2 Proudění ve výměnících [1]

- a) souproud; b) protiproud; c) křížový proud; d) šikmý proud; e) až g) kombinované proudění;

4. Z hlediska skupenství pracovních médií:

- a) Bez změny skupenství teplotnosných látek
- b) Se změnou skupenství jedné teplotnosné látky
- c) Se změnou skupenství obou teplotnosných látek

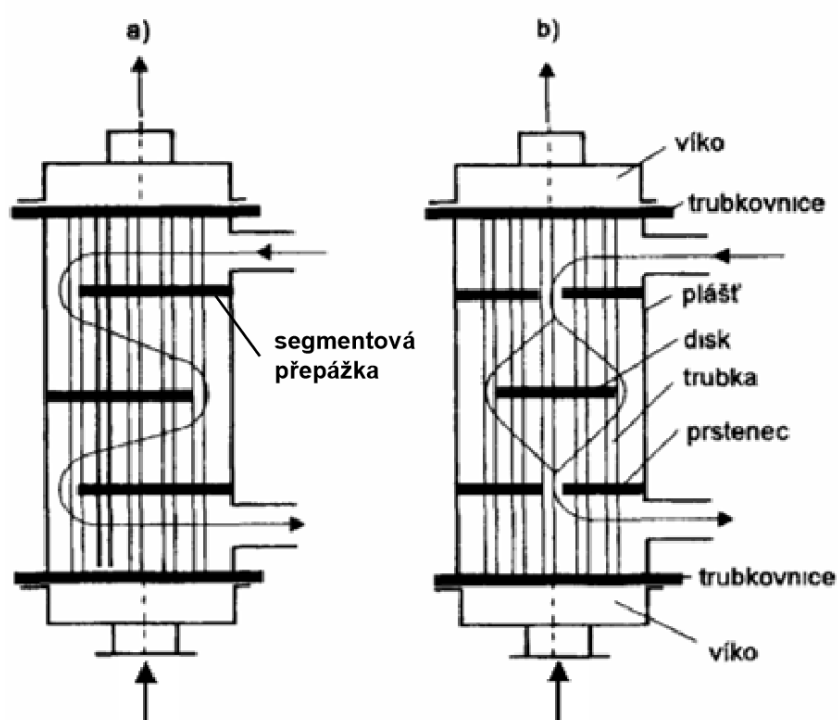
4.2. Konstrukce rekuperačních výměníků tepla

Pro odebírání energie z odpadního tepla se používají rekuperační výměníky tepla. U tohoto druhu výměníků nedochází ke kontaktu teplotnosných látek, které jsou od sebe odděleny nepropustnou stěnou. Tato stěna tvoří teplosměnnou plochu výměníku. [2]

Rekuperační výměníky se dělí na:

a) Plášťové výměníky

Skládají se z vnějšího pláště s dvěma přivařenými trubkovicemi, do nichž jsou zaválcovány rovné trubky. Těleso má dvě víka, které se k trubkovicím připevňují šrouby. Trubky bývají ocelové nebo mosazné s tloušťkou stěny 1,5 - 2,5 mm. Průtokový průřez mezi trubkami bývá 2-3x větší než průtokový průřez trubek. V mezitrubkovém prostoru se obvykle instalují přepážky - segmentové nebo koncentrické, které zpomalují pohyb vnější tekutiny. [1]

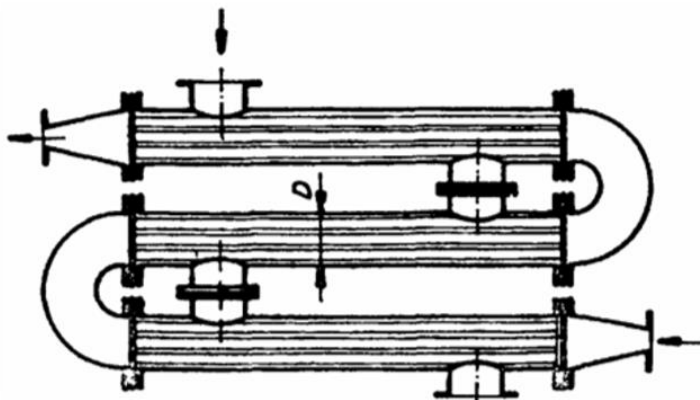


Obr. 3 Plášťový trubkový výměník tepla s přepážkami. [1]

a) segmentovými; b) koncentrickými;

b) Článkové trubkové výměníky

Dvoutrubkové výměníky jsou konstrukčně jednoduché, v podstatě se jedná o trubku v trubce.



Obr. 4 Článkový trubkový výměník tepla. [1]

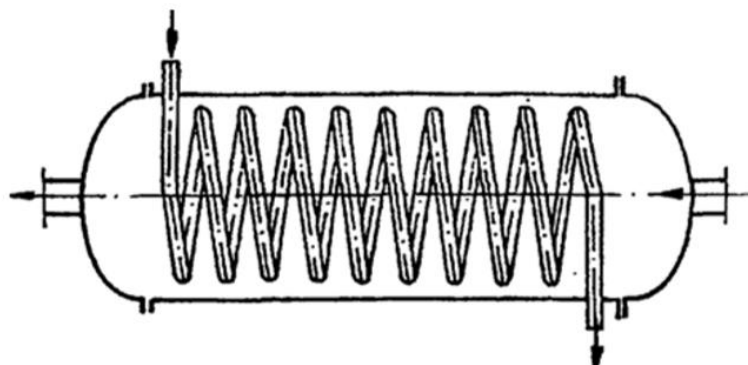
Výhody tohoto konstrukčního řešení:

- Jednoduchá výroba
- Snadná údržba

Nevýhody:

- Rozšiřování trubek (tzv. dilatace)

c) Výměníky se šroubovitě vinutými trubkami



Obr. 5 Ležatý výměník se šroubovitě vinutými trubkami. [1]

Výhody tohoto konstrukčního řešení:

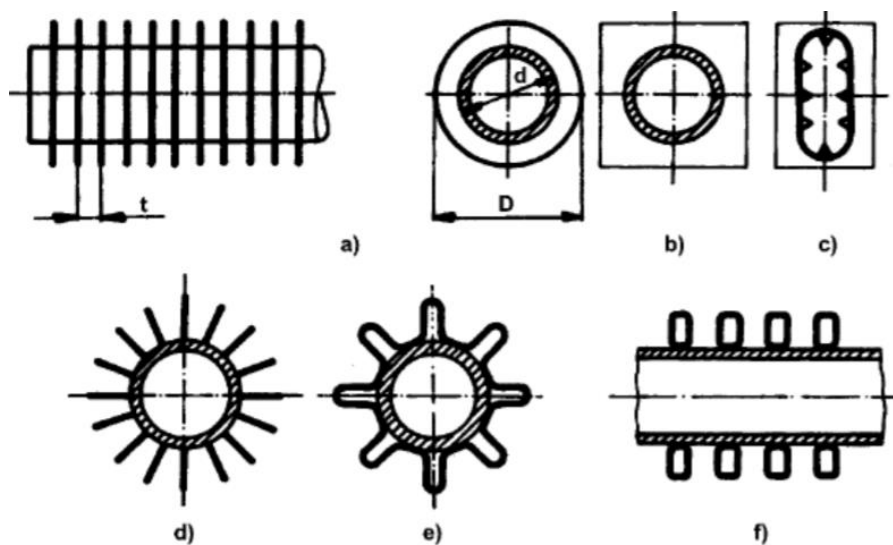
- Jednoduchá výroba (jenom jedna trubka)
- Protiproud
- Lepší součinitel prostupu tepla, menší teplosměnná plocha

Nevýhody:

- Při opravě je potřeba měnit celou trubku
- Horší využití vnitřního prostoru

d) Trubkové výměníky se žebrováním

Důvodem použití žebrovaných trubek je zvětšení teplosměnné plochy, tím snížíme tlakové ztráty díky menšímu počtu řad trubek.



