



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA PRO VYUŽITÍ ZBYTKOVÉHO TEPLA SPALIN

HEAT EXCHANGER DESIGN FOR USING OF RESIDUAL HEAT OF FLUE GAS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Niesner

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Filip Toman

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Lukáš Niesner**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Filip Toman**
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 bakalářské práce:

Návrh výměníku tepla pro využití zbytkového tepla spalin

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zbytkové teplo obsažené v odpadních plynech nebo ve spalinách v sobě skrývá velký potenciál pro hledání úspor a vyšší efektivity a patří k výzvám současné energetiky. Jednou z možností je umístění dodatečného výměníku do kouřovodu a vychlazení spalin na nejnižší možnou teplotu. Náplní bakalářské práce bude návrh tepelných výměníků spaliny–voda a spaliny–vzduch pro využití zbytkové energie spalin z krbových kamen.

Cíle bakalářské práce:

- základní řešerše výměníků tepla,
- přehled konstrukčních typů výměníků pro získání tepla ze spalin,
- ideový návrh výměníku,
- tepelný výpočet a základní konstrukční výkres.

Seznam doporučené literatury:

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.

HEWITT, Geoffrey Frederick: Heat Exchanger Design Handbook 2008, Begell House, New York, 2008. ISBN: 978-1-56700-259-1

Termín odevzdání bakalářské 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

Bakalářská práce je zaměřena na návrh tepelného výměníku pro získání zbytkové tepelné energie ze spalin vzniklé spalováním bukového dřeva v krbu nebo v kamnech. V první části je zpracován stručný přehled tepelných výměníků a popis výměníků, které se vyskytují na trhu. Druhá část se zabývá stechiometrickými výpočty vzniku spalin a jejich fyzikálními vlastnostmi. Poslední část se zabývá návrhem tepelných výměníků spaliny-vzduch a spaliny-voda.

Klíčová slova

Tepelný výměník, stechiometrie spalin, vlastnosti spalin, teplovzdušný výměník, teplovodní výměník

ABSTRACT

Bachelor thesis is focused at design of a heat exchanger for getting residual heat energy from flue gases formed by burning beech wood in a fireplace or stove. In first part is situated a brief overview of heat exchangers and what types can be found at market. Second part deal with stoichiometric calculation of flue gases origin and their physical properties. Last part is about designing two exchangers, flue gases–air and flue gases–water.

Key words

Heat exchanger, flue gas stoichiometry, flue gas physical properties, flue gases–air exchanger, flue gases–water exchanger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NIESNER, Lukáš. *Návrh výměníku tepla pro využití zbytkového tepla spalin* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-21]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132712>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Filip Toman.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *Bakalářskou* práci na téma **Návrh výměníku tepla pro využití zbytkového tepla spalin** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Lukáš Niesner

PODĚKOVÁNÍ

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

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Tepelné výměníky	12
1.1 Základní dělení tepelných výměníků	12
1.1.1 Dělení podle pracovního pochodu.....	12
1.1.2 Dělení podle účelu.....	12
1.1.3 Dělení podle proudění	13
1.1.4 Dělení podle kombinace teplotnosných médií	14
1.2 Konstrukční řešení tepelných výměníků.....	14
1.2.1 Trubkové výměníky rekuperační	14
1.2.2 Deskové výměníky rekuperační	16
1.3 Tepelné výměníky dnes používané na trhu.....	18
1.3.1 Teplovzdušné	18
1.3.2 Teplovodní	18
2 Výpočet spalin	19
2.1 Spalování paliva a Stechiometrie spalin	19
2.2 Vlastnosti spalin.....	24
3 Návrh tepelného výměníku.....	28
3.1 Návrh teplovzdušného výměníku	28
3.1.1 Součinitel přestupu tepla uvnitř výměníku.....	28
3.1.2 Součinitel přestupu tepla vně výměníku	29
3.1.3 Konstrukce žebrovaného výměníku	29
3.1.4 Shnutí vstupních a výstupních údajů	32
3.2 Návrh teplovodního výměníku	33
3.2.1 Součinitel přestupu tepla uvnitř spirály.....	34
3.2.2 Součinitel přestupu tepla vně spirály	36
3.2.3 Konstrukce Helical Coil Heat Exchanger	37
3.2.4 Shnutí vstupních a výstupních údajů	39
ZÁVĚR.....	40
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	41
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	43
SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ.....	46
SEZNAM TABULEK	47
SEZNAM PŘÍLOH	48

ÚVOD

V mnoha domácnostech a chatových staveních se zajišťuje tepelný komfort spalováním dřeva v krbech či kamnech. Jak z ekonomického hlediska, tak i z ekologického je zde snaha o co nejlepší využití uvolněného tepla a tím snížení nákladů na topení. Jedna z možností je připojení tepelného výměníku na kouřovod odvádějící teplo ze spalin, které by jinak uniklo ven do atmosféry. Zvýší se tak celková účinnost topné soustavy. Této problematice je věnována právě tato práce.

První, teoretická část, se zabývá obecným dělením tepelných výměníků a přehledu dnes na trhu používaných výměníků určených k ochlazení spalin.

Druhá, již výpočetní část, se věnuje výpočtu množství vzniklých spalin pomocí stechiometrických rovnic a jejich fyzikálních vlastností při uvažování spalin jako směsi ideálních plynů.

Třetí část se zabývá samotným návrhem výměníku spalin–vzduch a spalin–voda. Ta obsahuje výpočet jednotlivých součinitelů přestupu tepla a návrh geometrie.

Cílem této práce je navrhnout tepelné výměníky k ochlazení spalin za použití jako teplotonosného média vzduchu nebo vody a porovnání jejich účinnosti přenosu tepla.

1 Tepelné výměníky

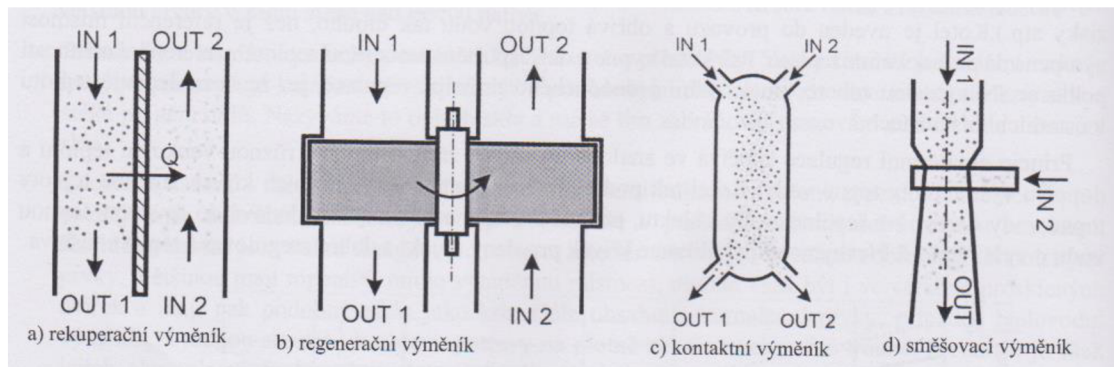
Tepelný výměník je zařízení, které slouží k předávání tepelné energie mezi proudícími teplotonosnými médii o rozdílné teplotě. K přenosu tepelné energie dochází na teplosměnných plochách, kde je energie předávána médii o nižší teplotě. Je možné se s nimi setkat v domácnostech (např. při vytápění ústředním topením), ale i v průmyslu (např. technologické ohřevy nebo v elektrárnách). Proto jsou na ně kladeny požadavky malých rozměrů, nízké hmotnosti, ceny a tlakové ztráty a co nejvyšší spolehlivost v provozu [1].

1.1 Základní dělení tepelných výměníků

Tepelných výměníků je velká řada a liší se svou konstrukcí, způsobem zapojení nebo i volbou teplotonosných médií.

1.1.1 Dělení podle pracovního pochodu

- Rekuperační – Obě tekutá média jsou od sebe oddělená neprostupnou stěnou, která zabráňuje jejich mísení. K přenosu tepla dochází vedením i prouděním současně.
- Regenerační – Je tvořen bubnem vyplněným pevným, teplo zprostředkovávajícím materiálem. Do něj periodicky vtékají s časovým zpožděním obě média. Teplo zprostředkovávající materiál naakumuluje teplo od ohřívajícího média a následně jej předá ohřivanému médii. Může zde dojít k částečnému promísení obou médií.
- Kontaktní – Obě média jsou rozdílných fází a jsou smíšena v jedné nádobě, kde dochází k předání tepla. Teplosná plocha je dána celkovým povrchem pevných částic.
- Směšovací – Média jsou smíšena do jedné homogenní směsi [1].



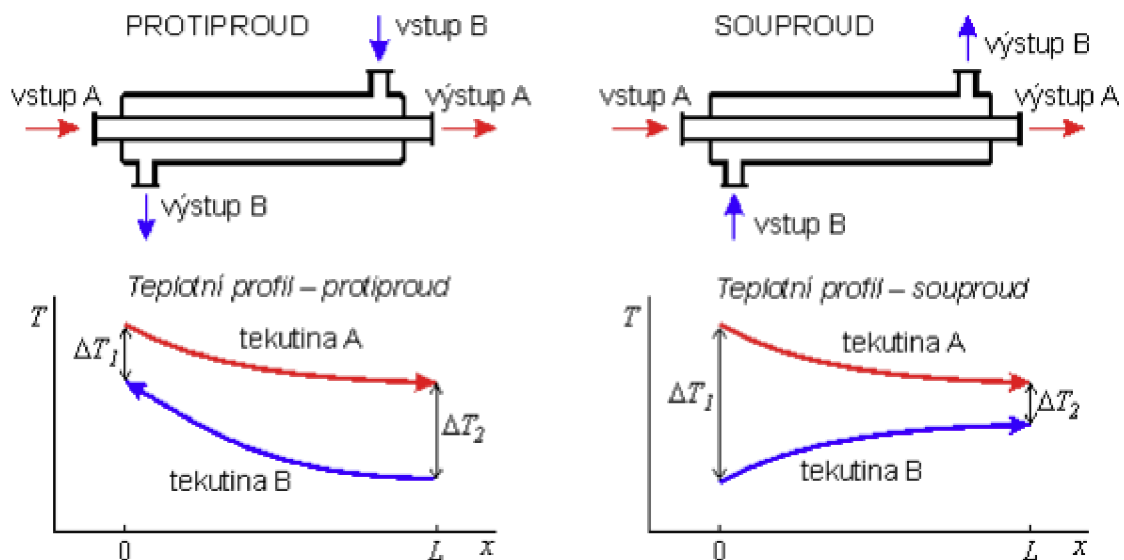
Obr. 1-1 Zobrazení jednotlivých pracovních pochodů [1].

1.1.2 Dělení podle účelu

- Ohříváky – Médium se zde ohřívá na vyšší teplotu, ale zachovává si svou fázi.
- Chladiče – Médium se ochlazuje na nižší teplotu, ale zachovává si svou fázi.
- Výparníky a odparky – Kapalné médium se mění v páru.
- Kondenzátory – Médium v parní fázi zde kondenzuje na kapalnou fázi.
- Přehříváky a mezipřehříváky – Slouží ke zvýšení teploty syté nebo přehřáté páry.
- Sušárny – Dodáváním tepla se snižuje vlhkost látky pevné fáze.
- Termické odplyňovávky vody – Ohřevem vody na bod varu dochází k vylučování pohlčených plynů.
- Topná tělesa ústředního vytápění – Otopné médium předává tepelnou energii okolnímu vzduchu.
- Barbotážní – Probublávání par a plynů vodou [2].

1.1.3 Dělení podle proudění

- Souproudé – Směry os proudů obou médií jsou rovnoběžné a shodně orientované.
- Protiproudé – Směry os proudů obou médií jsou rovnoběžné, ale opačně orientované. Řešení protiproudem má větší efektivitu, což je patrné z průběhu teplot během proudění, viz Obr. 1-2.



Obr. 1-2 Porovnání souproudu a protiproudu [3].

- Křížové – Osy proudů jsou k sobě kolmé.
- Se šikmým vzájemným proudem – Osy spolu svírají úhel menší nebo větší než 90° .
- Vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové proudění.
- S kombinovaným prouděním [1].

