



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH REKUPERAČNÍHO OHŘÍVÁKU SPALINY-VZDUCH

THE DESIGN OF THE RECUPERATIVE HEATER FLUE GAS - AIR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Procházka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Milčák

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Tomáš Procházka
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Energetika, procesy a životní prostředí
Vedoucí práce:	Ing. Pavel Milčák
Akademický rok:	2017/18

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 rekuperačního ohříváku spaliny–vzduch

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla slouží k přenosu teplené energie mezi jednotlivými pracovními médii. V tomto případě se jedná o rekuperační výměník tepla, který využívá energii spalin vystupujících ze sušky k ohřevu vzduchu pro technologii zplyňování.

Cíle bakalářské práce:

- popis výměníků tepla
- návrh koncepčního řešení výměníku
- tepelně hydraulický výpočet výměníku
- základní konstrukční návrh výměníku

Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2013, 119 stran : ilustrace. ISBN 978-80-214-4770-7.

KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s. : il. ISBN 0-8247-9787-6.

ŠORIN, S. N., S.N ŠORIN, Radko HEJZLAR a Rudolf MATHON. Sdílení tepla. Praha : Bratislava: SNTL - Nakladatelství technické literatury ; Nakladatelství ALFA, 1968, 398 s. : il., tabulky, grafy.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. : obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

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 tepelně-hydraulický výpočet rekuperačního ohříváku spaliny-vzduch. Konstrukčně se jedná o výměník se svazkem trubek v plášti. Práce je rozdělena na dvě části. První část seznamuje s nejčastějšími typy výměníků a jejich využití. Zároveň obsahuje popis základních metod a rovnic pro návrh výměníků. Druhá část je výpočet ohříváku pomocí softwaru EES. Celý výpočet je zkontrolován v programu HTRI Xchanger Suite. Na konci práce jsou dva datasheety s navrženými parametry pro řešení této úlohy jak s hladkými trubkami ve svazku, tak i s žebrovanými. Koncepce výměníku je zvolena podle TEMA Standards.

KLÍČOVÁ SLOVA

ohřívák, výměník tepla, svazek trubek v plášti, EES, HTRI, žebro

ABSTRACT

The bachelor's thesis deals with thermal-hydraulic calculation of recuperative gas air heater. Type of heat exchanger is shell and tube. This thesis is divided to two parts. The first part appraises the most common types of heat exchangers and their use. It contains also description about basic methods and equations for heat exchanger designing. The second part is calculation of heater with software EES. Whole calculation is checked by software HTRI Xchanger Suite. At the end of this thesis are two datasheets, which contains designing solutions for heater with plain tubes and solution with fin tubes. Conception of heat exchanger is chosen by TEMA Standards.

KEYWORDS

heater, heat exchanger, shell and tube, EES, HTRI, fin

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PROCHÁZKA, T. Návrh rekuperačního ohříváku spaliny-vzduch. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 42 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Návrh rekuperačního ohříváku spaliny-vzduch vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 1. 5. 2018

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Pavlu Milčákovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování této závěrečné práce.

Podpis

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Rozdělení typů výměníků	12
1.2 Podle pracovního pochodu.....	12
1.3 Typy podle účelu a použití.....	12
1.4 Podle vzájemného směru a smyslu proudění obou teplotných médií.....	12
2 Rekuperační výměníky	13
2.1 Výměníky trubka v trubce	13
2.2 Deskové výměníky	14
3 Regenerační výměníky	15
4 Návrh výměníku tepla.....	15
4.1 Základní rovnice výměny tepla.....	15
4.2 Metoda LMTD	16
4.3 Metoda ε -NTU	17
5 Softwary pro návrh výměníku tepla.....	17
5.1 CAIRO 3.5.5	17
5.2 HTRI Xchanger Suite 7.3	18
5.3 EES – Engineering Equation Solver	18
6 Návrh a výpočet.....	20
6.1 Zadání	20
6.2 Výběr koncepčního řešení výměníku	20
6.3 Termofyzikální vlastnosti teplotných médií.....	20
6.4 Tepelná bilance	22
6.5 Trubkový svazek.....	22
6.6 Geometrické parametry výměníku.....	23
6.7 Přepážky.....	23
6.8 Součinitel přestupu tepla ze strany trubkovy	23
6.9 Součinitel přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru	24
6.10 Součinitel prostupu tepla a velikost teplosměnné plochy	26
6.11 Žebrování	28
6.12 Hydraulický výpočet.....	29
7 Výstup.....	32
ZÁVĚR.....	34
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	35