Obr. 6 Základní druhy žebrovaných povrchu trubek. [1]

a),b) trubka s kruhovými a čtvercovými žebry; c) litinová trubka s vnitřním a vnějším žebrováním; d) podélné žebrování; e) páskové žebrování podélné; f) žebrování z drátových profilů;

e) Deskové výměníky

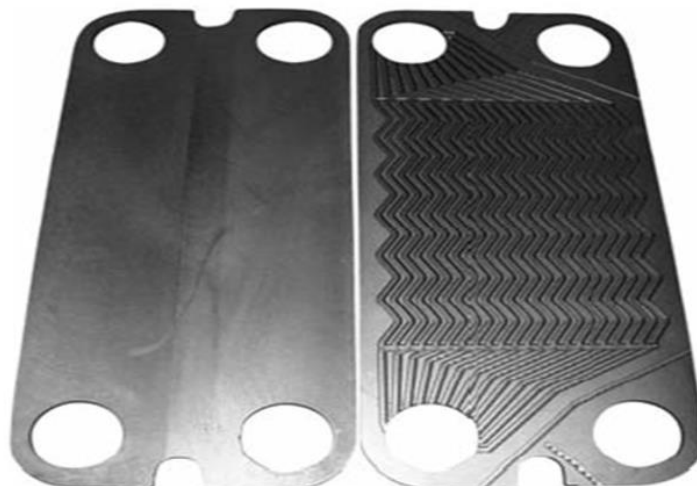
Teplosměnná plocha je vytvořena z tenkých kovových desek, které mají ve svém profilu vylisovány kanálky. Jedno médium proudí jednou skupinou těchto kanálků, druhé jinými přilehlými kanálky v protiproudu.

Výhody tohoto konstrukčního řešení:

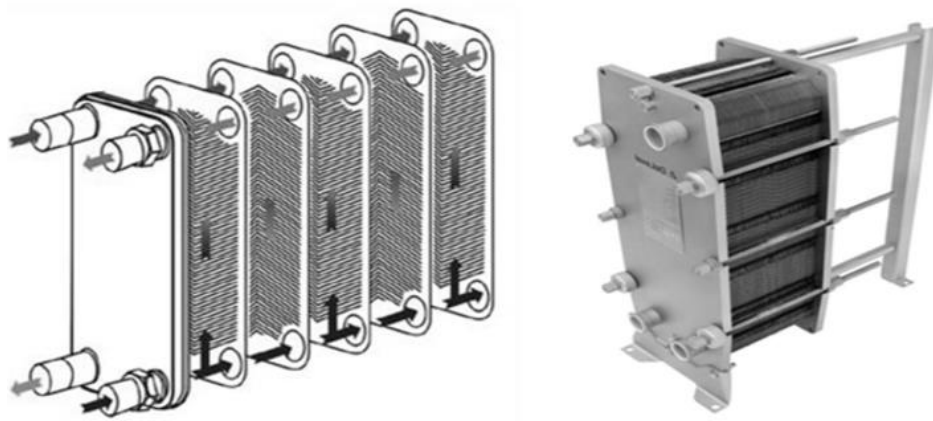
- Malé rozměry a hmotnost
- Kompaktnost
- Malá tloušťka stěny
- Velká turbulence proudů pracovních látek
- Lze jednoduše zvětšovat výkon výměníků přidáním dalších desek

Nevýhody:

- Větší tlakové ztráty
- Problémy s dosažením těsnosti při větších tlacích



Obr. 7 Desky [3]

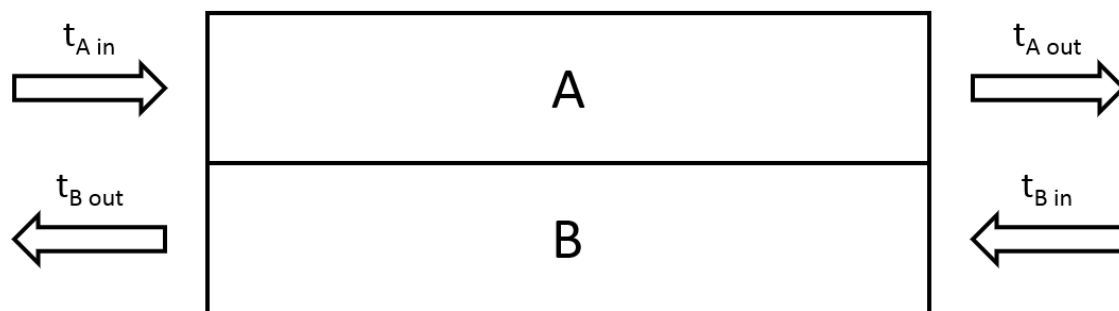


Obr. 8 Deskový výměník tepla [3]

5. Zadání

Z pekárenské pece vystupují spaliny o teplotě $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ a průtoku $482\text{ m}^3/\text{h}$. Cílem této bakalářské práce je navrhnout tepelný výměník pro využití odpadního tepla tak, aby v něm nedocházelo ke kondenzaci vodní páry ze spalin. Odebrané teplo se pak využije pro ohřev TUV z 10 na $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Palivem je zemní plyn (dále ZP), který je spalován s přebytkem vzduchu $3,6$.

Pro následující výpočet jsem zvolil trubkový výměník kvůli jeho jednoduché konstrukci, dostupné ceně a snadné údržbě. Nejdříve bude proveden výpočet výměníku z hladkých trubek, pak z žebrovaných. Žebra zvětšují teplosměnnou plochu trubky, tím pádem se zmenšuje samotný výměník. V trubkách bude proudit voda, v mezitrubkovém prostoru spaliny. Níže pro představu nakreslím jednoduché schéma navrhovaného výměníku.



Obr. 9 Schéma výměníku

Kde

A – spaliny (ohřívající médium)

B – voda (ohřívané médium)

Zadané hodnoty:

$$t_{A \text{ in}} = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{A \text{ out}} = 120 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{Zvoleno})$$

$$t_{B \text{ in}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{B \text{ out}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$V_A = 482 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\alpha = 3,6$$

$$\eta_k = 90 \text{ \%} \quad (\text{Zvoleno})$$

Zadání paliva – zemní plyn:

$$Q_i = 36 \text{ 401 kJ/Nm}^3$$

CH ₄	0,981695
C ₂ H ₆	0,00591
C ₃ H ₈	0,00202
C ₄ H ₁₀	0,000791
C ₅ H ₁₂	0,000212
C ₆ H ₁₄	0,000172
CO ₂	0,00091
N ₂	0,00829

Tab.1 Složení hořlaviny

6. Bilanční návrh výměníku tepla

Základem tepelného výpočtu výměníku je rovnice tepelné bilance, která vyplývá ze zákona zachování energie: tepelný příkon přiváděný teplejší pracovní látkou se musí rovnat tepelnému výkonu přenesenému do chladnější pracovní látky. To znamená, že musí platit rovnice $Q_A = Q_B = Q$

$$Q_A = c_{pA} * V_{AN} * \Delta t_A \quad [\text{kW}] \quad (6.1)$$

$$Q_B = c_{pB} * m_B * \Delta t_B \quad [\text{kW}] \quad (6.2)$$

Pro výpočet tepelného toku je potřeba dopočítat některé chybějící hodnoty jako

- Teplotní rozdíl na straně spalin

$$\Delta t_A = t_{A \text{ in}} - t_{A \text{ out}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.3)$$

$$\Delta t_A = 350 - 120 = 230 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Teplotní rozdíl na straně vody

$$\Delta t_B = t_{B \text{ out}} - t_{B \text{ in}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.4)$$

$$\Delta t_B = 60 - 10 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Střední teplota spalin

$$t_{A \text{ stř}} = \frac{t_{A \text{ in}} + t_{A \text{ out}}}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (6.5)$$

$$t_{A \text{ stř}} = \frac{350 + 120}{2} = 235 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Střední teplota vody

$$t_{B \text{ stř}} = \frac{t_{B \text{ in}} + t_{B \text{ out}}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6.6)$$

$$t_{B \text{ stř}} = \frac{10 + 60}{2} = 35 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