1.1.4 Dělení podle kombinace teplotních médií

V závislosti na použití se ve výměnících používají různé kombinace teplotních médií. Nejčastěji se používají kombinace vody, páry, vzduchu, spalin a oleje.

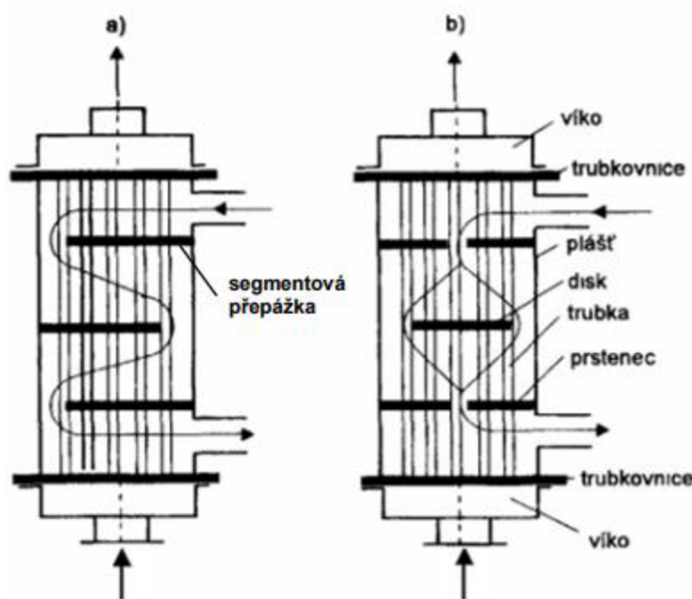
1.2 Konstruktivní řešení tepelných výměníků

V této podkapitole budou popsány základní konstruktivní řešení tepelných výměníků, které se používají v běžné praxi.

1.2.1 Trubkové výměníky rekuperační

Trubkové výměníky patří mezi nejrozšířenější typy rekuperačních výměníků. Nejstarším z nich je plášťový trubkový výměník s rovnými trubkami a přepážkami v mezitrubkovém prostoru.

a - segmentovými, b - koncentrickými



Obr. 1-3 Trubkový rekuperační výměník se dvěma druhy přepážek [4].

Trubky uvnitř pláště bývají ocelové nebo mosazné o tloušťce stěny 1,5–2,5 mm. Průtokový průřez mezi trubkami bývá 2–3x větší, než je průtokový průřez trubky, a mezitrubkový prostor bývá také vyplněn přepážkami (segmentovými nebo koncentrickými viz Obr. 1-3), které zpomalují rychlost proudění vnější tekutiny a prodlužují její trajektorii.

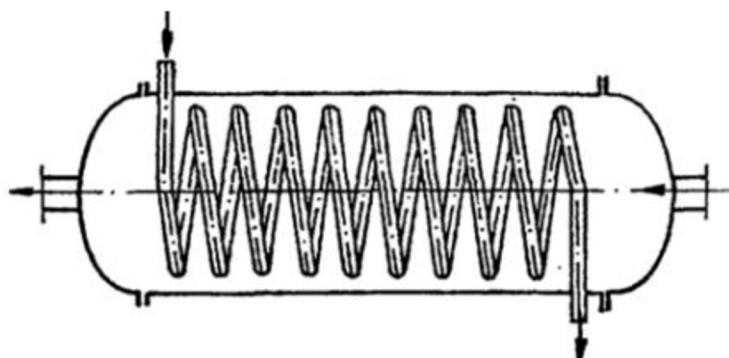
Výhodami tohoto konstruktivního řešení je jednoduchá výroba, snadnost mechanického čištění a jednoduchost výměny poškozených trubek a možnost využití minimální tloušťky stěny, čímž je snížena celková hmotnost. Nevýhodou je teplotní roztažnost trubek mezi pevně spojenými trubkovicemi, což má za následek omezení jejich využití na menší teplotní rozdíly obou tekutin a nižší tlaky. Pro použití při vyšších teplotních rozdílech, tedy nad 20 °C, se provádí kompenzace s ucpávkou, pružným zvlněním pláště nebo s plovoucí hlavou [1].



Obr. 1-4 Výměník s U-trubkami [5].

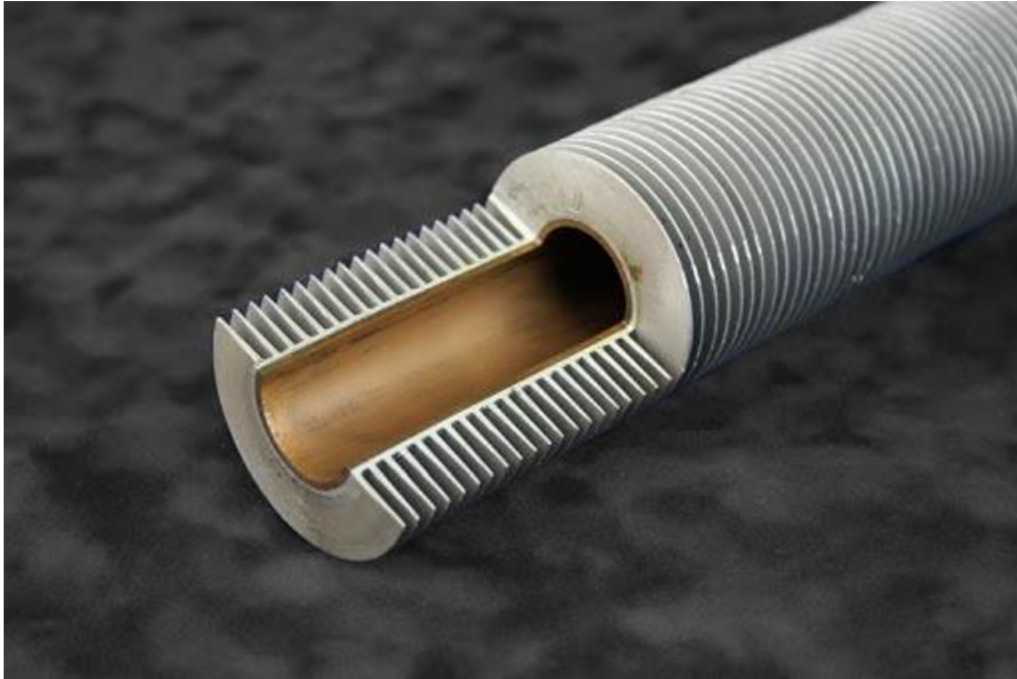
Další rozšířený typ trubkového výměníku je výměník s U-trubkami. Oproti výměníku s rovnými trubkami dovoluje trubkám tepelně se roztahovat, což umožňuje uplatnění i při vyšších teplotních rozdílech. Variantou je vlásenkový výměník s U-trubkami, kdy díky velmi malým průřezům a tloušťkám trubek má výměník nízkou hmotnost a dobře využívá prostoru pláště. Mezi nevýhody patří špatná dostupnost, a tedy nemožnost mechanického čištění nebo výměny poškozených trubek.

Také se používá výměník se šroubovitě vinutými trubkami. Trubky mohou být vedeny i více řadách. Výhodou je snadná výroba, kdy každé vinutí trubky je vyráběno z jednoho kusu, a využití čistého protiproudu při zachování obtékání trubek médiem na vnější straně. To má výrazný vliv na lepší přestup tepla ve výměníku. Tohle konstrukční řešení také umožňuje vytvořit z vnitřního prostoru výměníku spalovací komoru, kdy ohřívacím médiem budou spaliny a ohřívacím médiem např. voda vystupující z výměníku v podobě syté páry. Nevýhodou může být nahrazení poškozené trubky, protože se vyrábí z jednoho kusu [1].



Obr. 1-5 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [4].

Je-li mezi médii výrazný rozdíl mezi součiniteli přestupu tepla, je vhodné použít žebrování trubek. Žebrování může být příčné, podélné i šroubovitě a může být umístěno na vnějším nebo vnitřním povrchu trubky. Žebrování se používá pouze v případě rozdílnosti součinitelů přestupu tepla a to na straně trubky s menším součinitelem přestupu tepla [4].

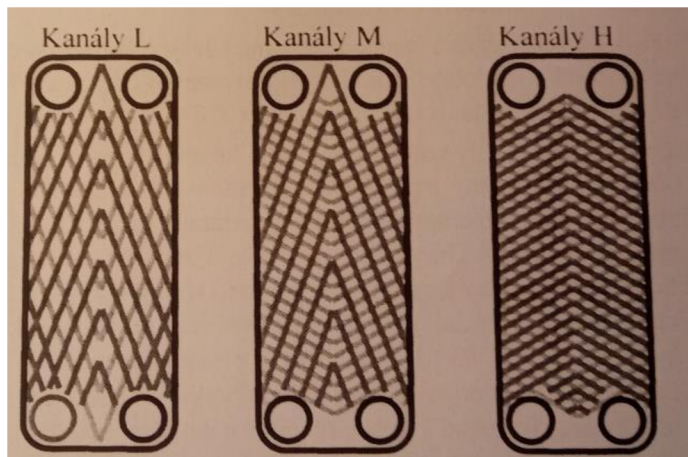


Obr. 1-6 Trubka s vnějším žebrováním [6].

1.2.2 Deskové výměníky rekuperační

Teplosměnná plocha deskového výměníku je tvořena z několika tenkostěnných desek. Tyto desky tak tvoří rozebíratelný nebo nerozebíratelný výměník. Rozebíratelný je spojen šroubovým svorníkem za použití pryžových těsnění, zatímco nerozebíratelný je spojen přivařením nebo spájením desek k sobě. Rozebíratelný má výhodu snadného čištění a re-dimenzování, ale nerozebíratelný je vhodnější pro větší tlaky a teploty. Specifický profil vytváří v mezideskovém prostoru kanálky, ve kterých proudí teplosměnná média a z každé strany jedné desky proudí protiproudě jedno médium.

Profily přispívají k turbulentnímu proudění, čímž dojde k prodloužení trajektorie, snížení usazování nečistot a zároveň zvýšení tuhosti desky. Jsou tři druhy profilů v závislosti na úhlu. Při úhlu větším než 60° vznikají kanály L, při úhlu menším než 30° vznikají kanály H. Jejich kombinací jsou kanály M viz Obr. 1-7. Kanály L vedou k menším tlakovým ztrátám, ale také zároveň snižují koeficient přestupu tepla. Kanály H naopak zvyšují tlakovou ztrátu a koeficient přestupu tepla [1].



Obr. 1-7 Kanály L, M a H [1].



Obr. 1-8 Schéma deskového výměníku [7].

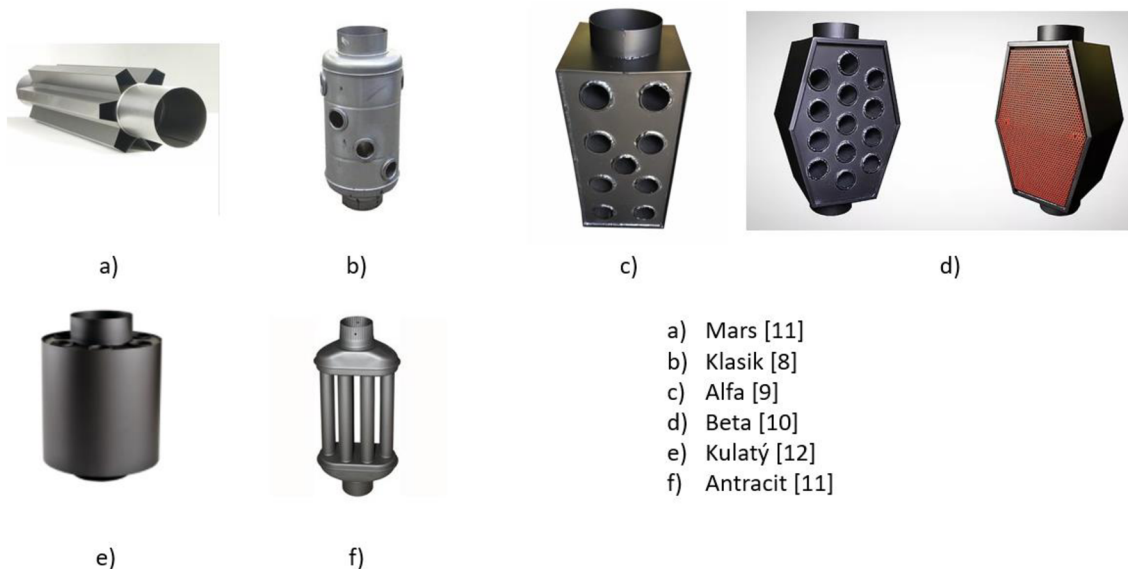
V porovnání s trubkovým výměníkem nabízí deskový nižší rozměry, hmotnost a snazší regulaci výkonu přidáním nebo odebráním desek. Jejich nevýhodou je omezení maximální teploty a tlaku při dodržení požadované těsnosti a nutnost použití čistších médií, aby nedocházelo k usazování nečistot [1].