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	37
SEZNAM OBRÁZKŮ	40
SEZNAM TABULEK.....	41
SEZNAM PŘÍLOH.....	42

ÚVOD

Výměníky tepla jsou zařízení, která slouží k přenosu tepelné energie mezi dvěma či více pracovními médii. Pracovní látky mohou být různých fází. Výměníky tepla se používají v automobilech, energetických zařízeních, klimatizačních soustavách, v procesních zařízeních a v řadě dalších aplikacích. Tato práce se zaměřuje na návrh ohříváku spaliny-vzduch.

Ohříváky spaliny-vzduch se používají v mnoha technologických odvětvích. Mohou být rekuperační nebo regenerační. V tomto případě se jedná o rekuperační ohřívák (pracovní média oddělena stěnou). Předehřátý vzduch se využívá pro proces zplyňování biomasy. Jeho koncepční řešení je výměník se svazkem trubek v plášti.

Základní části výměníku jsou vstupní a výstupní hrdla, plášť výměníku a svazek trubek. Velikost výměníku a jeho jednotlivých částí závisí na jeho výkonu. Pro výpočet nejen výkonu, ale i ostatních parametrů se mohou použít speciální softwary. Některé jsou zmíněny v této práci. Pro tento návrh byl použit výpočtový program EES, ve kterém se vypočítal tepelně-hydraulický výpočet. Ten se následně zkontroloval programem HTRI Xchanger Suite.

1 Rozdělení typů výměníků

1.2 Podle pracovního pochodu:

- **Rekuperační**

Pracovní látky jsou od sebe odděleny pevnou, nepropustnou stěnou o určité tloušťce, která slouží zároveň jako výhřevná plocha výměníku. Podle potřeby a tvaru této plochy používáme nejčastěji výměníky trubkové a deskové.

- **Regenerační**

Přenos tepla se uskutečňuje prostřednictvím pohyblivé nebo nepohyblivé výplně. Tato výplň akumuluje teplo z teplejší látky a následně ho předává látce ohřívané.

- **Kontaktní**

Média mají rozdílné fáze, které se promíchají a po předání tepla se od sebe oddělí. Nejčastěji se používají kombinace plyn-kapalina nebo plyn-tuhá fáze. Využití například při chlazení škváry.

- **Směšovací**

Výměník nemá teplosměnnou plochu, proto si média předávají teplo přímým stykem a tím vzniká homogenní směs. Nejčastější využití v teplotěrenství.

1.3 Typy podle účelu a použití:

- **Ohříváky**

Ohřívánému médiu se zvyšuje jeho teplota, ale nedochází ke změně fáze.

- **Chladiče**

Ochlazovanému médiu se v něm snižuje teplota beze změny fáze.

- **Výparníky a odparky**

Kapalná látka se ohřívá a mění se v páru.

- **Kondenzátory**

Parní fáze se změní na kapalnou fázi – kondenzát.

- **Přehříváky a mezipřehříváky**

Zvyšují teplotu syté a přehřáté páry.

- **Sušárny**

Přísunem tepla se zde snižuje vlhkost látky v pevné fázi.

- **Topná tělesa ústředního vytápění**

Topné médium ohřívá okolní vzduch.

1.4 Podle vzájemného směru a smyslu proudění obou teplotnosných médií:

- **Souproudé**

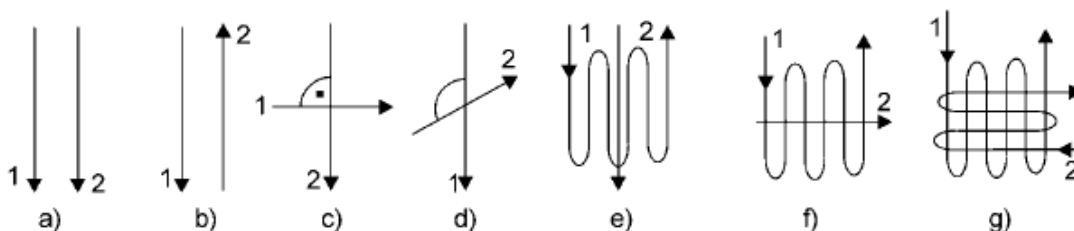
Osy proudů medií jsou rovnoběžné a mají stejný směr.