- Měrná tepelná kapacita spalin [10]

$$c_{pA} = \sum(o_i * c_i) + o_{\text{H}_2\text{O}} * c_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha - 1) * c_{vV} \quad [\text{kJ}/(\text{m}^3 * \text{K})] \quad (6.7)$$

Kde

o_i – objemový podíl jednotlivých plynných složek (CO_2 , N_2 , Ar, H_2O)

c_i – měrná tepelná kapacita jednotlivých plynných složek (pro $t_{A \text{ stř}}$)

$$\begin{aligned} c_{pA} &= 0,00091 * 0,446 + 0,0083 * 0,559 + 0,0094 * 0,28 + 0,01 * 0,99 + (3,6 - 1) * 0,54 \\ &= 1,43 \text{ kJ}/(\text{m}^3 * \text{K}) \end{aligned}$$

- Měrná tepelná kapacita vody

$$c_{pB} = 4,179 \text{ kJ}/(\text{kg} * \text{K})$$

Pozn.: výpočet měrné tepelné kapacity vody byl proveden pomocí aplikace „Steam table“

- Normální objemový průtok spalin

V plynárenství se přepravovaný objem plynu udává v tzv. normálních metrech krychlových (Nm^3). To je 1 Nm^3 plynu při teplotě $T_N = 273,15 \text{ K}$ a tlaku $p_N = 101\,325 \text{ Pa}$. Proto je potřeba přepočítat m^3/h na Nm^3/h

Pro výpočet objemového průtoku za normálních podmínek použijeme obecný tvar stavové rovnice:

$$\frac{p_A * V_A}{T_{A \text{ stř}}} = \frac{p_N * V_{A N}}{T_N} \quad (6.8)$$

Za předpokladu, že $p_A = p_N$ dostaneme vzorec pro výpočet $V_{A N}$:

$$V_{A N} = \frac{T_N * V_A}{T_{A \text{ stř}}} \quad [\text{Nm}^3/\text{h}] \quad (6.9)$$

$$V_{A N} = \frac{273,15 * 482}{273,15 + 235} = 259 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

- Objemový průtok spalin pro teplotu $t_{A \text{ stř}}$

Pro výpočet středního průtoku spalin se využije podobný princip jako v předešlém výpočtu.

$$V_{A \text{ stř}} = \frac{V_A * T_{A \text{ stř}}}{T_{A \text{ in}}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (6.10)$$

$$V_{A \text{ stř}} = \frac{482 * (235 + 273,15)}{(350 + 273,15)} = 393 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ted' už známe všechny potřebné hodnoty pro výpočet tepelného toku na straně spalin, viz rovnice (6.1)

- Tepelný tok na straně spalin

$$Q_A = 1,43 * 259/3600 * 230 = 23,7 \text{ kW}$$

- Hmotnostní průtok vody

Z energetické bilance plyne, že musí platit vztah $Q_A = Q_B = Q$. Pomocí tohoto vztahu dopočítáme hmotnostní průtok vody v trubkách výměníku:

$$m_B = \frac{Q_A}{c_{pB} * \Delta t_B} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.11)$$

$$m_B = \frac{23,7}{4,179 * 50} = 0,11 \text{ kg/s}$$

7. Stechiometrické výpočty

Pomocí stechiometrických výpočtů se dá zjistit objem vzduchu potřebný pro spalování jednotkového množství paliva, objem a složení spalin, které vzniknou při spalování. Jedná se v podstatě o objemové výpočty. [4]

- Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu

$$O_{O2min} = 0,5 * o_{H2} + 0,5 * O_{CO} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) * o_{CmHn} - o_{O2} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (7.1)$$

Kde

o_x – objemový podíl jednotlivých plynných složek

$$\begin{aligned}
O_{O_2\min} &= \\
&= 0,5 * 0,0001 + 0,5 * 0,00001 \\
&+ \left[\left(1 + \frac{4}{4}\right) * 0,981695 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) * 0,00591 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) * 0,00202 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) * 0,000791 \right. \\
&+ \left. \left(5 + \frac{12}{4}\right) * 0,000212 + \left(6 + \frac{14}{4}\right) * 0,000172 \right] - 0,21 = 1,793 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3
\end{aligned}$$

- Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu

$$O_{VS\min} = \frac{O_{O_2\min}}{0,21} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (7.2)$$

$$O_{VS\min} = \frac{1,793}{0,21} = 8,537 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

- Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu

$$O_{VV\min} = 1,016 * O_{VS\min} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (7.3)$$

$$O_{VV\min} = 1,016 * 8,537 = 8,673 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

- Objem vodní páry v tomto objemu

$$O_{H_2O}^V = O_{VV\min} - O_{VS\min} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (7.4)$$

$$O_{H_2O}^V = 8,673 - 8,537 = 0,136 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

- Objem oxidu uhličitého vzniklý při spálení 1 Nm³ paliva

$$O_{CO_2} = o_{CO_2} + 0,994 * \left(o_{CO} + \sum m * o_{CmHn} \right) + 0,0003 * O_{VSmin} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.5)$$

$$O_{CO_2} =$$

$$= 0,00091 + 0,994 * (0,00001 + 1 * 0,981695 + 2 * 0,00591 + 3 * 0,00202 + 4 * 0,000791 + 5 * 0,000212 + 6 * 0,000172) + 0,0003 * 8,537 = 1 Nm^3/Nm^3$$

- Objem oxidu siřičitého vzniklý při spálení 1 Nm³ paliva

$$O_{SO_2} = o_{SO_2} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.6)$$

$$O_{SO_2} = 0 Nm^3/Nm^3$$

- Objem dusíku vzniklý při spálení 1 Nm³ paliva

$$O_{N_2} = o_{N_2} + 0,7805 * O_{VSmin} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.7)$$

$$O_{N_2} = 0,00829 + 0,7805 * 8,537 = 6,67 Nm^3/Nm^3$$

- Objem argonu vzniklý při spálení 1 Nm³ paliva

$$O_{Ar} = o_{Ar} + 0,0092 * O_{VSmin} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.8)$$

$$O_{Ar} = 0,0094 + 0,0092 * 8,537 = 0,088 Nm^3/Nm^3$$

- Minimální objem suchých spalin při dokonalém spálení 1 Nm³ paliva

$$O_{SSmin} = O_{CO2} + O_{SO2} + O_{N2} + O_{Ar} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.9)$$

$$O_{SSmin} = 1 + 0 + 6,67 + 0,088 = 7,76 Nm^3/Nm^3$$

- Objem vodní páry ve spalinách

$$O_{H2O}^S = o_{H2O} + o_{H2} + \sum \frac{n}{2} * o_{CmHn} + O_{H2O}^V \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.10)$$

$$O_{H2O}^S =$$

$$= 0,01 + 0,0001 + 2 * 0,981695 + 3 * 0,00591 + 4 * 0,00202 + 5 * 0,000791 + 6 * 0,000212 + 7 * 0,000172 + 0,136 = 2,14 Nm^3/Nm^3$$