1.3 Tepelné výměníky dnes používané na trhu

1.3.1 Teplovzdušné

V dnešní době se používají trubkové výměníky, které se napojují přímo na kouřovod, a přímo tak zprostředkovávají předání zbytkového tepla spalín do vzduchu v místnosti. Svým tvarem výrazně zvětšují teplotní plochu, a zvyšují tak účinnost topného tělesa [8], [9].

Nejčastěji se vyrábí z tenkého ocelového plechu v délkách až do jednoho metru a v průměrech odpovídajících standardizované řadě průměrů kouřovodů. Jejich výkon se pohybuje kolem 4-5 kW [8], [9].



Obr. 1-9 Přehled dnes používaných spalínových teplovzdušných výměníků.

1.3.2 Teplovodní

V běžné praxi se teplovodní výměníky pro odebrání zbytkového tepla ze spalín krbu/kamen nepoužívají. Používají se pouze jako součást krbové vložky nebo kamen a bývají napojeny přímo na systém ústředního topení [13].

2 Výpočet spalin

2.1 Spalování paliva a Stechiometrie spalin

Tato kapitola se bude zabývat výpočtem objemu potřebného vzduchu pro spálení 1 kg bukového dřeva a následně objemu vzniklých spalin a jejich složení. K výpočtům byly použity zdroje [14], [15], [16].

Tab. 2-1 Tabulka prvkového složení bukového dřeva [17].

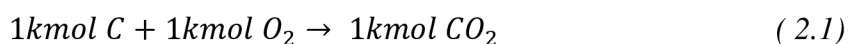
Prvkový rozbor Bukového dřeva						Množství vody
C	H	O	N	Cl	S	H ₂ O
[% _{hmot.}]	[% _{hmot.}]	[% _{hmot.}]	[% _{hmot.}]	[% _{hmot.}]	[% _{hmot.}]	[% _{hmot.}]
42	5,41	38,5	0,11	< 0,01	0,01	13,6

Tab. 2-2 Prvkové složení v kg na kg bukového dřeva [17].

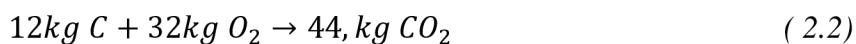
Množství jednotlivých prvků v kg/kg _{pal.}					Množství vody
m _C	m _S	m _H	m _O	m _N	m _{H₂O}
[kg/kg _{pal.}]	[kg/kg _{pal.}]	[kg/kg _{pal.}]	[kg/kg _{pal.}]	[kg/kg _{pal.}]	[kg/ kg _{pal.}]
0,42	0,0001	0,0541	0,385	0,0011	0,136

Spalováním tuhého paliva, resp. hořlaviny, která je jeho částí, dochází k oxidaci jednotlivých prvků, které jsou v ní obsaženy. Hořlavinu lze rozdělit na dvě složky podle množství uvolněné energie: Aktivní složka hořlaviny obsahuje uhlík, vodík a síru. Tyto prvky jsou nositeli chemicky vázané energie, která je následně uvolněna. Pasivní složka hořlaviny obsahuje kyslík a dusík, které nepřinášejí žádnou energetickou hodnotu [16].

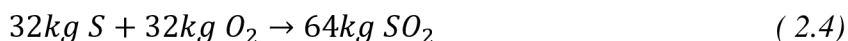
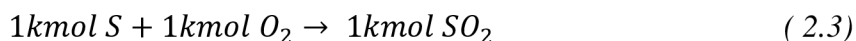
Následují rovnice stechiometrického hoření:



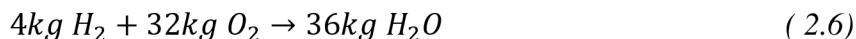
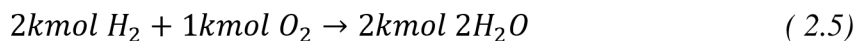
Rovnici v molovém stavu lze přepsat do hmotnostního stavu ve tvaru:



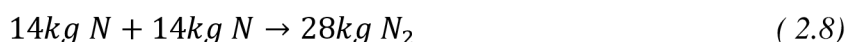
Obdobně lze napsat rovnice pro síru:



a pro vodík:



Atomy dusíku přítomny v palivu s kyslíkem nijak nereagují, ale dochází ke vzniku dvouatomových molekul dusíku N_2 .



Z daných rovnic lze vyjádřit hmotnostní i objemové množství potřebného kyslíku i vzniklého produktu, viz dále Tab. 2-3 až Tab. 2-6.

Tab. 2-3 Potřebné množství O_2 a množství vzniklého CO_2 .

Spálené množství C	Spotřeba O_2		Vznik CO_2	
12 kg	32 kg	22,39 Nm ³	44 kg	22,55 Nm ³
1 kg	2,67 kg/kg _C	1,866 Nm ³ /kg _C	3,67 kg/kg _C	1,879 Nm ³ /kg _C

Tab. 2-4 Potřebné množství O_2 a množství vzniklého SO_2 .

Spálené množství S	Spotřeba O_2		Vznik SO_2	
32 kg	32 kg	22,39 Nm ³	64 kg	21,92 Nm ³
1 kg	1 kg/kg _S	0,699 Nm ³ /kg _S	2 kg/kg _S	0,685 Nm ³ /kg _S

Tab. 2-5 Potřebné množství O_2 a množství vzniklého H_2O .

Spálené množství H	Spotřeba O_2		Vznik H_2O	
4 kg	32 kg	22,39 Nm ³	36 kg	45 Nm ³
1 kg	8 kg/kg _H	5,598 Nm ³ /kg _H	9 kg/kg _H	11,25 Nm ³ /kg _H

Tab. 2-6 Množství vzniklého N_2 .

Reagující množství N	Vznik N_2	
1 kg	1 kg	0,8 Nm ³ /kg _N

Pro spálení 1 kg dřeva je potřeba minimální objem kyslíku $v_{O_2,t}$, který odpovídá rovnici:

$$v_{O_2,t} = v_{O_2,C} \cdot m_C + v_{O_2,H} \cdot m_H + v_{O_2,S} \cdot m_S - v_{O_2} \cdot m_O \quad (2.9)$$

$$v_{O_2,t} = 1,866 \cdot 0,42 + 5,598 \cdot 0,0541 + 0,699 \cdot 0,0001 - 0,699 \cdot 0,385 = 0,818 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}_{pal}}$$

$v_{O_2,C}$ – objem kyslíku potřebného pro spálení 1 kg C, [Nm³/kg_{pal}]
 $v_{O_2,H}$ – objem kyslíku potřebného pro spálení 1 kg H, [Nm³/kg_{pal}]
 $v_{O_2,S}$ – objem kyslíku potřebného pro spálení 1 kg S, [Nm³/kg_{pal}]
 v_{O_2} – objem 1 kg kyslíku, [Nm³/kg_{pal}]
 m_C – hmotnostní podíl uhlíku v 1 kg dřeva, [-]
 m_H – hmotnostní podíl vodíku v 1 kg dřeva, [-]
 m_S – hmotnostní podíl síry v 1 kg dřeva, [-]
 m_O – hmotnostní podíl kyslíku v 1 kg dřeva, [-]

Při použití vzdušného kyslíku se objem potřebného suchého vzduchu vypočítá z rovnice:

$$v_{vz,t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot v_{O_2,t} \quad (2.10)$$

$$v_{vz,t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot 0,818 = 3,895 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

$v_{vz,t}^s$ je teoretický objem suchého vzduchu, který je potřeba, aby došlo k dokonalému spálení 1 kg dřeva. Avšak ve skutečnosti by docházelo k vysokým nedopalům dřeva, proto se zavádí součinitel přebytku spalovacího vzduchu α [-]. Součinitel je zadaný $\alpha = 2$.

$$v_{vz,sk}^s = \alpha \cdot v_{vz,t}^s \quad (2.11)$$

$$v_{vz,sk}^s = 2 \cdot 3,895 = 7,79 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Vzdušnou vlhkost lze začlenit do výpočtu pomocí součinitele χ_v [-], který lze vyjádřit vztahem:

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} p''} \quad (2.12)$$

φ – relativní vlhkost vzduchu, [%]

p'' – parciální tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě, [MPa]

p_c – celkový tlak, [MPa]

Pro standartní technické výpočty se uvažuje $\varphi = 70$ %, $p_c = 0,101325$ MPa a p'' při 0 °C viz Tab. 2-7.

Tab. 2-7 Tabulka závislosti parciálního tlaku vodní páry na teplotě [16].

t [°C]	0	10	20	30	40	50
p'' [MPa]	0,0006108	0,0012277	0,0023368	0,0042416	0,0073742	0,0123316

$$\chi_v = 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{0,0006108}{0,101325 - \frac{70}{100} \cdot 0,006108}$$

$$\chi_v = 1,044$$

Pro vlhký vzduch platí vztah:

$$v_{vz,sk} = \chi_v \cdot v_{vz,sk}^s \quad (2.13)$$

$$v_{vz,sk} = 1,044 \cdot 7,79 = 8,133 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Výsledný objem potřebného vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva je 8,133 Nm³/kg_{pal}.

Následující výpočty budou zaměřeny na celkový objem spalin vzniklých spálením 1 kg paliva. Celkový měrný objem suchých spalin je roven součtu plynných složek, které vznikají spalováním nebo jsou přivedeny ze spalovacího suchého vzduchu.

$$v_{spal,t}^s = v_{CO_2} + v_{SO_2} + v_{N_2} + v_{Ar} \quad (2.14)$$

$C_{CO_2} = 0,0003$ [-], hmotnostní podíl plynu CO₂ v atmosféře.

$C_{N_2} = 0,78$ [-], hmotnostní podíl plynu N₂ v atmosféře.