- **Protiproudé**

Směry proudů teplého a chladného média jsou rovnoběžné, ale mají opačné směry proudění.

- **Křížové**
Osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90° .
- **Šikmé**
Osy proudů svírají v kolmém průmětu spolu úhel větší nebo menší než 90° .
- **Vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové proudění**
- **S kombinovaným prouděním**

Další typy rozdělení v literatuře [1] a [2].



Obr. 1.1 Proudění ve výměnících [2]

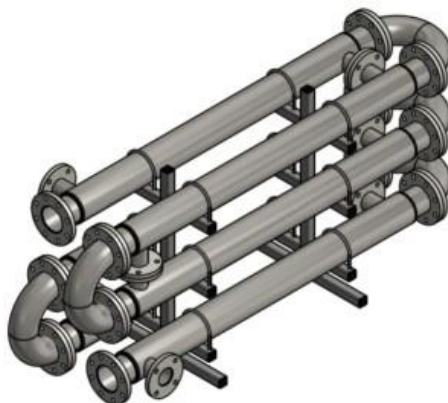
a) souproud; b) protiproud; c) křížový proud; d) šikmý proud; e) až g) kombinované proudění

2 Rekuperační výměníky

2.1 Výměníky trubka v trubce

Nejstarší a nejpoužívanější typ rekuperačního výměníku. Používají se dvě varianty – jedna je trubka v plášťové trubce nebo svazek trubek v plášťové trubce.

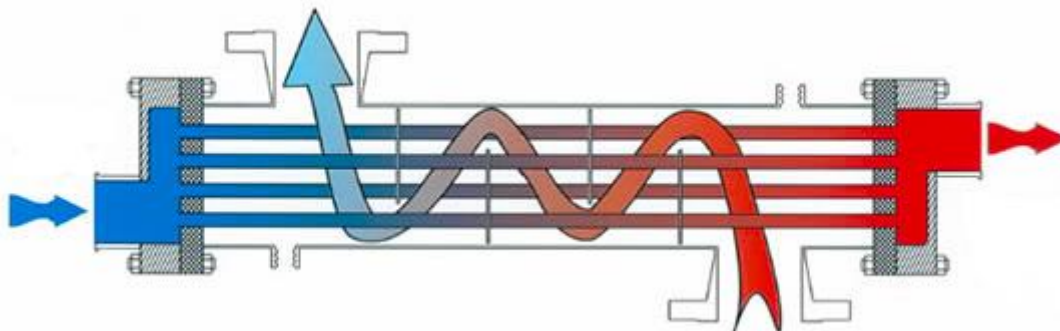
V první variantě je vnitřní trubka umístěna soustředně s plášťovou trubkou. V některé literatuře je nazývají jako článkové výměníky. Jejich konstrukcí se jedná o nejjednodušší typ výměníku tepla. Mohou být zkonstruovány jako rozebíratelné nebo nerozebíratelné. Nerozebíratelné provedení se zpravidla používá v systémech, kde nebude potřeba čištění mezitrubkového prostoru. Naopak rozebíratelné výměníky se používají tam, kde je nutnost čištění. Jejich použití bývá zejména u aplikací s nízkými výkony.



Obr. 2.1 Výměník trubka v trubce [4]

V případě druhé varianty se jedná o nejčastěji používaný typ výměníku v procesním a energetickém průmyslu. Skládá se z vnějšího pláště s dvěma přivařenými trubkovicemi, do nichž jsou zaválcovány trubky. Z čelních stran jsou víka připevněna šrouby. V mezitrubkovém

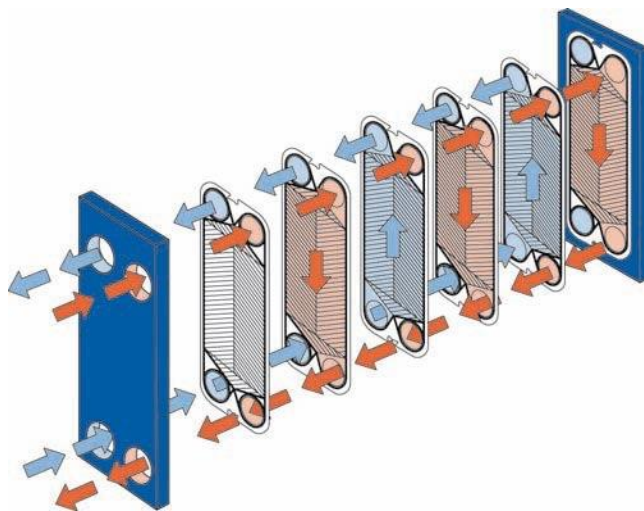
prostoru se umísťují přepážky pro zpomalení pohybu vnějšího média a pro zvětšení trajektorie. Tyto výměníky jsou vhodné pro jakákoliv média a velké vstupní parametry. Jednou z hlavních výhod těchto výměníků je možnost opravy svařováním a jejich nižší pořizovací cena. Naopak jejich hlavní nevýhodou je velmi nízká kompaktnost. [1,3,4]