- Minimální objem vlhkých spalin

$$O_{SVmin} = O_{SSmin} + O_{H2O}^S \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.11)$$

$$O_{SVmin} = 7,76 + 2,14 = 9,9 Nm^3/Nm^3$$

- Přebytek vzduchu ve spalinách

$$O_{O2} = (\alpha - 1) * O_{VVmin} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.12)$$

$$O_{O2} = (3,6 - 1) * 8,673 = 22,55 Nm^3/Nm^3$$

- Objem suchého vzduchu při dokonalém spálení 1 Nm³ paliva

$$O_{VS} = \alpha * O_{VSmin} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.13)$$

$$O_{VS} = 3,6 * 8,537 = 30,7 Nm^3/Nm^3$$

- Objem vlhkých spalin při dokonalém spálení 1 Nm³ paliva

$$O_{SV} = O_{SVmin} + (\alpha - 1) * O_{VVmin} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (7.14)$$

$$O_{SV} = 9,9 + (3,6 - 1) * 8,673 = 32,45 Nm^3/Nm^3$$

8. Konstrukční výpočet výměníku z hladkých trubek

V této kapitole se provádí konstrukční výpočet protiproudého výměníku tepla s vystřídáním uspořádáním hladkých trubek. Pro další výpočet je potřeba určit chybějící parametry, jako jsou například rozměry trubek, rychlosti a fyzikální vlastnosti proudících látek atd.:

$$m_B = 0,11 \text{ kg/s}$$

$$n_{tr} = 6 \quad \text{zvoleno}$$

$$w_A = 4 \text{ m/s} \quad \text{zvoleno}$$

$$\rho_B = 994 \text{ kg/m}^3 \quad \text{pro } t_{B \text{ stř}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$d = 0,013 \text{ m} \quad \text{zvoleno}$$

$$\delta_{st} = 0,0015 \text{ m} \quad \text{zvoleno}$$

$$D = 0,016 \text{ m}$$

- Rychlost proudění vody v trubkách

$$w_B = \frac{4 * m_B}{\pi * d^2 * n_{tr} * \rho_B} \quad [\text{m/s}] \quad (8.1)$$

$$w_B = \frac{4 * 0,11}{\pi * 0,013^2 * 6 * 994} = 0,14 \text{ m/s}$$

- Příčná rozteč hladkých trubek

$$s_1 = 2,5 * D \quad [\text{m}] \quad (8.2)$$

$$s_1 = 2,5 * 0,016 = 0,04 \text{ m}$$

- Podélná rozteč hladkých trubek

$$s_2 = 1,5 * D \quad [\text{m}] \quad (8.3)$$

$$s_2 = 1,5 * 0,016 = 0,024 \text{ m}$$

- Hloubka spalínového tahu

$$a = s_1 * n_{tr} \quad [\text{m}] \quad (8.4)$$

$$a = 0,04 * 6 = 0,24 \text{ m}$$

- Šířka spalínového tahu

$$b = \frac{V_{A \text{ stř}}}{(a - n_{tr} * D) * w_A} \quad [\text{m}] \quad (8.5)$$

$$b = \frac{393/3600}{(0,24 - 6 * 0,016) * 4} = 0,19 \text{ m}$$

- Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin [4]

Pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí existuje několik způsobů, další výpočet bude prováděn pomocí vztahu

$$\alpha_A = C_z * C_s * \frac{\lambda}{D} * \left(\frac{w_A * D}{\nu} \right)^{0,6} * Pr^{0,33} \quad [W/(m^2 * K)] \quad (8.6)$$

Kde

Korekční součinitel na počet řad svazku:

$$C_z = 1 \quad [-] \quad (8.7)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku:

$$C_s = 0,34 * \left(\frac{(s_1/D - 1)}{\sqrt{(0,25 * (s_1/D)^2 + (s_2/D)^2) - 1}} \right)^{0,1} \quad [-] \quad (8.8)$$

$$C_s = 0,34 * \left(\frac{(0,04/0,016 - 1)}{\sqrt{(0,25 * (0,04/0,016)^2 + (0,024/0,016)^2) - 1}} \right)^{0,1} = 0,356$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin:

$$\lambda_A = 0,043 \quad [W/(m * K)] \quad (8.9)$$

Kinematická viskozita spalin:

$$\nu = 3,59 * 10^{-5} \quad [m^2/s] \quad (8.10)$$

Prandtlovo číslo pro spaliny:

$$Pr = 0,66 \quad [-] \quad (8.11)$$

Parametry (8.9) až (8.11) byly určeny pro střední teplotu spalin $t_{A \text{ stř}}$ [4]

Teď už známe všechny potřebné hodnoty a můžeme spočítat součinitel přestupu tepla na straně spalin (viz rovnice (8.6))

$$\alpha_A = 1 * 0,356 * \frac{0,043}{0,016} * \left(\frac{4 * 0,016}{3,59 * 10^{-5}} \right)^{0,6} * 0,66^{0,33} = 74,4 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K})$$

- Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vody

$$\alpha_B = \frac{\lambda_B}{d} * 0,012 * (\text{Re}^{0,87} - 280) * \text{Pr}^{0,4} * (1 + d^{2/3}) \quad [\text{W}/(\text{m}^2 * \text{K})] \quad (8.12)$$

Kde

Součinitel tepelné vodivosti vody:

$$\lambda_B = 0,625 \quad [\text{W}/(\text{m} * \text{K})] \quad (8.13)$$

Kinematická viskozita vody:

$$\nu = 0,728 * 10^{-6} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (8.14)$$

Prandtlovo číslo pro vodu:

$$\text{Pr} = 4,845 \quad [-] \quad (8.15)$$

Reynoldsovo číslo pro vodu:

$$\text{Re} = \frac{w_B * d}{\nu} \quad [-] \quad (8.16)$$

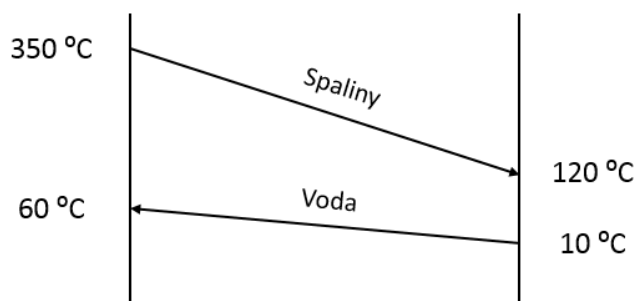
$$\text{Re} = \frac{0,14 * 0,013}{0,728 * 10^{-6}} = 2555 \text{ (přechodná oblast)}$$

Parametry (8.13) až (8.15) byly určeny pro střední teplotu vody $t_{B \text{ stř}}$ [4]

Pak součinitel přestupu tepla na straně vody se bude rovnat

$$\alpha_B = \frac{0,625}{0,013} * 0,012 * (2555^{0,87} - 280) * 4,845^{0,4} * (1 + 0,013^{2/3}) = 734 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K})$$

- Střední logaritmický teplotní spád



Obr. 10 Teplotní spád

$$\Delta t_{\ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} \quad [^\circ\text{C}, \text{K}] \quad (8.17)$$

Kde

$$\Delta t_v = 350 - 60 = 290 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 120 - 10 = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\ln} = \frac{290 - 110}{\ln\left(\frac{290}{110}\right)} = 185,7 \text{ } ^\circ\text{C}, \text{K}$$

- Součinitel zanesení výhřevné plochy

Na základě konzultace s vedoucím bakalářské práce byla zvolena hodnota součinitele zanesení výhřevné plochy $\varepsilon = 0,00055 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

- Součinitel prostupu tepla konvekcí

$$k = \frac{\alpha_A}{1 + \varepsilon * \alpha_A} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 * \text{K})] \quad (8.18)$$

$$k = \frac{74,4}{1 + 0,00055 * 74,4} = 71,5 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K})$$

- Velikost teplosměnné plochy výměníku

$$S = \frac{Q}{k * \Delta t_{ln}} \quad [\text{m}^2] \quad (8.19)$$

$$S = \frac{23,7 * 10^3}{71,5 * 185,7} = 1,78 \text{ m}^2$$

- Délka 1 trubky

$$L_{1 \text{ tr}} = \frac{S}{\pi * n_{\text{tr}} * D} \quad [\text{m}] \quad (8.20)$$

$$L_{1 \text{ tr}} = \frac{1,78}{\pi * 6 * 0,016} = 5,9 \text{ m}$$

- Počet řad trubek

$$z_2 = \frac{L_{1 \text{ tr}}}{b} \quad [-] \quad (8.21)$$

$$z_2 = \frac{5,9}{0,19} = 31,2$$

Zaokrouhluji počet řad trubek na sudý a **volím $z_2 = 32$**

- Výška výměníku

$$h = (z_2 - 1) * s_2 \quad [\text{m}] \quad (8.22)$$

$$h = (32 - 1) * 0,024 = 0,74 \text{ m}$$

- Objem výměníku

$$V = a * b * h \quad [\text{m}^3] \quad (8.23)$$

$$V = 0,24 * 0,19 * 0,74 = 0,034 \text{ m}^3$$

9. Tlakové ztráty výměníku z hladkých trubek [11]

Důležitým parametrem výběru vhodného výměníku jsou tlakové ztráty. Tlaková ztráta přímo závisí na velikosti výměníku, rychlostech proudících medií, počtu řad trubek atd. Z hlediska výpočtu rozlišujeme tlakovou ztrátu v potrubí a mezitrubkovém prostoru (dále MP).