$C_{Ar} = 0,0092$ [-], hmotnostní podíl argonu a dalších vzácných plynů v atmosféře [18].

$$v_{CO_2} = 1,879 \cdot m_C + v_{vz,t}^s \cdot C_{CO_2} \quad (2.15)$$

$$v_{CO_2} = 1,879 \cdot 0,42 + 3,895 \cdot 0,0003 = 0,79 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

$$v_{SO_2} = 0,685 \cdot m_S \quad (2.16)$$

$$v_{SO_2} = 0,685 \cdot 0,0001 = 6,85 \cdot 10^{-5} \frac{Nm^3}{kg_{spal}}$$

$$v_{N_2} = 0,8 \cdot m_N + v_{vz,t}^s \cdot C_{N_2} \quad (2.17)$$

$$v_{N_2} = 0,8 \cdot 0,0011 + 3,895 \cdot 0,78 = 3,039 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

v_{Ar} je měrný objem argonu včetně dalších vzácných plynů ve vzduchu.

$$v_{Ar} = v_{vz,t}^s \cdot C_{Ar} \quad (2.18)$$

$$v_{Ar} = 3,895 \cdot 0,0092 = 0,036 \frac{Nm^3}{kg_{spal}}$$

$$v_{spal.,t}^s = 0,79 + 6,85 \cdot 10^{-5} + 3,039 + 0,036 = 3,8650685 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Objem vody ve spalinách odpovídá množství vody přítomné v palivu, vzdušné vlhkosti ve spalovacím vzduchu a vody vzniklé spálením vodíku.

$$v_{H_2O} = 1,25 \cdot m_{H_2O} + (\chi_v - 1) \cdot v_{vz,t}^s + 11,25 \cdot m_H \quad (2.109)$$

$$v_{H_2O} = 1,25 \cdot 0,136 + (1,044 - 1) \cdot 3,895 + 11,25 \cdot 0,0541 = 0,95 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Objem vlhkých spalin je dán součtem celkového objemu vody a suchých spalin.

$$v_{spal.,t} = v_{H_2O} + v_{spal.,t}^s \quad (2.20)$$

$$v_{spal.,t} = 0,95 + 3,8650685 = 4,8150685 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Spalování probíhalo s přebytkem vzduchu o koeficientu $\alpha=2$, to má vliv na skutečné množství vzniklých spalin. Vyjadřuje to vztah:

$$v_{spal.,sk} = v_{spal.,t} + (\alpha - 1) \cdot (v_{vz,t}^s \cdot \chi_v) \quad (2.21)$$

$$v_{spal.,sk} = 4,8150685 + 1 \cdot 3,895 \cdot 1,044 = 8,88 \frac{Nm^3}{kg_{pal}}$$

Protože spalování probíhá s přebytkem vzduchu, vycházejí skutečné měrné objemy jednotlivých látek z následujících rovnic:

$$v_{CO_2,sk} = 1,879 \cdot m_C + v_{vz,sk}^s \cdot C_{CO_2} \quad (2.22)$$

$$v_{SO_2,sk} = 0,685 \cdot m_S \quad (2.23)$$

$$v_{N_2,sk} = 0,8 \cdot m_N + v_{vz,sk}^s \cdot C_{N_2} \quad (2.24)$$

$$v_{Ar,sk} = v_{vz,sk}^s \cdot C_{Ar} \quad (2.25)$$

$$v_{O_2,sk} = v_{vz,t}^s \cdot C_{O_2} \quad (2.26)$$

$$v_{H_2O,sk} = 1,25 \cdot m_{H_2O} + (\chi_v - 1) \cdot v_{vz,sk}^s + 11,25 \cdot m_H \quad (2.27)$$

Kde $C_{O_2}=0,21$ [-], koncentrace kyslíku v atmosféře [18].

Tab. 2-8 Souhrn vypočítaných skutečných měrných objemů.

$v_{CO_2,sk}$	$v_{SO_2,sk}$	$v_{N_2,sk}$	$v_{Ar,sk}$	$v_{O_2,sk}$	$v_{H_2O,sk}$
[Nm ³ /kg _{pal}]	Nm ³ /kg _{pal}]	Nm ³ /kg _{pal}]	Nm ³ /kg _{pal}]	Nm ³ /kg _{pal}]	Nm ³ /kg _{pal}]
0,792	$6,85 \cdot 10^{-5}$	6,077	0,072	0,818	1,121

2.2 Vlastnosti spalin

V této kapitole budou popsány výpočty pro určení fyzikálních vlastností spalin.

Objemové zlomky jednotlivých složek spalin dostaneme ze vztahu:

$$x_{vi} = \frac{v_i}{v_{spal.,sk}} \quad (2.28)$$

Zároveň platí, že objemové zlomky jsou rovny molárním zlomkům $x_{vi} = x_i$.

Tab. 2-9 Přehled výsledků z rovnice (2.28).

X_{CO_2}	X_{SO_2}	X_{N_2}	X_{Ar}	X_{O_2}	X_{H_2O}
[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
0,089	$7,714 \cdot 10^{-6}$	0,684	0,008	0,092	0,126

Pro stanovení některých fyzikálních vlastností, které jsou závislé na teplotě, je nutné stanovit střední teplotu spalin. K tomu je nutné znát teplotu spalin vstupující do výměníku a z výměníku. Vstupní teplota je zadána $t_{spal.,in} = 230^\circ C$ a výstupní teplota je dána rosným bodem $+ 25^\circ C$, který se spočítá z parciálního tlaku vody a parních tabulek.

$$\frac{p_{H_2O}}{p_a} = \frac{x_{H_2O}}{x_{spal.}} \quad (2.29)$$

$$p_{H_2O} = \frac{0,126 \cdot 1}{1} = 0,126 \text{ bar}$$

Z parních tabulek a lineární interpolace vychází teplota rosného bodu $t_{rb} = 50^\circ C$. Výstupní teplota spalin z výměníku je tedy stanovena $t_{spal.,out} = 75^\circ C$ [19].

Střední teplota je dána vztahem:

$$t_m = \frac{t_{spal.,in} + t_{spal.,out}}{2} = 152,5^\circ C \quad (2.30)$$

$$T_m = 422,65 \text{ K}$$

$T_m = [K]$, je střední termodynamická teplota

Objem $v_{spal.,sk}$ je stanoven pro normální podmínky, tedy teplotě $t_n = 0\text{ }^\circ\text{C}$ a $p_a = 0,101325\text{ MPa}$. Tyto podmínky však neodpovídají realitě, a tak dochází k přepočtu přes stavovou rovnici pro ideální plyn, aniž by došlo k výrazné chybě [16].

$$v_{spal.,T} = v_{spal.,sk} \cdot \frac{T_m}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{p_a} \quad (2.31)$$

$$v_{spal.,T} = 8,88 \cdot \frac{425,65}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{0,101325} = 13,838 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}_{pal}}$$

Střední zdánlivá molová hmotnost vychází ze vztahu:

$$M = \sum_i M_i \cdot x_i \quad (2.32)$$

$$M = 30,522 \frac{\text{g}}{\text{mol}} = 30,522 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$$

Měrná plynová konstanta spalín je rovna podílu molární plynové konstantě a střední zdánlivé molové hmotnosti:

$$r_{spal.} = \frac{R_m}{M} \quad (2.33)$$

$$r_{spal.} = \frac{8,314}{30,522 \cdot 10^{-3}} = 272,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro výpočet hustoty spalín budou spaliny považovány za směs ideálních plynů. Hustotu tedy lze vyjádřit ze stavové rovnice pro atmosférický tlak.

$$\rho_{spal} = \frac{r_{spal.} \cdot T_m}{p_a} \quad (2.34)$$

$$\rho_{spal} = \frac{272,4 \cdot 425,65}{101325} = 1,144 \text{ kg}_{spal} \cdot \text{m}^{-3}$$

Hmotnostní tok spalín vzniklých pálením 3 kg bukového dřeva za hodinu je dán vztahem

$$\dot{m}_{spal} = \dot{m}_{pal} \cdot v_{spal.,T} \cdot \rho_{spal} \quad (2.35)$$

$$\dot{m}_{spal} = 3 \cdot 13,756 \cdot 1,144 = 47,21 \frac{\text{kg}_{spal}}{\text{hod}} = 0,013 \frac{\text{kg}_{spal}}{\text{s}}$$

$\dot{m}_{pal} = 3 \frac{\text{kg}_{pal}}{\text{hod}}$, vyjadřuje hmotnost dřeva, které je spáleno za hodinu.

Měrná tepelná kapacita spalin za stálého tlaku c_p závisí na měrných kapacitách jednotlivých látek, které tvoří spalinovou směs.

$$c_p = \frac{\sum_i M_i \cdot x_i \cdot c_{pi}}{\sum_i M_i \cdot x_i} \quad (2.36)$$

Měrné dílčí kapacity lze získat z polynomu 4. řádu [20].

$$c_{pi} = a_0 + a_1 \cdot \left(\frac{T_m}{1000}\right)^1 + a_2 \cdot \left(\frac{T_m}{1000}\right)^2 + a_3 \cdot \left(\frac{T_m}{1000}\right)^3 + a_4 \cdot \left(\frac{T_m}{1000}\right)^4 \quad (2.37)$$

Tab. 2-10 Přehled výsledků z rovnice (2.37).

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
Ar	5,1931234	-	-	-	-
N ₂	1,0286106	$-5,5366019 \cdot 10^{-2}$	$2,9869045 \cdot 10^{-1}$	$-1,0923389 \cdot 10^{-1}$	-
O ₂	$8,6730470 \cdot 10^{-1}$	$5,3406621 \cdot 10^{-2}$	$5,2334715 \cdot 10^{-1}$	$-4,7549817 \cdot 10^{-1}$	$1,2247094 \cdot 10^{-1}$
CO ₂	$4,4744569 \cdot 10^{-1}$	1,6973611	-1,4046421	$5,9806920 \cdot 10^{-1}$	$-1,0292749 \cdot 10^{-1}$
H ₂ O	1,7710888	$1,3412846 \cdot 10^{-1}$	$5,8180636 \cdot 10^{-1}$	$-1,9652314 \cdot 10^{-1}$	-

Vzhledem k množství oxidu siřičitého $X_{SO_2} = 7,714 \cdot 10^{-6}$ je vliv na výsledné c_p zanedbatelný a nebyl zohledněn ve výpočtu.

Tab. 2-11 Výsledky jednotlivých polynomů.

$c_{p,Ar}$	c_{p,N_2}	c_{p,O_2}	c_{p,CO_2}	c_{p,H_2O}
$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
5,193	1,051	0,952	0,958	1,918

Výsledkem dosazení do rovnice (2.36) je celková měrná tepelná kapacita spalin:

$$c_p = 1,411 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel tepelné vodivosti λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] spalin vychází z jednotlivých součinitelů λ_i podle rovnice (2.38) při střední teplotě spalin $t_m = 152,5 \text{ }^\circ\text{C}$ [20].

$$\lambda_{spal} = \frac{\sum_i \frac{\lambda_i \cdot x_i}{\sqrt{M_i}}}{\sum_i \frac{x_i}{\sqrt{M_i}}} \quad (2.38)$$

Tab. 2-12 Dílčí součinitelé tepelné vodivosti λ_i přepočtené na t_m lineární interpolací.

λ_{Ar}	λ_{N_2}	λ_{O_2}	λ_{CO_2}	λ_{H_2O}
$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
0,024	0,035	0,037	0,027	0,029

Dosazením dílčích součinitelů do rovnice (2.38) je získán výsledek:

$$\lambda_{spal} = 0,034 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dynamická viskozita spalin η [Pa·s] obdobně jako součinitel tepelné vodivosti je dána jednotlivými dynam. viskozitami η_i rovnicí (2.39) při střední teplotě spalin $t_m = 152,5$ °C [20].

$$\eta_{spal} = \frac{\sum_i x_i \cdot \sqrt{M_i} \cdot \eta_i}{\sum_i x_i \cdot \sqrt{M_i}} \quad (2.39)$$

Tab. 2-13 Dílčí dynam. viskozity η_i přepočtené na t_m lineární interpolací.

η_{Ar}	η_{N_2}	η_{O_2}	η_{CO_2}	η_{H_2O}
[Pa·s]	[Pa·s]	[Pa·s]	[Pa·s]	[Pa·s]
$2,963 \cdot 10^{-5}$	$2,249 \cdot 10^{-5}$	$2,641 \cdot 10^{-5}$	$2,025 \cdot 10^{-5}$	$1,428 \cdot 10^{-5}$

Následným dosazením do rovnice (2.39) získáme výsledek:

$$\eta_{spal} = 2,161 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Součinitel teplotní vodivosti je přímo úměrný součiniteli tepelné vodivosti a nepřímo úměrný měrné tepelné kapacitě c_p a hustotě spalin.

$$a_{spal} = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \quad (2.40)$$

$$a_{spal} = \frac{0,0034}{1411 \cdot 1,144} = 2,106 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výkon, který je odebírán spalinám v průběhu ochlazování ve výměníku, je dán rovnicí:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_{spal} \cdot c_p \cdot (t_{spal,in} - t_{spal,out}) \quad (2.41)$$

$$\dot{Q}_p = 0,013 \cdot 1411 \cdot (230 - 75) = 2843 \text{ W}$$

3 Návrh tepelného výměníku

3.1 Návrh teplovzdušného výměníku

V této kapitole budou popsány výpočty teplovzdušného výměníku, který bude napojen na kouřovod za krb nebo kamna v místnosti. Řešením bude trubkový výměník s přidavným vnějším podélným žebrováním ke zvýšení jeho výkonu. Pro výpočet tepelného výměníku spaliny–vzduch je nutné nejprve určit jednotlivé součinitele přestupu tepla, které jsou závislé na geometrii. Výpočet tedy bude proveden iterační metodou.