Obr. 2.2 Princip trubkového výměníku tepla se svazkem trubek v plášti [16]

2.2 Deskové výměníky

Tento typ výměníků tepla je stále více používán z důvodu jeho vysoké účinnosti a kompaktnosti. Jeho teplosměnné plochy jsou tvořeny z kovových plechů, které mají na svém povrchu vylisované kanálky a otvory, kterými proudí média. Proudění je čistě protiproudé, což je výhodné z hlediska přestupu tepla i dosažení co nejmenších rozměrů.

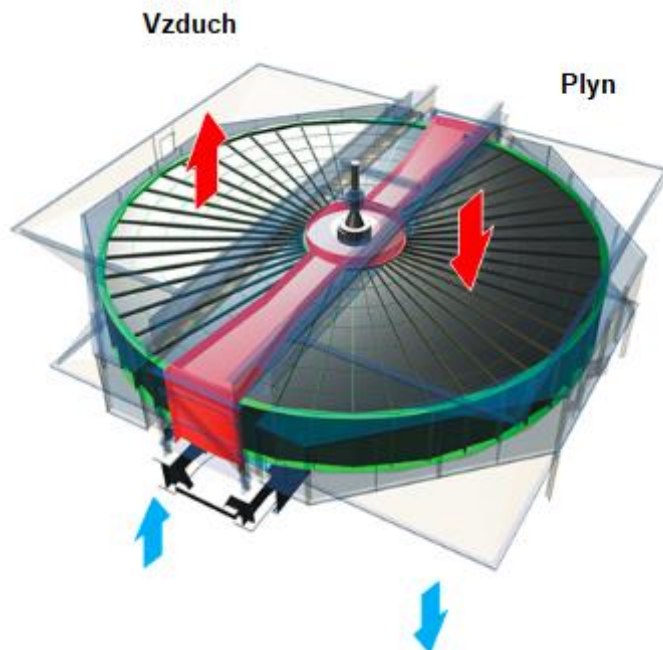


Obr. 2.3 Princip proudění teplosměnných látek v deskovém výměníku tepla [5]

Počet desek je dán velikostí průtoku, fyzikálními vlastnostmi látek, tlakovou ztrátou a teplotním režimem. Povrch desek tvořený vylisovanými kanálky podporuje turbulentní proudění a vytváří opěrné body, které pomáhají výměníku odolávat rozdílným tlakům na obou stranách výměníku. Deskové výměníky mohou být rozebíratelné nebo nerozebíratelné. V prvním případě jsou desky stáhnuty šrouby a mezi jednotlivé desky je vloženo těsnění. Jejich nevýhodami je vyšší riziko netěsnosti a nižší pracovní parametry. Nerozebíratelné deskové výměníky jsou buď svařované nebo pájené. Díky tomu je jejich teplotní a tlaková odolnost zdaleka vyšší než u rozebíratelných deskových výměníků, což má za následek jejich využití při vyšších parametrech. [1,5]

3 Regenerační výměníky

Základní částí regeneračního výměníku je absorbér, který akumuluje teplo z ohřívací látky. Následně toto naakumulované teplo předá chladnější látce. Výměník může obsahovat i více absorbérů. Z mechanického hlediska výměníky rozdělujeme na statické a rotační. Ve statických regeneračních výměnících protékají média střídavě. Tento typ výměníku se používá například u Stirlingova motoru jako regenerátor.