9.1. Tlaková ztráta v potrubí

Pro výpočet tlakové ztráty v potrubí platí následující vztah:

$$\Delta p_p = \Delta p_t + \Delta p_{mo} \quad [\text{Pa}] \quad (9.1)$$

Tlaková ztráta v potrubí se dělí na další 2 ztráty:

- Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_t = \frac{\lambda_t}{d} * \rho_B * \frac{w_B^2}{2} * L_{1tr} \quad [\text{Pa}] \quad (9.2)$$

Kde součinitel ztráty třením λ_{tr} se počítá podle vzorce (9.3), ekvivalentní drsnost potrubí volím $k = 0,0001 \text{ m}$ [6]

$$\lambda_t = \frac{1,42}{\log\left(\text{Re} * \frac{d}{k}\right)^2} \quad [-] \quad (9.3)$$

$$\lambda_t = \frac{1,42}{\log\left(2555 * \frac{0,013}{0,0001}\right)^2} = 0,047$$

$$\Delta p_t = \frac{0,047}{0,013} * 994 * \frac{0,14^2}{2} * 5,9 = 215 \text{ Pa}$$

- Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_{mo} = (z_2 - 1) * \xi * \frac{w_B^2}{2} * \rho_B \quad [\text{Pa}] \quad (9.4)$$

Kde součinitel místního odporu $\xi = 2,5$

$$\Delta p_{mo} = (32 - 1) * 2,5 * \frac{0,14^2}{2} * 994 = 789 \text{ Pa}$$

Dosažením do (9.1) tlakové ztráty třením a místními odpory zjistíme celkovou tlakovou ztrátu v potrubí

$$\Delta p_p = 215 + 789 = 1004 \text{ Pa}$$

9.2. Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru

- Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru

$$\Delta p_{mp} = (z_2 - 1) * \xi * \frac{\rho_A * w_A^2}{2 * d_e} \quad [\text{Pa}] \quad (9.5)$$

Pro další výpočet je potřeba dopočítat neznáme parametry jako:

- Hustota spalin [9]

Spaliny tvoří směs plynů. Postup bude následující: nejdřív najdeme hustotu každé složky spalin zvlášť (pro teplotu $t_{A \text{ stř}}$), pak dopočítáme hustotu směsi.

Složka	Objemový podíl [Nm ³ /Nm ³]	Hustota [kg/m ³]
CO ₂	1	1,05
N ₂	6,67	0,67
Ar	0,088	0,95
O ₂	22,55	0,77
H ₂ O	2,14	0,43

Tab. 2 Hustota jednotlivých složek spalin

Odkud vychází hustota směsi [13]

$$\rho_A = \frac{\sum(O_i * \rho_i)}{O_{sv}} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (9.6)$$

$$\rho_A = \frac{(1 * 1,05) + (6,67 * 0,67) + \dots + (2,14 * 0,43)}{32,45} = 0,736 \text{ kg/m}^3$$

- Ekvivalentní průměr MP

$$d_e = \frac{4 * S_o}{O} \quad [\text{m}] \quad (9.7)$$

Kde

- Plocha MP

$$S_o = a * b \quad [\text{m}^2] \quad (9.8)$$

$$S_o = 0,24 * 0,19 = 0,045 \text{ m}^2$$

- Obvod MP

$$O = 2 * (a + b) \quad [\text{m}] \quad (9.9)$$

$$O = 2 * (0,24 + 0,19) = 0,86 \text{ m}$$

Pak ekvivalentní průměr MP se bude rovnat

$$d_e = \frac{4 * 0,045}{0,86} = 0,21 \text{ m}$$

- Rychlost spalin v MP

$$w_{A MP} = \frac{w_A}{1 - \frac{\pi * D}{4 * s_1}} \quad [\text{m/s}] \quad (9.10)$$

$$w_{A MP} = \frac{4}{1 - \frac{\pi * 0,016}{4 * 2,5}} = 5,8 \text{ m/s}$$

- Součinitel ξ pro vystřídání svazek trubek

$$\xi = 2 * \left(\frac{64}{\text{Re}_A} + \frac{2}{\text{Re}_A^{0,18}} \right) \quad [-] \quad (9.11)$$

Kde Reynoldsovo číslo pro spaliny

$$\text{Re}_A = \frac{w_{AMP} * d_e}{\nu_A} \quad [-] \quad (9.12)$$

$$\text{Re}_A = \frac{5,8 * 0,21}{3,59 * 10^{-5}} = 34\,410$$

Dosadíme potřebné parametry do rovnice (9.11) a dopočítáme součinitel ξ

$$\xi = 2 * \left(\frac{64}{34410} + \frac{2}{34410^{0,18}} \right) = 0,6$$

Ted' se můžeme vrátit k (9.5) a dopočítat tlakovou ztrátu v MP

$$\Delta p_{mp} = (32 - 1) * 0,6 * \frac{0,736 * 5,8^2}{2 * 0,21} = 1161 \text{ Pa}$$

10. Konstrukční výpočet výměníku z žebrovaných trubek

Výpočet výměníků z žebrovaných trubek je náročnější než z hladkých, ale mají žebrované trubky určité výhody. Rozměry trubek s kruhovými žebry se budou trochu lišit od hladkých (viz vstupní parametry níže). Ostatní parametry jako například teploty medií, rychlost proudění spalin, tepelný výkon výměníku atd. zůstanou stejné jako u výměníku z hladkých trubek.

Vstupní parametry:

$m_B =$	0,11	kg/s
$w_A =$	4	m/s
$d =$	0,0133	m
$D =$	0,0153	m
$D_z =$	0,032	m
$s_z =$	0,0023	m
$h_z =$	0,00835	m
$\delta_z =$	0,0004	m
$n_{tr} =$	8	-
$\psi_z =$	0,85	-
$\lambda_z =$	50	W/m*K
$\mu =$	1	-

Tab.3 Vstupní parametry

- Rychlost proudění vody v trubkách

$$w_B = \frac{4 * m_B}{\pi * d^2 * n_{tr} * \rho_B} \quad [\text{m/s}] \quad (10.1)$$

$$w_B = \frac{4 * 0,11}{\pi * 0,013^2 * 8 * 994} = 0,1 \text{ m/s}$$

- Příčná rozteč žebrovaných trubek

$$s_1 = 1,5 * D_z \quad [\text{m}] \quad (10.2)$$

$$s_1 = 1,5 * 0,032 = 0,048 \text{ m}$$

- Podélná rozteč žebrovaných trubek

$$s_2 = 1,3 * D_z \quad [\text{m}] \quad (10.3)$$

$$s_2 = 1,3 * 0,032 = 0,0416 \text{ m}$$

- Hloubka spalínového tahu

$$a = s_1 * n_{tr} \quad [\text{m}] \quad (10.4)$$

$$a = 0,048 * 8 = 0,384 \text{ m}$$

- Počet žebek na 1m trubky

$$n_z = \frac{1}{s_z + \delta_z} \quad [\text{m}^{-1}] \quad (10.5)$$

$$n_z = \frac{1}{0,0023 + 0,0004} = 370 \text{ m}^{-1}$$

- Šířka spalínového tahu

$$b = \frac{V_{A \text{ stř}} * s_1}{a * (s_1 - D) * (s_z - \delta_z) * n_z * w_A} \quad [\text{m}] \quad (10.6)$$

$$b = \frac{393/3600 * 0,048}{0,384 * (0,048 - 0,0153) * (0,0023 - 0,0004) * 370 * 4} = 0,3 \text{ m}$$

- Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

Použijeme vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí pro trubky opatřené žebrovaním:

$$\alpha_A = 0,23 * C_z * \varphi^{0,2} * \frac{\lambda_A}{s_z} * \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} * \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} * \left(\frac{W_A * s_z}{v}\right)^{0,65} \quad [W/(m^2 * K)] \quad (10.7)$$

Kde

$$\varphi = \frac{\frac{s_1}{D_z} - 1}{\sqrt{\left(0,25 * \left(\frac{s_1}{D_z}\right)^2 + \left(\frac{s_2}{D_z}\right)^2\right) - 1}} \quad [-] \quad (10.8)$$

$$\varphi = \frac{\frac{0,048}{0,032} - 1}{\sqrt{\left(0,25 * \left(\frac{0,048}{0,032}\right)^2 + \left(\frac{0,0416}{0,032}\right)^2\right) - 1}} = 0,99$$

Dosadíme hodnotu φ do rovnice (10.7) a vypočteme součinitel přestupu tepla konvekcí na straně spalin

$$\alpha_A = 0,23 * 1 * 0,99^{0,2} * \frac{0,043}{0,0023} * \left(\frac{0,0153}{0,0023}\right)^{-0,54} * \left(\frac{0,00835}{0,0023}\right)^{-0,14} * \left(\frac{4 * 0,0023}{3,59 * 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$= 47,4 \text{ W}/(m^2 * K)$$

- Součinitel přestupu tepla konvekcí na straně vody

$$\alpha_B = \frac{\lambda_B}{d} * 0,012 * (Re^{0,87} - 280) * Pr^{0,4} * (1 + d^{2/3}) \quad [W/(m^2 * K)] \quad (10.9)$$

Kde Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_B * d}{\nu} \quad [-] \quad (10.10)$$

$$Re = \frac{0,1 * 0,0133}{0,728 * 10^{-6}} = 1782 \text{ (Laminární proudění)}$$

Dosadíme hodnotu Re do rovnice (10.9) a zjistíme součinitel přestupu tepla na straně vody

$$\alpha_B = \frac{0,625}{0,0133} * 0,012 * (1782^{0,87} - 280) * 4,845^{0,4} * (1 + 0,0133^{2/3}) = 440 \text{ W/(m}^2 * \text{K)}$$

- Součinitel β

$$\beta = \sqrt{\frac{2 * \psi_z * \alpha_A}{\delta_z * \lambda_z * (1 + \varepsilon * \psi_z * \alpha_A)}} \quad [-] \quad (10.11)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 * 0,85 * 47,4}{0,0004 * 50 * (1 + 0,00055 * 0,85 * 47,4)}} = 62,8$$

- Stanovení součinitele efektivity žebra

Ten se určuje ze závislosti $\beta * h_z$ na D_z/D z nomogramu v literatuře [4]

$$\beta * h_z = 62,8 * 0,00835 = 0,52 \text{ m} \quad (10.12)$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{0,032}{0,0153} = 2,09 \quad (10.13)$$

Z nomogramu plyne, že součinitel efektivity žebra $E = 0,9$

- Podíl výhřevných ploch žebel a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 * \left(\frac{S_z}{D} - \frac{\delta_z}{D}\right)} \quad [-] \quad (10.14)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{0,032}{0,0153}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,032}{0,0153}\right)^2 - 1 + 2 * \left(\frac{0,0023}{0,0153} - \frac{0,0004}{0,0153}\right)} = 0,93$$

- Podíl volných částí trubky (kde nejsou žebra) a celkové plochy na straně spalin

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} \quad [-] \quad (10.15)$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - 0,93 = 0,07$$

- Redukovaný součinitel přestupu tepla na straně spalin vztažený na celkovou plochu

$$\alpha_{Ar} = \left(\frac{S_z}{S} * E * \mu + \frac{S_h}{S}\right) * \frac{\psi_z * \alpha_A}{1 + \varepsilon * \psi_z * \alpha_A} \quad [W/(m^2 * K)] \quad (10.16)$$

$$\alpha_{Ar} = (0,93 * 0,9 * 1 + 0,07) * \frac{0,85 * 47,4}{1 + 0,00055 * 0,85 * 47,4} = 35,8 \text{ W}/(m^2 * K)$$

- Plocha volných částí trubky (kde nejsou žebra) vztažená na délku 1 m

$$S_h = \pi * D * (s_z - \delta_z) * (n_z - 1) \quad [m^2/m] \quad (10.17)$$

$$S_h = \pi * 0,0153 * (0,0023 - 0,0004) * (370 - 1) = 0,034 \text{ m}^2/\text{m}$$

- Velikost celkové teplosměnné plochy na straně spalin

$$S = \frac{S_h}{0,07} \quad [\text{m}^2/\text{m}] \quad (10.18)$$

$$S = \frac{0,034}{0,07} = 0,48 \text{ m}^2/\text{m}$$

- Velikost plochy žebrování

$$S_z = S * 0,93 \quad [\text{m}^2/\text{m}] \quad (10.19)$$

$$S_z = 0,48 * 0,93 = 0,448 \text{ m}^2/\text{m}$$

- Vnitřní plocha trubky vztažená na délku 1 m

$$S_v = \pi * d * l \quad [\text{m}^2/\text{m}] \quad (10.20)$$

$$S_v = \pi * 0,0133 * 1 = 0,04 \text{ m}^2/\text{m}$$

- Součinitel prostupu tepla pro žebrované trubky

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Ar}} + \frac{1}{\alpha_B} * \frac{S}{S_v}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 * \text{K})] \quad (10.21)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{35,8} + \frac{1}{440} * \frac{0,48}{0,04}} = 19 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{K})$$

- Velikost potřebné teplosměnné plochy

$$S_p = \frac{Q}{k * \Delta t_{ln}} \quad [\text{m}^2] \quad (10.22)$$

$$S_p = \frac{23,7 * 10^3}{19 * 185,7} = 6,6 \text{ m}^2$$

- Potřebná délka všech trubek

$$L_p = \frac{S_p}{S} \quad [\text{m}] \quad (10.23)$$

$$L_p = \frac{6,6}{0,48} = 13,8 \text{ m}$$

- Délka 1 trubky

$$L_{1 \text{ tr}} = \frac{L_p}{n_{\text{tr}}} \quad [\text{m}] \quad (10.24)$$

$$L_{1 \text{ tr}} = \frac{13,8}{8} = 1,7 \text{ m}$$

- Počet řad trubek

$$z_2 = \frac{L_{1 \text{ tr}}}{b} \quad [-] \quad (10.25)$$

$$z_2 = \frac{1,7}{0,3} = 5,7$$

Zaokrouhluji počet řad trubek na sudý a **volím $z_2 = 6$**

- Výška výměníku

$$h = (z_2 - 1) * s_2 \quad [\text{m}] \quad (10.26)$$

$$h = (6 - 1) * 0,0416 = 0,2 \text{ m}$$

- Objem výměníku

$$V = a * b * h \quad [\text{m}^3] \quad (10.27)$$

$$V = 0,384 * 0,3 * 0,2 = 0,024 \text{ m}^3$$

11. Tlakové ztráty výměníku z žebrovaných trubek

Stejně jako u varianty výměníku z hladkých trubek, tlaková ztráta výměníku z žebrovaných trubek se dělí na tlakovou ztrátu v potrubí a v MP.