3.1.1 Součinitel přestupu tepla uvnitř výměníku

Přestup tepla lze stanovit několika metodami, v této kapitole bude použita metoda podobnosti pro nucenou konvekci. Nejprve je nutné spočítat Reynoldsovo podobnostní číslo, které závisí na rychlosti proudění, kinematické viskozitě spalin a geometrii výměníku.

$$w_{spal} = \frac{\dot{m}_{spal}}{\pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \cdot \rho_{spal}} \quad (3.1)$$

$$v_{spal} = \frac{\eta_{spal}}{\rho_{spal}} \quad (3.2)$$

$$Re = \frac{w_{spal} \cdot d_1}{v_{spal}} \quad (3.3)$$

\dot{m}_{spal} – hmotnostní tok spalin, [kg/s]

w_{spal} – rychlost proudění spalin, [m/s]

ρ_{spal} – hustota spalin, [kg/m³]

v_{spal} – kinematická viskozita, [m²·s]

η_{spal} – dynamická viskozita, [Pa·s]

Re – Reynoldsovo číslo spalin, [-]

d_1 – vnitřní průměr potrubí, [m]

Dále je potřeba spočítat Prandtlovo číslo a Nusseltovo číslo. Pro výpočet Nusseltova čísla budou použity koeficienty podle literatury [21].

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta_{spal}}{\lambda_{spal}} \quad (3.4)$$

$$Nu = C_1 \cdot Re^{m_1} \cdot Pr^{n_1} \quad (3.5)$$

$$C_1 = 0,023 \quad m_1 = 0,8 \quad n_1 = 0,4$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_{spal}}{d_1} \quad (3.6)$$

c_p – měrná tepelná kapacita spalin za konstantního tlaku, [J/kg·K]

α_1 – součinitel přestupu tepla uvnitř výměníku, [W/m²·K]

Nu – Nusseltovo číslo spalin, [-]

Pr – Prandtlovo číslo spalin, [-]

λ_{spal} – součinitel tepelné vodivosti spalin, [W/m·K]

3.1.2 Součinitel přestupu tepla vně výměníku

Přestup tepla vně výměníku bude také počítán metodou podobnostních čísel pro nucenou konvekci použitím Reynoldsova, Nusseltova a Prandtlova čísla. Koeficienty pro výpočet Nusseltova čísla jsou převzaty z literatury [1]. Vlastnosti vzduchu v místnosti při 15 °C jsou převzaty ze zdroje [18].

$$Re_{vz} = \frac{w_{vz} \cdot L_0}{\nu_{vz}} \quad (3.7)$$

$$C_2 = 0,664 \quad m_2 = 0,5 \quad n_2 = 0,33$$

$$Nu_{vz} = C_2 \cdot Re_{vz}^{m_2} \cdot Pr_{vz}^{n_2} \quad (3.8)$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{vz} \cdot \lambda_{vz}}{L_0} \quad (3.9)$$

Re_{vz} – Reynoldsovo číslo vzduchu, [-]

w_{vz} – rychlost vzduchu kolem výměníku, [m/s]

ν_{vz} – kinematická viskozita vzduchu, [m²·s]

L_0 – délka potrubí, resp. žebra, [m]

Nu_{vz} – Nusseltovo číslo vzduchu, [-]

Pr_{vz} – Prandtlovo číslo vzduchu, [-]

α_2 – součinitel přestupu tepla vně výměníku, [W/m²·K]

3.1.3 Konstrukce žebrovaného výměníku

Tato podkapitola se bude zabývat samotným návrhem a sestavením rovnic pro výpočet geometrie výměníku podle literatury [22].

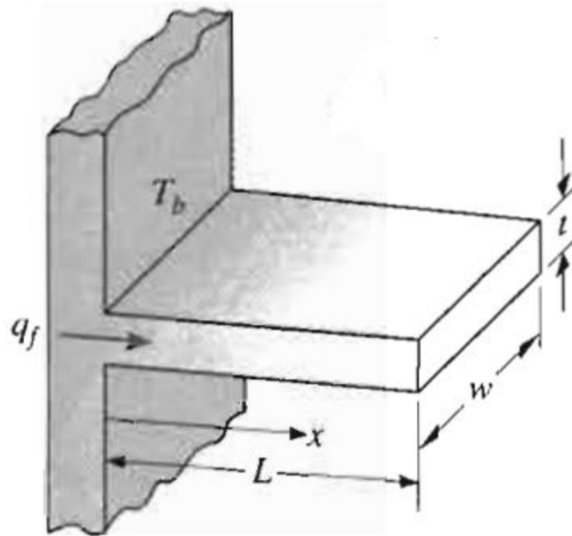
Pro správné určení geometrie žebrování je nejdříve nutné určit tzv. účinnost žebrování, protože každý materiál má jistý odpor vůči vedení tepla a s rostoucí vzdáleností od základny (resp. od povrchu trubky výměníku) klesá teplota, a tedy i tepelný tok.

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{f,max}} \quad (3.10)$$

\dot{Q}_f – tepelný výkon procházející skrze žebro, [W]

$\dot{Q}_{f,max}$ – maximální tepelný výkon, kdyby žebro dosáhlo teploty jako základna, [W]

Žebrování bude mít podobu podélných desek připevněných k povrchu trubky. Pro výpočet se bude uvažovat model desky s konstantním průřezem vystupující ze stěny, viz Obr. 3-1, protože stěnu v tomto případě lze považovat za velmi malou část trubky.



Obr. 3-1 Model žebra vystupující ze stěny [22].

- t – tloušťka žebra, [m]
- w – délka žebra, [m]
- L – výška žebra, [m]
- T_b – povrchová teplota potrubí, [°C]

Pro výpočet tepelného toku \dot{Q}_f a $\dot{Q}_{f,max}$ je ještě nutné spočítat teplotu povrchu potrubí T_b a to podle vztahu:

$$T_b = - \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot A_1} + \frac{S_t}{A_S \cdot \lambda_{ocel}} \right) \cdot \dot{Q}_p + T_m \quad (3.11)$$

A_1 – Obsah vnitřní plochy potrubí, [m²]

$$A_1 = \pi \cdot d_1 \cdot L_0 \quad (3.12)$$

$\frac{S_t}{A_S}$ – Geometrický koeficient vyjadřující válcovou stěnu, [1/m]

$$\frac{S_t}{A_S} = \frac{\ln \left(\frac{\frac{d_0}{2}}{\frac{d_1}{2}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot L_0} \quad (3.13)$$

λ_{ocel} – Součinitel tepelné vodivosti oceli, ze které je výměník vyroben, [W/m·K]
 Q – Tepelný výkon vycházející z ochlazení spalín, [W]
 T_m – Střední teplota spalín, [°C]

Pro další výpočty bude použita substituce $\theta_b = T_b - T_c$, kde T_c je teplota okolí, [°C].

$$\dot{Q}_f = \sqrt{\alpha_2 \cdot P \cdot \lambda_{ocel} \cdot A_c} \cdot \theta_b \cdot \frac{\sinh(m \cdot L) + \frac{\alpha_2}{m \cdot \lambda_{ocel}} + \cosh(m \cdot L)}{\cosh(m \cdot L) + \frac{\alpha_2}{m \cdot \lambda_{ocel}} + \sinh(m \cdot L)} \quad (3.14)$$

Kde m je substituční člen a je roven $m = \sqrt{\frac{\alpha_2 \cdot P}{\lambda_{ocel} \cdot A_c}}$, [1/m]

Kde A_c a P vycházejí z geometrie.

$$A_c = w \cdot t \quad [m^2] \quad (3.15)$$

$$P = 2 \cdot w \quad [m] \quad (3.16)$$

Maximální tepelný výkon, který by bylo možné vést, kdyby žebro mělo stejnou teplotu jako základna, je dán rovnicí (3.17).

$$\dot{Q}_{f,max} = \alpha_2 \cdot A_f \cdot \theta_b \quad (3.17)$$

Kde A_f je taktéž dáno geometrií.

$$A_f = 2 \cdot w \cdot \left(L + \frac{t}{2}\right) \quad [m^2] \quad (3.18)$$

Dosazením rovnic (3.14) a (3.17) do (3.10) platí pro účinnost žebrování:

$$\eta_f = \sqrt{\frac{\lambda_{ocel} \cdot t}{2 \cdot \alpha_2}} \cdot \frac{1}{L + \frac{t}{2}} \cdot \frac{\sinh(m \cdot L) + \frac{\alpha_2}{m \cdot \lambda_{ocel}} + \cosh(m \cdot L)}{\cosh(m \cdot L) + \frac{\alpha_2}{m \cdot \lambda_{ocel}} + \sinh(m \cdot L)} \quad (3.19)$$

Se znalostí účinnosti žebrování lze výsledný výkon vypočítat ze součinu součinitele přestupu tepla, ploch a rozdílu teplot.

$$\dot{Q}_{1v} = \alpha_2 \cdot (N \cdot \eta_f \cdot A_f + A_b) \cdot (T_b - T_c) \quad (3.20)$$

Kde A_b – plocha povrchu trubky s odečtením žeber, [m²]

$$A_b = d_0 \cdot \pi \cdot L_0 - N \cdot L_0 \cdot t \quad (3.21)$$

3.1.4 Shrnutí vstupních a výstupních údajů

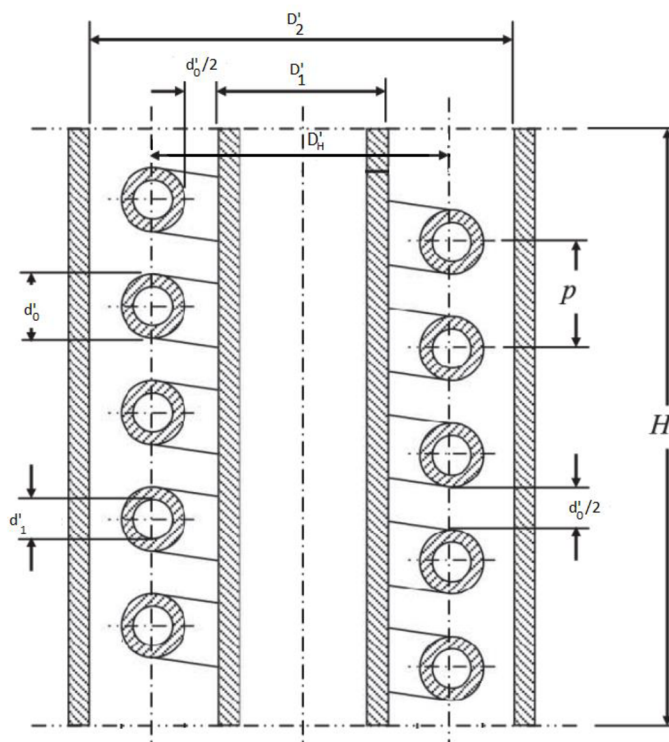
Tab. 3-1 Souhrnná tabulka pro teplovzdušný výměník