Obr. 3.1 Princip rotačního regeneračního výměníku tepla [6]

Hlavní aplikace rotačních výměníků je v energetice a technice prostředí. V energetice jako ohřívák vzduchu kotle a v technice prostředí se používá pro zpětné získávání tepla. K přenosu tepla dochází na rotoru, který jednou polovinou zasahuje do proudění ohřívacího média a druhou polovinou do ohřívaného média (obr. 2.5). Konstrukční provedení je horizontální a vertikální. Horizontální rotační výměníky mají konstrukční výhodu v poloze ložisek, převodovky a elektromotoru. Avšak z důvodu vzniku napětí od ohybových momentů, působících na náboj se velké rotační výměníky staví jako vertikální. [1,2,7]

4 Návrh výměníku tepla

4.1 Základní rovnice výměny tepla

- **Rovnice tepelné bilance**

Při ustáleném stavu se musí v důsledku splnění zákona o zachování energie tepelný příkon ohřívacího média rovnat tepelnému výkonu přenesenému do ohřívaného média, včetně ztrát do okolí. Ztráty se v současnosti pohybují pod 5 %, a proto se při návrhu často zanedbávají. Jejich nízká velikost je dána izolováním pláště výměníku. Při zanedbání ztrát platí vztah

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q} \quad \text{Rov. 4.1}$$

Při rozepsání jednotlivých tepelných výkonů a za předpokladu, že jeden proud je teplejší než ten druhý, pak bude platit vztah

$$\dot{Q}_b = M_1 \cdot c_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) = M_2 \cdot c_2 \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad \text{Rov. 4.2}$$

- **Rovnice prostupu tepla**

Tato rovnice popisuje celkový přenos tepelného výkonu výměníku. Její tvar je

$$\dot{Q}_k = k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S \quad \text{Rov. 4.3}$$

- **Souvislost mezi rovnicemi**

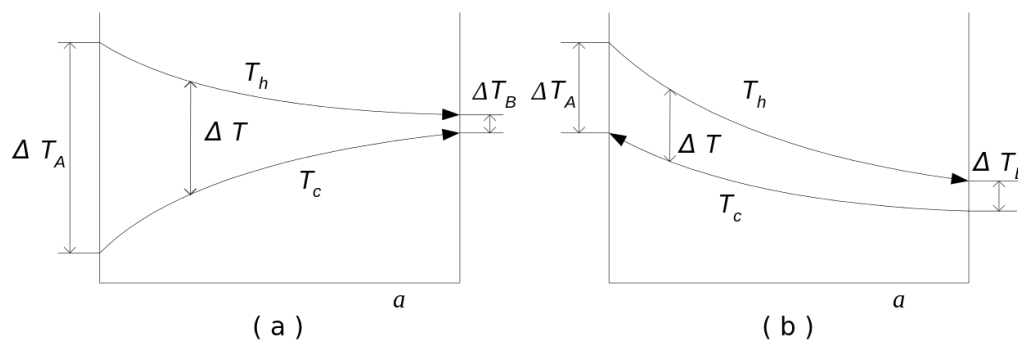
Rovnice 4.2 a 4.3 se musí vzájemně rovnat. Z této rovnosti vznikne základní vztah, ze kterého se získá potřebná velikost teplosměnné plochy. V případě normalizovaných rozměrů výměníku musí nastat doladování obou bilancí tak dlouho, dokud se nezíská potřebná velikost teplosměnné plochy. [1,11]

4.2 Metoda LMTD

Při průtoku pracovních médií výměníkem dochází k plynulé změně jejich teplot. Křivka popisující průběh těchto změn má tvar logaritmický. Jedná se tedy o logaritmickou metodu. Rozdíl středních hodnot těchto průběhů je definován jako střední logaritmický spád. Matematicky se vyjádří jako

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \quad \text{Rov. 4.4}$$

Teplotní poměry souproutého a protiproutého toku jsou zobrazeny na obr. 4.1. Jak lze z obr. 4.1 vyčíst, rozdíl teplot ΔT_A bude u souproutu vždy větší než ΔT_B . Tzn., že ΔT_A bude v případě souproutého proudění vždy Δt_{max} a ΔT_B bude Δt_{min} . U protiproutu může dojít k situaci, že se ΔT_A i ΔT_B budou rovnat. Následně se Δt_{max} určí podle součinu hmotnostního toku a střední tepelné kapacity jednotlivých látek. [2,11]



Obr. 4.1 Teplotní poměry při výměně tepla (a) u souproutu, (b) protiproutu [12]

Pro jiné složitější typy proudění pracovních látek se střední logaritmický teplotní spád určuje vztahem

$$\Delta t_{ln} = \varphi \cdot \Delta t_{pr} \quad \text{Rov. 4.5}$$

Hodnota součinitele φ se určuje z diagramu v závislosti na druhu proudění a pomocných parametrech P a R [1].