11.1 Tlaková ztráta v potrubí

Výpočet tlakové ztráty v potrubí výměníku z žebrovaných trubek se skoro nebude lišit od výpočtu výměníku z hladkých trubek (viz kapitola 9.1) s výjimkou vzorce (9.3)

$$\Delta p_p = \Delta p_t + \Delta p_{mo} \quad [\text{Pa}] \quad (11.1)$$

- Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_t = \frac{\lambda_t}{d} * \rho_B * \frac{w_B^2}{2} * L_{1tr} \quad [\text{Pa}] \quad (11.2)$$

Kde součinitel ztráty třením se počítá podle vzorce (11.3), ekvivalentní drsnost potrubí volím $k = 0,0001 \text{ m}$

Výběr vzorce pro výpočet součinitele ztráty třením závisí na hodnotě Reynoldsova čísla .

Při laminárním proudění součinitel ztráty třením se počítá podle vzorce (11.3)

$$\lambda_t = \frac{64}{\text{Re}} \quad [-] \quad (11.3)$$

$$\lambda_t = \frac{64}{1782} = 0,036$$

Dosadíme hodnotu λ_t do (11.2) a dopočítáme tlakovou ztrátu třením

$$\Delta p_t = \frac{0,036}{0,0133} * 994 * \frac{0,1^2}{2} * 1,4 = 18 \text{ Pa}$$

- Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_{mo} = (z_2 - 1) * \xi * \frac{w_B^2}{2} * \rho_B \quad [\text{Pa}] \quad (11.4)$$

$$\Delta p_{mo} = (6 - 1) * 2,5 * \frac{0,1^2}{2} * 994 = 65 \text{ Pa}$$

Dosazením do (11.1) tlakové ztráty třením a místními odpory zjistíme celkovou tlakovou ztrátu v potrubí

$$\Delta p_p = 18 + 65 = 83 \text{ Pa}$$

11.2 Tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru [12]

$$\Delta p_{mp} = (K_a + n_{tr} * K_f) * \frac{1}{2} * \rho_A * w_{Amp}^2 \quad [\text{Pa}] \quad (11.5)$$

- Ekvivalentní průměr MP

$$d_e = \frac{4 * S_o}{O} \quad [\text{m}] \quad (11.6)$$

Kde

- Obsah MP

$$S_o = a * b \quad [\text{m}^2] \quad (11.7)$$

$$S_o = 0,384 * 0,3 = 0,11 \text{ m}^2$$

- Obvod MP

$$O = 2 * (a + b) \quad [\text{m}] \quad (11.8)$$

$$O = 2 * (0,384 + 0,3) = 1,37 \text{ m}$$

Dosazením S_o a O do rovnice (11.6) určíme ekvivalentní průměr MP

$$d_e = \frac{4 * 0,143}{1,5} = 0,339 \text{ m}$$

- Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_{Amp} * d_e}{\nu} \quad [-] \quad (11.9)$$

$$Re = \frac{5,8 * 0,339}{3,59 * 10^{-5}} = 55\,031$$

- Korekční koeficient K_f

$$K_f = 4,567 * Re^{-0,242} * \left(\frac{S}{S_h}\right)^{0,504} * \left(\frac{S_1}{D}\right)^{-0,376} * \left(\frac{S_2}{D}\right)^{-0,546} \quad [-] \quad (11.10)$$

$$K_f = 4,567 * 55031^{-0,242} * \left(\frac{0,48}{0,034}\right)^{0,504} * \left(\frac{0,048}{0,0153}\right)^{-0,376} * \left(\frac{0,0416}{0,0153}\right)^{-0,546} = 1,6$$

- Korekční koeficient K_a

$$K_a = 1 + \sigma^2 \quad [-] \quad (11.11)$$

Kde geometrický parametr σ se rovná

$$\sigma = \frac{s_1 - D - \frac{2 * h_z * \delta_z}{(\delta_z + s_z)}}{s_1} \quad [-] \quad (11.12)$$

$$\sigma = \frac{0,048 - 0,0153 - \frac{2 * 0,00835 * 0,0004}{(0,0004 + 0,0023)}}{0,048} = 0,63$$

Dopočítáme hodnotu korekčního koeficientu K_a

$$K_a = 1 + 0,63^2 = 1,4$$

Určili jsme všechny potřebné parametry pro výpočet tlakové ztráty v MP, dosadíme vypočtené hodnoty do vzorce (11.5) a dostaneme

$$\Delta p_{mp} = (1,4 + 8 * 1,6) * \frac{1}{2} * 0,736 * 5,8^2 = 183 \text{ Pa}$$

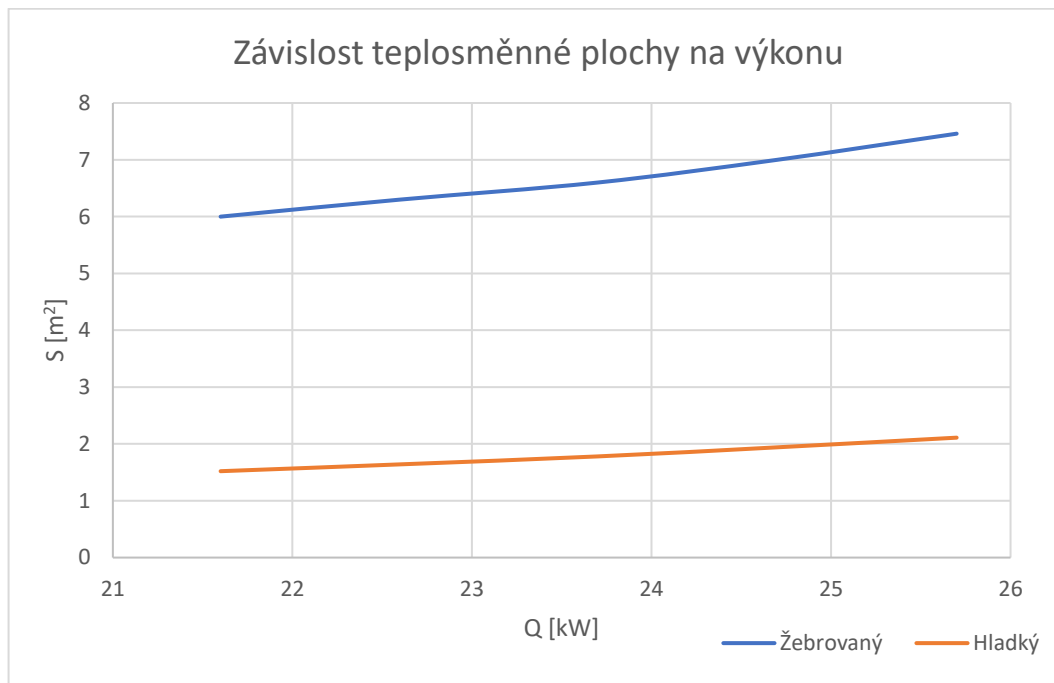
12. Shrnutí všech návrhů

Úplně stejným způsobem (viz kapitola 8, 9, 10 a 11) byly dopočítány zbývající výměníky tepla. Výpočet se liší pouze tím, že se měnila zvolená výstupní teplota spalin $t_{A \text{ out}}$ (hodnoty zvolených teplot budou uvedeny v porovnávací tabulce níže). Komplet vypočtené parametry všech výměníků jsou shrnuty do tabulky č. 4