Geometrie výměníku				
Délka výměníku		L_0	5000	[mm]
Vnější průměr	-	d_0	50	[mm]
Vnitřní průměr	-	d_1	47	[mm]
Výška žeber	-	L	100	[mm]
Tloušťka žeber	-	t	2	[mm]
Počet žeber	-	N	72	[-]
Délka žeber	-	w	5000	[mm]
Obsah vnitřní plochy výměníku	(3.12)	A_1	0,738	[m ²]
Geometrický koeficient vyjadřující válcovou stěnu	(3.13)	$\frac{S_t}{A_S}$	0,002	[1/m]
Plocha jednoho žebra	(3.18)	A_f	1,01	[m ²]
Plocha povrchu trubky s odečtením žeber	(3.21)	A_b	0,065	[m ²]
Vstupní a výstupní hodnoty pro výpočet vnitřního součinitele přestupu tepla				
Hustota spalin	(2.34)	ρ_{spal}	1,144	[kg/m ³]
Hmotnostní tok spalin	(2.35)	\dot{m}_{spal}	0,013	[kg/s]
Rychlost spalin	(3.1)	w_{spal}	6,607	[m/s]
Dynamická viskozita	(2.39)	η_{spal}	$2,161 \cdot 10^{-5}$	[Pa·s]
Kinematická viskozita	(3.2)	ν_{spal}	$1,889 \cdot 10^{-5}$	[m ² /s]
Měrná tepelná kapacita spalin	(2.36)	c_p	1411	[J/kg·K]
Měrná tepelná vodivost spalin	(2.38)	λ_{spal}	0,034	[W/m·K]
Reynoldsovo číslo spalin	(3.3)	Re	$1,644 \cdot 10^4$	[-]
Prandtlovo číslo spalin	(3.4)	Pr	0,897	[-]
Nusseltovo číslo spalin	(3.5)	Nu	51,942	[-]
Vnitřní součinitel přestupu tepla	(3.6)	α_1	37,575	[W/m ² ·K]
Vstupní a výstupní hodnoty pro výpočet vnějšího součinitele přestupu tepla				
Rychlost vzduchu	-	w_{vz}	0,5	[m/s]
Měrná tepelná vodivost vzduchu	-	λ_{vz}	0,0253	[W/m·K]
Kinematická viskozita vzduchu	-	ν_{vz}	$14,89 \cdot 10^{-6}$	[m ² /s]
Prandtlovo číslo vzduchu	-	Pr_{vz}	0,71	[-]
Reynoldsovo číslo vzduchu	(3.7)	Re_{vz}	$1,679 \cdot 10^5$	[-]
Nusseltovo číslo vzduchu	(3.8)	Nu_{vz}	243	[-]
Vnější součinitel přestupu tepla	(3.9)	α_2	1,23	[W/m ² ·K]
Teplotní a energetické vstupy a výstupy				
Střední teplota spalin	(2.30)	t_m	152,5	[°C]
Měrná tepelná vodivost materiálu výměníku	-	λ_{ocel}	50	[W/m·K]
Teplota vnějšího povrchu trubky	(3.11)	T_b	49,9	[°C]
Okolní teplota	-	T_c	15	[°C]
Účinnost žeber	(3.19)	η_f	92,4	[%]
Požadovaný tepelný výkon	(2.41)	\dot{Q}_p	2 843	[W]
Dosažený tepelný výkon	(3.20)	\dot{Q}_{1v}	2 887	[W]

3.2 Návrh teplovodního výměníku

V této kapitole budou popsány výpočty teplovodního výměníku, který bude napojen na kouřovod za krbem nebo kamny.

Řešením bude HCHE (Helical Coil Heat Exchanger), tedy spirálovitý výměník v dvojitém tubusu. Návrh bude proveden pomocí literatury [23], [24] a [25]. Ve spirálovité trubce bude protékat ohříváné médium, voda, která bude příčně obtékána spalinami.



Obr. 3-2 Schéma HCHE [26].

Pro jeho výpočet bude nutné spočítat jednotlivé součinitele přestupu tepla, ty jsou však závislé na geometrii. Bude proto počítán iterační metodou.

Některé parametry geometrie jsou závislé a nebude možné je iteračně stanovit.

$$D'_2 = D'_1 + 4 \cdot d'_0 \quad (3.22)$$

$$D'_H = D'_1 + 2 \cdot d'_0 \quad (3.23)$$

$$p' = \frac{3}{2} \cdot d'_0 \quad (3.24)$$

D'_2 – Vnější průměr tubusu, [m]
 D'_1 – vnitřní průměr tubusu, [m]
 D'_H – průměr střednice spirály, [m]
 d'_0 – vnější průměr spirály, [m]
 p' – stoupání spirály, [m]

Voda protékající tepelným výměníkem je určena k topení a je ohřívána z teploty 60 °C na 80 °C.

3.2.1 Součinitel přestupu tepla uvnitř spirály

Přestup tepla lze stanovit různými metodami, v této kapitole bude použita metoda používající tzv. Colburn faktor jH . Pro jeho stanovení je nejprve nutné určit Reynoldsovo podobnostní číslo vycházející z průtokové rychlosti tekutiny uvnitř spirály. Dále je součinitel závislý na fyzikálních vlastnostech proudící tekutiny, které jsou závislé na teplotě. V tomto případě se jedná o vodu, jejíž vlastnosti budou počítány pro střední teplotu T_v [°C]. Fyzikální vlastnosti (hustota, měrná tepelná kapacita, Prandtlovo číslo, kinematická viskozita, součinitel tepelné vodivosti) pro tuto teplotu jsou převzaty ze zdroje [27].

$$T_v = \frac{T_{v.in} + T_{v.out}}{2} \quad (3.25)$$

$T_{v.in}$ – vstupní teplota vody, [°C]
 $T_{v.out}$ – výstupní teplota vody, [°C]

$$w_v = \frac{\dot{m}_v}{\pi \cdot \frac{d'_1}{4} \cdot \rho_v} \quad (3.26)$$

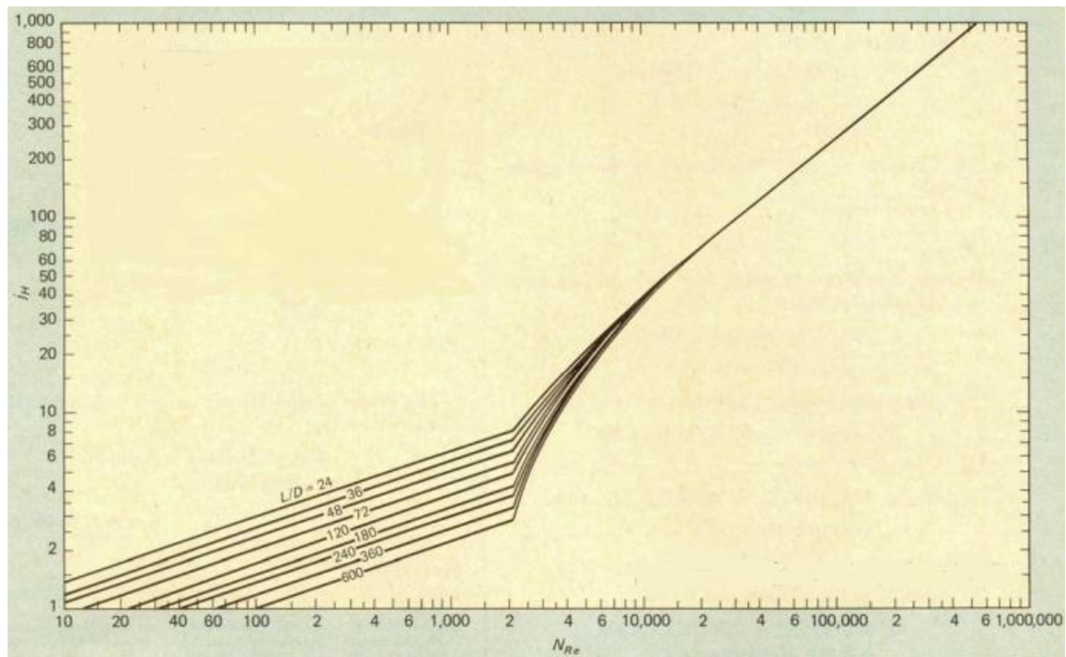
w_v – rychlost proudění vody, [m/s]
 d'_1 – vnitřní průměr spirály, [m]
 ρ_v – hustota vody při střední teplotě, [kg/m³]
 \dot{m}_v – hmotnostní průtok vody, [kg/s]

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_p}{(T_{v.out} - T_{v.in}) \cdot c_{p.v}} \quad (3.27)$$

$c_{p.v}$ – měrná tepelná kapacita vody při střední teplotě, [J/kg·K]
 \dot{Q}_{1p} – požadovaný tepelný výkon, [W]

$$Re_v = \frac{w_v \cdot d'_1}{\nu_v} \quad (3.28)$$

Re_v – Reynoldsovo podobnostní číslo vody, [-]
 ν_v – kinematická viskozita vody při střední teplotě, [m²/s]



Obr. 3-3 Závislost Colburn faktoru na Reynoldsově čísle [23].

Z hodnoty Reynoldsova čísla lze určit colburn faktor jH podle Obr. 3-3. Se znalostí colburn faktoru jH , Prandtlova čísla a součinitele tepelné vodivosti lze stanovit součinitel přestupu tepla pro přímou trubku.

$$\alpha_{3.1} = jH \cdot \frac{\lambda_v}{d'_1} \cdot Pr_v^{\frac{1}{3}} \quad (3.29)$$

Pro zakřivenou trubku je potřeba provést korekci:

$$\alpha_{3.2} = \alpha_{3.1} \cdot \left(1 + 3,5 \cdot \frac{d'_1}{D'_H}\right) \quad (3.30)$$

A ještě je nutné provést korekci pro stoupající trubku:

$$\alpha_3 = \alpha_{3.2} \cdot \frac{d'_1}{d'_0} \quad (3.31)$$

$\alpha_{3.1}$ – součinitel přestupu tepla pro přímou trubku, [J/kg·K]

$\alpha_{3.1}$ – korigovaný součinitel přestupu tepla, [J/kg·K]

α_3 – výsledný součinitel přestupu tepla na straně vody, [J/kg·K]

jH – colburn faktor, [-]

λ_v – součinitel tepelné vodivosti vody, [W/m·k]

Pr_v – Prandtlovo číslo vody, [-]

d'_1 – vnitřní průměr spirály, [m]

D'_H – průměr střednice spirály, [m]

3.2.2 Součinitel přestupu tepla vně spirály

V této kapitole bude počítán součinitel přestupu tepla na vnější straně spirály, na straně spalin. Bude počítán pomocí metody podobnostních čísel. Nejprve je nutné stanovit Reynoldsovo číslo závislé na rychlosti spalin.

$$w_4 = \frac{\dot{m}_{spal}}{\frac{\pi}{4} \cdot [(D_2^2 - D_1^2) - ((D_H + d_0)^2 - (D_H - d_0)^2)] \cdot \rho_{spal}} \quad (3.32)$$

w_4 – rychlost proudění spalin v nejužším místě, [m/s]

\dot{m}_{spal} – hmotnostní tok spalin, [kg/s]

ρ_{spal} – hustota spalin, [kg/m³]

D'_1 – vnitřní průměr tubusu, [m]

D'_2 – vnější průměr tubusu, [m]

D'_H – průměr střednice spirály, [m]

d'_0 – vnější průměr spirály, [m]

$$Re'_{sp} = \frac{w_4 \cdot De}{\nu_{spal}} \quad (3.33)$$

Re'_{sp} – Reynoldsovo číslo spalin, [-]

ν_{spal} – Kinematická viskozita spalin, [m²/s]

De' – ekvivalentní průměr tubusu, [m]

Protože spaliny proudí v mezitrubí a kolem spirálovité trubky, je potřeba ještě stanovit ekvivalentní průměr, který vyvolá stejné podmínky proudění.

$$De' = \frac{((D'_2 - D'_1) \cdot p - d'_0 \cdot \sqrt{(\pi \cdot D'_H)^2 + p'^2}) \cdot \frac{1}{4}}{d'_0 \cdot \sqrt{(\pi \cdot D'_H)^2 + p'^2}} \quad (3.34)$$

Dalším krokem je stanovení Nusseltova čísla pomocí Reynoldsova a Prandtlova čísla.

$$Nu'_{sp} = 0,6 \cdot Re'^{0,5}_{sp} \cdot Pr'^{0,31}_{sp} \quad (3.35)$$

Nyní je již možné vyjádřit součinitele přestupu tepla.

$$\alpha_4 = \frac{Nu'_{sp} \cdot \lambda_{spal}}{De'} \quad (3.36)$$

Nu'_{sp} – Nusseltovo číslo spalin, [-]
 Pr_{sp} – Prandtlovo číslo spalin, [-]
 λ_{spal} – součinitel tepelné vodivosti spalin, [W/m·K]
 α_4 – součinitel přestupu na straně spalin, [J/kg·K]