$$P = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad \text{Rov. 4.6}$$

$$R = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{22} - t_{21}} \quad \text{Rov. 4.7}$$

Metoda LMTD se nejčastěji používá při konstrukčních návrzích výměníků, tedy v případech pokud jsou vstupní i výstupní teploty zadané. Ale pokud je některá veličina neznámá, tak je nutné interpolovat. Potřebná velikost teplosměnné plochy se získává ze vztahu

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \quad \text{Rov. 4.8}$$

Celkový postup návrhu pomocí metody LMTD je popsán v následujících krocích:

1. Volba typu výměníku
2. Určení vstupních a výstupních teplot
3. Výpočet středního logaritmického teplotního spádu
4. Určení součinitele prostupu tepla
5. Určení velikosti teplosměnné plochy [1,11,13]

4.3 Metoda ε -NTU

Tato metoda je oproti metodě LMTD vhodnější pro výkonnostní výpočty. Je založena na efektivnosti výměníku při přenosu určitého množství tepla (NTU – Number of Transfer Units). Základní výhodou této metody je jednoduchý postup výpočtu účinnosti (efektivnosti) výměníku pouze ze základních parametrů výměníku a pracovních látek. Efektivnost výměníku je dána vztahem

$$\varepsilon = \frac{Q_{skut}}{Q_{max}} = \frac{W_1 \cdot (t_{11} - t_{12})}{W_{min} \cdot (t_{11} - t_{12})} = \frac{W_2 \cdot (t_{21} - t_{22})}{W_{min} \cdot (t_{11} - t_{21})} \quad \text{Rov. 4.9}$$

Veličina popisující výkon v této metodě je bezrozměrné číslo NTU. Závisí na parametrech výměníku a jeho provozních podmínkách. Tzn., že při změně provozních podmínek se rovněž změní i jeho hodnota. Velikost NTU se vypočítá z rovnice

$$NTU = \frac{k \cdot S}{W_{min}} \quad \text{Rov. 4.10}$$

Často se parametr dopočítává ze zadaného tepelného výkonu a tepelného spádu pracovních látek, ze kterých se následně vypočítá velikost teplosměnné plochy. Rovnice tepelného výkonu se zapisuje jako

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot W_{min} \cdot (t_{11} - t_{22}) \quad \text{Rov. 4.11}$$

Základní postup konstrukčního návrhu výměníku podle metody ε -NTU:

1. Ze známých koncových teplot se vypočte poměr vodních hodnot
2. Pro daný způsob proudění se určí hodnota NTU
3. Z vypočtené hodnoty NTU se určí výhřevná plocha [1,2]

5 Softwary pro návrh výměníku tepla

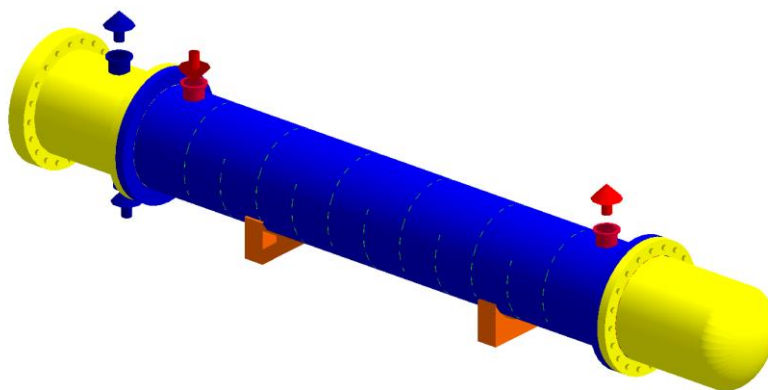
5.1 CAIRO 3.5.5

Tento výpočtový program společnosti Secespol se používá pro návrh deskových, spirálových a trubkových výměníků tepla. Skládá ze čtyř hlavních karet: Projekt, Zadání, Výsledky a Návrhový výpočet. V kartě Projekt se vypisují údaje, týkající se základních informací o zakázce. Například název projektu, jméno osoby provádějící výpočet atd. Další kartou je Zadání. Jak už z názvu vyplývá, tak do této karty se zapisují zadané pracovní parametry (výkon, teploty atd.). Kromě pracovních parametrů se do karty Zadání uvádí typ výměníku a způsob provozování zařízení (např. kapalina-kapalina). Po vyplnění karty Zadání, program vypočítá všechny

potřebné výpočty a jejich výsledky se zobrazí v kartě Výsledky. V poslední kartě Návrhový výpočet program předkládá hotový návrh výměníku. Tento návrh lze upravovat podle potřeb uživatele, ale tyto změny jsou kontrolovány a omezovány programem z důvodu zajištění potřebných pracovních parametrů. Výhodou tohoto softwaru je rozsáhlý seznam pracovních médií, včetně jejich fyzikálně-chemických vlastností. [17]