	Hladké trubky					Žebrované trubky				
Q [kW]	25,7	24,7	23,7	22,6	21,6	25,7	24,7	23,7	22,6	21,6
n_{tr} [-]	6					8				
m_B [kg/s]	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10
w_A [m/s]	4					4				
w_B [m/s]	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,11	0,1	0,1	0,1	0,09
$t_{A \text{ out}}$ [°C]	100	110	120	130	140	100	110	120	130	140
d [m]	0,013					0,0133				
D [m]	0,016					0,0153				
D_z [m]	-					0,032				
s_1 [m]	0,04					0,048				
s_2 [m]	0,024					0,0416				
a [m]	0,24					0,384				
b [m]	0,19					0,3				
S [m ²]	2,11	1,94	1,78	1,64	1,52	7,46	7	6,6	6,3	6
z_2 [-]	36	34	32	28	26	8	6	6	6	6
L_{tr} [m]	7	6,4	5,9	5,5	5	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5
h [m]	0,84	0,79	0,74	0,65	0,6	0,29	0,2	0,2	0,2	0,2
V [m ³]	0,038	0,036	0,033	0,029	0,027	0,033	0,024	0,024	0,024	0,024
Δp_p [Pa]	1353	1114	1004	810	683	126	91	83	78	70
Δp_{MP} [Pa]	1306	1232	1161	1016	943	197	183	183	183	183

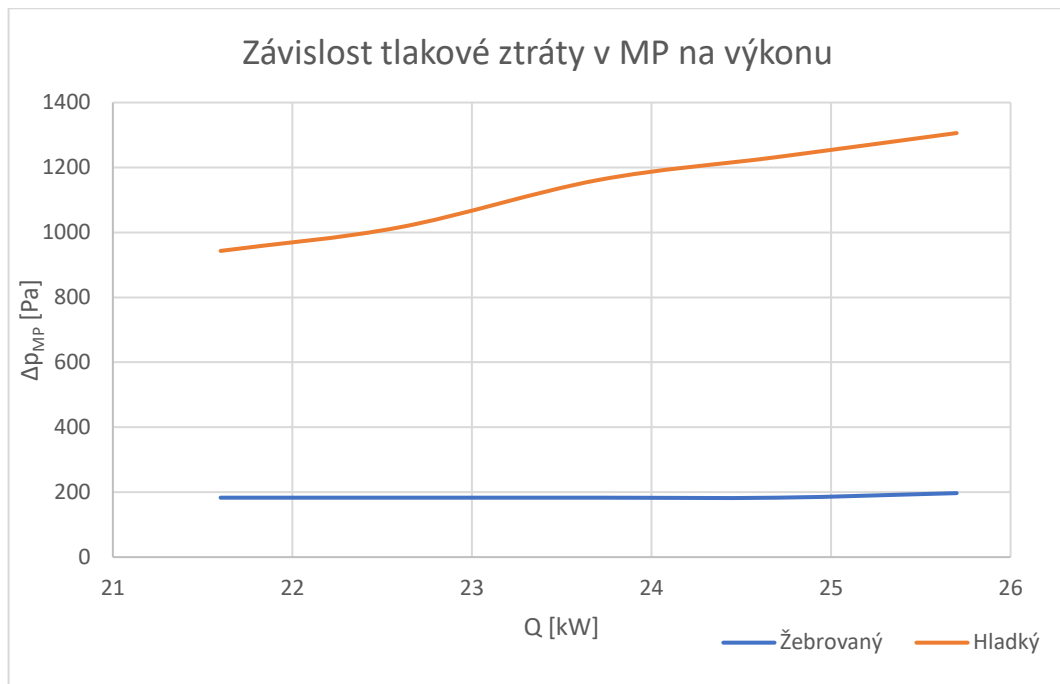
Tab. 4 Porovnávací tabulka všech výměníků

Pro lepší přehlednost jsou závislosti teplosměnné plochy a tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru na výkonu výměníku znázorněny na grafech č. 1 a 2



Graf 1. Závislost teplosměnné plochy na výkonu výměníku

Ze závislosti je vidět, že teplosměnná plocha roste s rostoucím tepelným výkonem. V porovnání s hladkými trubkami má žebrovaný výměník několikanásobně větší teplosměnnou plochu díky žebrování.



Graf 2. Závislost tlakové ztráty v MP na výkonu výměníku

Graf č. 2 znázorňuje, že s rostoucím výkonem, roste také tlaková ztráta v MP. Oproti výměníku z hladkých trubek má žebrovaný značně menší tlakovou ztrátu v MP.

13. Závěr

Cílem této bakalářské práce byl návrh 10 různých variant tepelných výměníků z hladkých a žebrovaných trubek. U každé varianty byla zvolena jiná výstupní teplota spalin, která se vždy lišila od předchozího návrhu o 10 °C. Pro každou hodnotu výstupní teploty spalin byl proveden kompletní výpočet výměníku. Jednotlivé varianty se od sebe liší tepelným výkonem a velikostí tlakových ztrát. Finální výsledky jsou uvedeny v tabulce č. 4

Z porovnávací tabulky je vidět, že změna teploty má vliv na tepelný výkon výměníku. Čím víc tepla chceme odebrat ze spalin, tím výkonnější výměník potřebujeme. Výkonnější výměník má větší teplosměnnou plochu. Z toho plyne, že rozměrově bude taky větší. Velký výměník má větší tlakové ztráty oproti malému. To ale platí pro zvětšení teplosměnné plochy u výměníku z hladkých trubek. Zvětšit účinnost přestupu tepla se dá taky žebrováním. Z výpočtů plyne, že výměníky s žebrováním vyšly kompaktnější a mají menší tlakovou ztrátu.

Pokud bych měl zvolit řešení pro tento pekárenský podnik, jednoznačně doporučuji použít tepelný výměník z žebrovaných trubek. K realizaci by byla vybrána varianta, která by nezpůsobila zhoršení provozu při zapojení do odtahu spalin z pekárenské pece. Rozhodujícími parametry jsou teplosměnná plocha, tlakové ztráty na straně spalin a rozměr výměníků.

Individuálním přístupem ke každému návrhu by se daly tyto návrhy ještě doladit. Každý zákazník má svoje konkrétní požadavky na výměník, rozpočet a podmínky využití, které mají velký vliv na konečný produkt.

14. Seznam použité literatury:

- [1] Výměníky tepla [online]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [2] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-802-1439-559.
- [3] Podklady k přednáškám z předmětu «Výměníky tepla a kotle» doc. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc. ČVUT v Praze, fakulta strojní, studijní rok 2018/2019.
- [4] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2591-8.
- [5] VAMPOLA, Josef. *Přestup tepla a tlakové ztráty při proudění plynu svazkem žebrovaných trubek*. Praha: SNTL, 1984. Technické příručky.
- [6] *Hydraulika* [online]. [cit. 2020-06-18]. dostupné z: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubi.pdf
- [7] Panorama zpracovatelského průmyslu ČR 2018 [online]. [cit. 2020-05-20]. dostupné z: https://www.mpo.cz/assets/cz/prumysl/zpracovatelsky-prumysl/panorama-zpracovatelskeho-prumyslu/2019/10/panorama_cz_web.pdf
- [8] Úspora energie v pekárně [online]. [cit. 2020-05-20]. dostupné z: <http://www.pekarske-technologie.cz/uspورا-energie-v-pekarske-s-vyuzitim-odpadniho-tepla/>
- [9] *Fyzikální vlastnosti plynů a par* [online]. [cit. 2020-06-18]. dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/8-fyzikalni-vlastnosti-vybranych-plynu-a-par>
- [10] *Spalovací procesy* [online]. [cit. 2020-06-18]. dostupné z: <http://spalovaci-procesy.wz.cz/Spaliny.html>
- [11] Ing. Zdeněk Lerl a Ing. Bohumil Pokorný. *Metodika výpočtů konvekčních výměníků tepla. výtápění, větrání*. 2/1997.
- [12] Diplomová práce. Bc. Jiří Housírek. *Výpočtové postupy příčně obtékaného svazku trubek* [online]. [cit. 2020-06-18]. dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=55318
- [13] *Plotnosť směsi gazov* [online]. [cit. 2020-06-18]. dostupné z: <https://progazosnabgenie.ru/proektirovanie-i-montazh/plotnost-smesi-gazov-formula.html>