3.2.3 Konstrukce Helical Coil Heat Exchanger

Tato kapitola se bude zabývat sestavením rovnic, jejichž výsledkem bude geometrie, která zajistí požadovaný tepelný výkon \dot{Q}_{1p} . Prvním krokem bude určení celkového součinitele prostupu tepla U , který je dán vztahem.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_4} + \frac{X}{\lambda_{ocel}} \quad (3.37)$$

Pro další výpočty je nutné určit, jaký bude vzájemný směr proudění tekutin, protože to má velký vliv na předání tepla. Bude tedy použita metoda LMTD. K účinnějšímu přenosu tepla dochází při použití protiproudu, a teplotní spád ΔT je tak dán následující rovnicí.

$$\Delta T = \frac{(T_{spal.out} - T_{v.in}) - (T_{spal.in} - T_{v.out})}{\ln\left(\frac{T_{spal.out} - T_{v.in}}{T_{spal.in} - T_{v.out}}\right)} \quad (3.38)$$

$T_{spal.in}$ – teplota spalin na vstupu, [°C]
 $T_{spal.out}$ – teplota spalin na výstupu, [°C]
 $T_{v.in}$ – teplota vody na vstupu, [°C]
 $T_{v.out}$ – teplota vody na výstupu, [°C]

Rovnice pro přenos tepla vychází ze součinitele prostupu tepla U , teplosměnné plochy A a teplotního spádu ΔT .

$$\dot{Q}_p = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.39)$$

Nyní lze z rovnice (3.39) vyjádřit teplosměnnou plochu A

$$A = \frac{\dot{Q}_p}{U \cdot \Delta T} \quad (3.40)$$

Při stanovení vstupních parametrů průměru spirály d'_0 a vnitřního průměru tubusu D'_1 a při stanovení počtu otočení N' jako výstupu, platí rovnice (3.41).

$$N' = \frac{A}{\pi \cdot d'_0 \cdot \sqrt{(\pi \cdot D'_H)^2 + p'^2}} \quad (3.41)$$

Protože počet otočení spirály N' byl při iteracích zaokrouhlen na celá čísla pro jednodušší konstrukci, je dosažený výkon odlišný tomu požadovanému. Pro dosažený výkon tedy platí následující rovnice.

$$\dot{Q}_{2v} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.42)$$

Výslednou délku výměníku lze stanovit podle vztahu:

$$H' = (N' + 1) \cdot p' \quad (3.43)$$

3.2.4 Shrnutí vstupních a výstupních údajů

Tab. 3-2 Souhrnná tabulka pro teplovodní výměník

Geometrie výměníku				
Výsledná výška	(3.43)	H'	558	[mm]
Vnitřní průměr tubusu	-	D'_1	240	[mm]
Vnější průměr tubusu	(3.22)	D'_2	288	[mm]
Průměr střednice spirály	(3.23)	D'_H	264	[mm]
Tloušťka stěny tubusu	-	B'	5	[mm]
Vnitřní průměr spirály	-	d'_1	8	[mm]
Vnější průměr spirály	-	d'_0	12	[mm]
Tloušťka stěny spirály	-	X	2	[mm]
Stoupání spirály	(3.24)	p'	18	[mm]
Ekvivalentní průměr tubusu	(3.34)	De'	8,46	[mm]
Počet otočení spirály	(3.41)	N'	30	[-]
Vstupní a výstupní hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody				
Střední teplota vody	(3.25)	T_v	70	[°C]
Hustota vody	-	ρ_v	977,7	[kg/m ³]
Měrná tepelná kapacita vody	-	$c_{p,v}$	4187	[J/kg·K]
Prandtlovo číslo vody	-	Pr_v	2,55	[-]
Kinematická viskozita vody	-	ν_v	0,415·10 ⁻⁶	[m ² /s]
Součinitel tepelné vodivosti vody	-	λ_v	0,668	[W/m·K]
Hmotnostní tok vody	(3.27)	\dot{m}_v	0,034	[kg/s]
Rychlost proudění vody	(3.26)	w_v	0,691	[m/s]
Reynoldsovo číslo vody	(3.28)	Re_v	13 317	[-]
Colburn faktor	-	jH	48	[-]
Základní součinitel přestupu tepla	(3.29)	$\alpha_{3,1}$	5 475,7	[W/m ² ·K]
Korigovaný součinitel přestupu tepla	(3.30)	$\alpha_{3,2}$	6 056,5	[W/m ² ·K]
Výsledný součinitel přestupu tepla	(3.31)	α_3	4 037,7	[W/m ² ·K]
Vstupní a výstupní hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalín				
Hustota spalín	(2.34)	ρ_{spal}	1,144	[kg/m ³]
Hmotnostní tok spalín	(2.35)	\dot{m}_{spal}	0,013	[kg/s]
Rychlost proudění spalín	(3.32)	w_4	1,152	[m/s]
Kinematická viskozita spalín	(3.2)	ν_{spal}	1,889·10 ⁻⁵	[m ² /s]
Prandtlovo číslo spalín	(3.4)	Pr	0,897	[-]
Reynoldsovo číslo spalín	(3.33)	Re'_{sp}	515,621	[-]
Nusseltovo číslo spalín	(3.35)	Nu'_{sp}	13,172	[-]
Tepelná vodivost spalín	(2.38)	λ_{spal}	0,034	[W/m·K]
Součinitel přestupu tepla	(3.36)	α_4	52,96	[W/m ² ·K]
Tepelné a energetické vstupy a výstupy				
Teplota spalín na vstupu	-	$T_{spal.in}$	230	[°C]
Teplota spalín na výstupu	-	$T_{spal.out}$	75	[°C]
Teplota vody na vstupu	-	$T_{v.in}$	60	[°C]
Teplota vody na výstupu	-	$T_{v.out}$	80	[°C]
Teplotní spád	(3.38)	ΔT	58,63	[°C]
Součinitel prostupu tepla	(3.37)	U	52,17	[W/m ² ·K]
Požadovaný tepelný výkon	(2.41)	\dot{Q}_p	2 843	[W]
Dosažený tepelný výkon	(3.42)	\dot{Q}_{2v}	2 870	[W]

ZÁVĚR

Teplu obsažené ve spalinách představuje potenciální dodatečný zdroj energie určené pro vytápění domácnosti. Odebráním tohoto tepla lze zvýšit účinnost topného systému.

V této práci bylo nejprve spočítáno množství vznikajících spalin a s tím i spojené množství potřebného vzduchu pomocí stechiometrických rovnic. Na zřetel byla brána vlhkost vzduchu a součinitel přebytku vzduchu. Podle složení výsledných spalin byly následně určeny jejich fyzikální vlastnosti za předpokladu, že se jedná o směs ideálních plynů.

Následně byly provedeny dva tepelné výpočty výměníku pro dvě teponosná média – pro vzduch a vodu. Navrženy byly tak, aby spaliny byly ochlazený z 230 na 75 °C, tedy tak aby nedocházelo ke kondenzaci vodních par. Ochlazení na tuto teplotu odpovídá tepelnému výkonu $\dot{Q}_p = 2843 \text{ W}$.

První výměník, teplovzdušný, byl navržen jako potrubí s vnějšími podélnými žebry pro zvýšení teplosměnné plochy. Protože žebrování nemůže kvůli odporu vůči vedení tepla dosáhnout stejné teploty jako samotné potrubí, je jeho účinnost snížena na hodnotu, kterou bylo potřeba stanovit. Výhodou tohoto řešení je snadná výroba, montáž i údržba. Teplu předává pouze do svého okolí, a může tak způsobit nadměrné víření vzduchu. To však může mít negativní vliv na lidi trpící astmatem nebo jinými dýchacími potížemi.

Druhý výměník, teplovodní, byl navržen jako šroubovitě vinutá trubka v dvojitém tubusu, resp. Helical – Coil Heat Exchanger (HCHE). Při výpočtu byla použita metoda LMTD, kdy byla voda ve spirále ohřáta z 60 na 80 °C. Pro LMTD metodu byl uplatněn předpoklad zapojení do protiproudu. Výhodou je možnost dodávat teplo do celé domácnosti skrze ústřední topení. Protože má velmi malý vliv na okolní prostředí, lze jej tak schovat za krycí panel do zdi. Nevýhodou je složitější konstrukce, údržba a montáž, protože se musí napojit na potrubí ústředního topení.

Z dat v Tab. 3-1 a Tab. 3-2 lze porovnat výsledné geometrické rozměry, jakých bylo při výpočtech dosaženo. Teplovzdušný výměník pro požadovaný výkon dosahuje délky 5 m při průměru 50 mm a výšky žebra 100 mm. Vzhledem k dlouhému rozměru je tento výměník vhodný spíše do chatových staveb, kde místnost s krbem je dominantní místností a mají dostatečně vysoké stropy. Také by bylo možné výměník zkrátit a zapojit jich více paralelně vedle sebe tak, aby celková délka byla 5 m. V takovém případě by jej bylo možné použít i v rodinném domě. Teplovodní výměník na druhou stranu dosahuje výrazně menších rozměrů. Pro daný výkon činí výška 0,56 m a v průměru 0,3 m, zdá se tedy, že je účinnější než výměník teplovzdušný. Se svými rozměry je tak vhodný do rodinného domu, avšak jeho instalace může být obtížnější.

Výpočty byly provedeny pomocí odborné literatury, avšak bylo aplikováno několik zjednodušení. Spaliny byly považovány za směs ideálních plynů a došlo k zanedbání usazování nečistot, které by snížily výsledný součinitel prostupu tepla.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání třetí. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o. Brno, 2019, 131 stran : černobílé ilustrace. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [2] *Výměníky tepla* [online]. [cit. 2021-03-23]. Dostupné z: http://www.madlenkapluje.cz/attachment/HISTORIE/vypocet_vymeniku.pdf
- [3] *Ústav chemického inženýrství - Tepelné výměníky* [online]. [cit. 2021-05-12]. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/uchi/echi/vt/index.html>
- [4] *Výměníky tepla v energetice* [online]. [cit. 2021-03-23]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/PRO1-návrh-výměníku.pdf>
- [5] *Aktuální vývoj tepelných výměníků tepla* [online]. [cit. 2021-03-23]. Dostupné z: https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Czech_Republic/T2.2-2_Recent_development_of_heat_exchangers.pdf
- [6] *ŽEBROVANÉ TRUBKY ŽABA* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <http://www.zebrovanetrubky.cz/index.php?nid=10865&lid=cs&oid=2563161>
- [7] *DASAL MORAVA s.r.o.* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <http://www.dasal.cz/produkty/deskove-vymeniky-tepla/>
- [8] *AAA Kominy* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.aakominy.cz/vymeniky-tepla>
- [9] *Kamnárna* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.kamnarna.cz/Teplovzdušny-vymenik-ALFA-120-2mm-d680.htm>
- [10] *AmetalTop* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.ametaltop.cz/informace-1>
- [11] *DUFA komfort vytápění* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.dufakamna.cz/vymeniky-tepla-spalinovy>
- [12] *KOUROVODYCZ* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.kourovodycz.cz/www-kourovodycz-cz/eshop/2-1-Teplovzdušne-vymeniky>
- [13] *Komnářství Tomáš Jira* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.tomasjira.cz/zpusoby-vytapeni/>
- [14] *Úvod do teorie spalování tuhých paliv* [online]. [cit. 2021-03-23]. Dostupné z: <https://vec.vsb.cz/export/sites/vec/.content/galerie-souboru/194-spalovani-tuhych-paliv-1.pdf>
- [15] *Periodická soustava prvků* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://periodicka-tabulka.cz>
- [16] *Spalování paliv* [online]. [cit. 2021-03-23]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/VTK-pr5-text.pdf>
- [17] SKÁLA, Zdeněk a Tadeáš OCHODEK. *Energetické parametry biomasy: projekt*. 1. vyd. Brno: VUT Fakulta strojního inženýrství, 2007, 91 s. ISBN 978-80-214-3493-6.
- [18] *Tzbinfo* [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/74-slozeni-atmosferickeho-vzduchu>

- [19] EJMAFLEX [online]. [cit. 2021-03-09]. Dostupné z: <https://www.maflex.cz/technicka-pomoc/parni-tabulky-0-84-bar/>
- [20] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Vyd. 1. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 213 s. : tab., grafy ; 29 cm. ISBN 80-214-0160-5.
- [21] *Sdílení tepla* [online]. [cit. 2021-04-12]. Dostupné z: <https://old.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.ulohy.k11.sdileni.tepla.pdf>
- [22] INCROPERA, Frank P., Theodore L. BERGMAN, Adrienne S. LAVINE a David P. DEWITT. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Šesté. John Wiley & Sons, 2006. ISBN 0-471-76115-X.
- [23] KERN, Donald Q. *Process Heat Transfer*. INTERNATIONAL STUDENT EDITION. Case Institute of Technology: MCGRAW-HILL INTERNATIONAL BOOK COMPANY, 1950. ISBN 0-07-085353-3.
- [24] PATIL, Ramachandra K., B.W. SHENDE a Prasanta K. GOSH. Designing a helical-coil heat exchanger. *Chemical Engineering*. 1982, , 85-88.
- [25] SIKANDAR, Usman M. Design of Helical Coil Heat Exchanger for a mini powerplant. *International Journal of Scientific and Engineering Research*. 2019, , 303-313. ISSN 2229-5518. Dostupné z: doi:10.14299/ijser.2019.12
- [26] KABEEL, Abd Elnaby, S.A. EL-AGOUZ a Emad M. S. EL-SAID. A theoretical study of Cu-H₂O nano-fluid effect on heat transfer enhancement of solar water heater. *International Journal of Ambient Energy*. 2015, , 286-294. Dostupné z: doi:10.1080/01430750.2015.1086674
- [27] *Tepelné vlastnosti vody - tzbinfo* [online]. [cit. 2021-05-11]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/7-tepelne-vlastnosti-vody-pri-tlaku-nasyceni>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Symbol	Veličina	Jednotka
m_C	Množství uhlíku C v bukovém dřevě	kg/kg _{spal}
m_S	Množství síry S v bukovém dřevě	kg/kg _{spal}
m_H	Množství vodíku H v bukovém dřevě	kg/kg _{spal}
m_O	Množství kyslíku O v bukovém dřevě	kg/kg _{spal}
m_N	Množství dusíku N v bukovém dřevě	kg/kg _{spal}
m_{H_2O}	Množství vody H_2O v bukovém dřevě	kg/kg _{spal}
$v_{O_2,t}$	Mínimální objem kyslíku O_2	m ³ /kg
$v_{O_2,C}$	Objem kyslíku potřebného pro spálení 1 kg uhlíku	m ³ /kg
$v_{O_2,H}$	Objem kyslíku potřebného pro spálení 1 kg vodíku	m ³ /kg
$v_{O_2,S}$	Objem kyslíku potřebného pro spálení 1 kg síry	m ³ /kg
v_{O_2}	Objem 1 kg kyslíku	m ³ /kg
$v_{vz,t}^S$	Teoretický objem suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva	m ³ /kg
$v_{vz,sk}^S$	Skutečný objem suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva	m ³ /kg
χ_v	Součinitel vzdušné vlhkosti	-
φ	Relativní vlhkost vzduchu	%
p''	Parciální tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě	MPa
p_c	Celkový tlak (Atmosférický)	MPa
$v_{vz,sk}$	Skutečný objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva	m ³ /kg
$v_{spal,t}^S$	Teoretický objem suchých spalín z 1 kg paliva	m ³ /kg
v_{CO_2}	Objem CO_2 ve spalínách z 1 kg paliva a ze spal. suchého vzduchu	m ³ /kg
v_{SO_2}	Objem SO_2 ve spalínách z 1 kg paliva	m ³ /kg
v_{N_2}	Objem N_2 ve spalínách z 1 kg paliva a ze spal. suchého vzduchu	m ³ /kg
v_{Ar}	Objem Ar a ostatních vzácných plynů ve spal. suchém vzduchu	m ³ /kg
C_{CO_2}	Hmotnostní podíl plynu CO_2 v atmosféře	-
C_{N_2}	Hmotnostní podíl plynu N_2 v atmosféře	-
C_{Ar}	Hmotnostní podíl plynu Ar a ostatních vzácných plynů v atmos.	-
C_O	Hmotnostní podíl plynu O_2 v atmosféře	-
v_{H_2O}	Objem vody ve spalínách z 1 kg paliva	m ³ /kg
$v_{spal,t}$	Teoretický objem vlhkých spalín z 1 kg paliva	m ³ /kg
$v_{spal,sk}$	Skutečný objem vlhkých spalín	m ³ /kg
$v_{CO_2,sk}$	Skutečný objem CO_2 ve spalínách	m ³ /kg
$v_{SO_2,sk}$	Skutečný objem SO_2 ve spalínách	m ³ /kg
$v_{N_2,sk}$	Skutečný objem N_2 ve spalínách	m ³ /kg
$v_{Ar,sk}$	Skutečný objem Ar ve spalínách	m ³ /kg
$v_{O_2,sk}$	Skutečný objem O_2 ve spalínách	m ³ /kg
χ_{vi}	Objemový zlomek i -té složky	-
χ_i	Molární zlomek i -té složky	-
$t_{spal.in}$	Vstupní teplota spalín	°C
p_a	Atmosférický tlak	bar
t_{rb}	Teplota rosného bodu spalín	°C
$t_{spal.out}$	Výstupní teplota spalín	°C
t_m, T_m	Střední teplota spalín	°C, K
$v_{spal,T}$	Měrný objem spalín přepočten na střední teplotu spalín	m ³ /kg

M	Střední zdánlivá molová hmotnost spalin	kg/mol
r_{spal}	Měrná plynová konstanta spalin	J/kg·K
R_m	Molární plynová konstanta	J/mol·K
ρ_{spal}	Hustota spalin	kg/m ³
\dot{m}_{pal}	Rychlost spalování paliva	kg/s
\dot{m}_{spal}	Hmotnostní tok spalin	kg/s
c_p	Měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	J/kg·K
λ_{spal}	Součinitel tepelné vodivosti spalin	W/ m·K
η_{spal}	Dynamická viskozita	Pa·s
α_{spal}	Součinitel teplotní vodivosti	m ² /s
ν_{spal}	Kinematická viskozita	m ² /s
\dot{Q}_p	Potřebný tepelný výkon	W
Veličiny teplovzdušného výměníku		
d_1	Vnitřní průměr potrubí	m
w_{spal}	Rychlost proudění spalin	m/s
Re	Reynoldsovo číslo spalin	-
Pr	Prandtlovo číslo spalin	-
Nu	Nusseltovo číslo spalin	-
α_1	Součinitel přestupu tepla na straně spalin	W/ m ² ·K
Re_{vz}	Reynoldsovo číslo vzduchu	-
w_{vz}	Rychlost proudění vzduchu	m/s
ν_{vz}	Kinematická viskozita vzduchu	m ² /s
$L_{0,W}$	Délka potrubí, délka žeber	M
Pr_{vz}	Prandtlovo číslo spalin	-
Nu_{vz}	Nusseltovo číslo vzduchu	-
α_2	Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu	W/ m ² ·K
η_f	Účinnost žebrování	%
\dot{Q}_f	Tepelný výkon procházející skrze žebro	W
$\dot{Q}_{f,max}$	Maximální tepelný výkon, kterého by žebro mohlo dosáhnout při teplotě základny	W
L	Výška žeber	M
t	Tloušťka žeber	m
T_b	Teplota trubky na povrchu	°C
A_1	Obsah vnitřní plochy potrubí	m ²
$\frac{S_t}{A_s}$	Geometrický koeficient vyjadřující válcovou stěnu	1/m
λ_{ocel}	Součinitel tepelné vodivosti materiálu (nerezová ocel)	W/m·K
A_c	Geometrický koeficient plochy žebra	m ²
P	Geometrický koeficient délky žebra	m
A_f	Plocha jednoho žebra	m ²
N	Počet žeber	-
T_c	Teplota vzduchu v místnosti	°C
A_b	Plocha povrchu trubky s odečtením žeber	m ²
\dot{Q}_{1v}	Dosažený tepelný výkon	W
Veličiny teplovodního výměníku		
D'_2	Vnější průměr tubusu	m
D'_1	Vnitřní průměr tubusu	m

d'_0	Vnější průměr spirály	m
d'_1	Vnitřní průměr spirály	m
D'_H	Průměr střednice spirály	m
p'	Stoupání spirály	m
$T_{v.in}$	Teplota vody na vstupu	°C
$T_{v.out}$	Teplota vod na výstupu	°C
T_v	Střední teplota vody	°C
w_v	Rychlost proudění vody	m/s
\dot{m}_v	Hmotnostní průtok vody	kg/s
ρ_v	Hustota vody	kg/m ³
$c_{p.v}$	Měrná tepelná kapacita vody	J/kg·K
Re_v	Reynoldsovo číslo vody	-
ν_v	Kinematická viskozita vody	m ² /s
jH	Colburn faktor	-
Pr_v	Prandtlovo číslo vody	-
λ_v	Součinitel tepelné vodivosti	W/ m·K
$\alpha_{3.1}$	Součinitel přestupu tepla na straně vody pro přímou trubku	W/ m ² ·K
$\alpha_{3.2}$	Korigovaný součinitel přestupu tepla	W/ m ² ·K
α_3	Výsledný součinitel přestupu tepla	W/ m ² ·K
w_4	Rychlost proudění spalín	m/s
Re'_{sp}	Reynoldsovo číslo spalín	-
De'	Ekvivalentní průměr tubusu	m
Nu'_{sp}	Nusseltovo číslo spalín	-
B'	Tloušťka stěny tubusu	m
α_4	Součinitel přestupu tepla na straně spalín	W/ m ² ·K
X	Tloušťka spirály	m
U	Součinitel prostupu tepla	W/ m ² ·K
A	Teplosměnná plocha výměníku	m ²
N'	Počet otočení spirály	-
ΔT	Tepelný spád	°C
\dot{Q}_{2v}	Dosažený tepelný výkon	W

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Zobrazení jednotlivých pracovních pochodů [1].	12
Obr. 1-2 Porovnání souproudu a protiproudu [3].	13
Obr. 1-3 Trubkový rekuperační výměník se dvěma druhy přepážek [4].	14
Obr. 1-4 Výměník s U-trubkami [5].	15
Obr. 1-5 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [4].	15
Obr. 1-6 Trubka s vnějším žebrováním [6].	16
Obr. 1-7 Kanály L, M a H [1].	17
Obr. 1-8 Schéma deskového výměníku [7].	17
Obr. 1-9 Přehled dnes používaných spalinových teplovzdušných výměníků.	18
Obr. 3-1 Model žebra vystupující ze stěny [22].	30
Obr. 3-2 Schéma HCHE [26].	33
Obr. 3-3 Závislost Colburn faktoru na Reynoldsově čísle [23].	35

SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Tabulka prvkového složení bukového dřeva [17].	19
Tab. 2-2 Prvkové složení v kg na kg bukového dřeva [17].	19
Tab. 2-3 Potřebné množství O_2 a množství vzniklého CO_2 .	20
Tab. 2-4 Potřebné množství O_2 a množství vzniklého SO_2 .	20
Tab. 2-5 Potřebné množství O_2 a množství vzniklého H_2O .	20
Tab. 2-6 Množství vzniklého N_2 .	20
Tab. 2-7 Tabulka závislosti parciálního tlaku vodní páry na teplotě [16].	21
Tab. 2-8 Souhrn vypočítaných skutečných měrných objemů.	24
Tab. 2-9 Přehled výsledků z rovnice (2.28).	24
Tab. 2-10 Přehled výsledků z rovnice (2.37).	26
Tab. 2-11 Výsledky jednotlivých polynomů.	26
Tab. 2-12 Dílčí součinitelé tepelné vodivosti λ_i přepočtené na t_m lineární interpolací.	26
Tab. 2-13 Dílčí dynam. viskozity η_i přepočtené na t_m lineární interpolací.	27
Tab. 3-1 Souhrnná tabulka pro teplovzdušný výměník	32
Tab. 3-2 Souhrnná tabulka pro teplovodní výměník	39

SEZNAM PŘÍLOH

1. Výkres teplovzdušného výměníku
2. Výkres teplovodního výměníku