5.2 HTRI Xchanger Suite 7.3

Program HTRI Xchanger Suite je profesionální software sloužící pro tepelný a hydraulický výpočet výměníku. Díky dlouholetým zkušenostem firmy HTRI s technologiemi přenosu tepla a navrhováním výměníků tepla, se jedná o jeden z nejčastěji používaných návrhových softwarů. Obsahuje komponenty pro návrh, vyhodnocení, simulaci a analýzu. Komponenty jsou vysoce flexibilní a zaručují optimální návrh geometrie výměníku. Hlavní výhodou Xchanger Suite je rozsáhlá podpora programu ze strany jeho tvůrců, kteří průběžně poskytují nové vlastní poznatky z reálných návrhů. Těmito aktualizacemi vzniklo široké spektrum výpočtových postupů, což dovoluje řešit výpočty jednofázového či vícefázového proudění, kondenzace i varu. Dále je software vybaven rozsáhlou databází, jak pracovních látek a jejich chemicko-fyzikálních vlastností, tak i konstrukčních materiálů.



Obr. 5.1 3D nákres výměníku tepla v HTRI Xchanger Suite 7.2 [9]

Výstupem programu je několikastránkový protokol, který shrnuje všechny parametry výměníku. Toto shrnutí obsahuje také vibrační analýzu a průběh vlastností obou pracovních médií v závislosti na změně teploty. Nevýhodou HTRI Xchanger Suite je jeho pořizovací cena a kompatibilita pouze s operačním systémem Windows. [8,9,10]

5.3 EES – Engineering Equation Solver

Jedná se o numerického řešitele systémů lineárních a nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic. Je vybaven řadou speciálních funkcí pro řešení termodynamických rovnic a problematiky přestupu tepla, včetně funkcí pro výpočet výměníku tepla. Dalšími doplňky jsou např. optimalizace, integrace, vykreslování a analýza nejistot. Obsahuje databázi pracovních látek a jejich chemicko-fyzikálních vlastností. Lze s ním navrhovat výměník tepla jak metodou LMTD, tak i metodou ϵ -NTU. Funkce pro první zmíněnou metodu je LMTD_CF. Její formátový zápis je

$$F=LMTD_CF(Configuration\$,P,R)$$

Configuration\$ je část funkce, která obsahuje potřebné informace o výměníku (např. typ proudění, typ konstrukce výměníku). Poslední dva prvky funkce jsou pomocné parametry P a R, více o nich v kapitole 4.2. Vhodnější metoda pro návrh výměníku v EES je metoda ϵ -NTU. U této metody je v praxi tepelný výkon dán veličinou NTU, kterou lze dopočítat z efektivnosti výměníku a naopak (viz kapitola 4.3). Obě varianty lze realizovat i v EES. V okně Function Information si vybereme veličinu, kterou známe a kterou chceme dopočítat. Funkce pro případ, že známe NTU a chceme dopočítat efektivnost se formátově zapisuje jako

$$\text{epsilon}=\text{HX}(\text{Configuration}\$, \text{Ntu}, \text{C_dot_1}, \text{C_dot_2}, \text{'epsilon'})$$

V zápise jsou obsažené technické informace o výměníku stejně jako v metodě LMTD pomocí prvku Configuration\$. Další prvky jsou Ntu, C_dot_1 a C_dot_2. Poslední dva prvky jsou průtokové kapacity ochlazovaného a ohřivaného média. Hlavní výhodou tohoto softwaru je obrovské množství postupů na řešení rovnic. Dalšími výhodami jsou možnosti propojení s programy jako jsou Excel, MATLAB, Python a schopnost přesného vykreslování funkce ve 2D a 3D. Nevýhodou je, že se nejedná o návrhový program, takže mnoho věcí si uživatel musí navrhnout sám bez kontroly programu. Dalšími nevýhodami je nekompatibilita s jinými operačními systémy než je Windows a vysoká pořizovací cena. [14, 15]

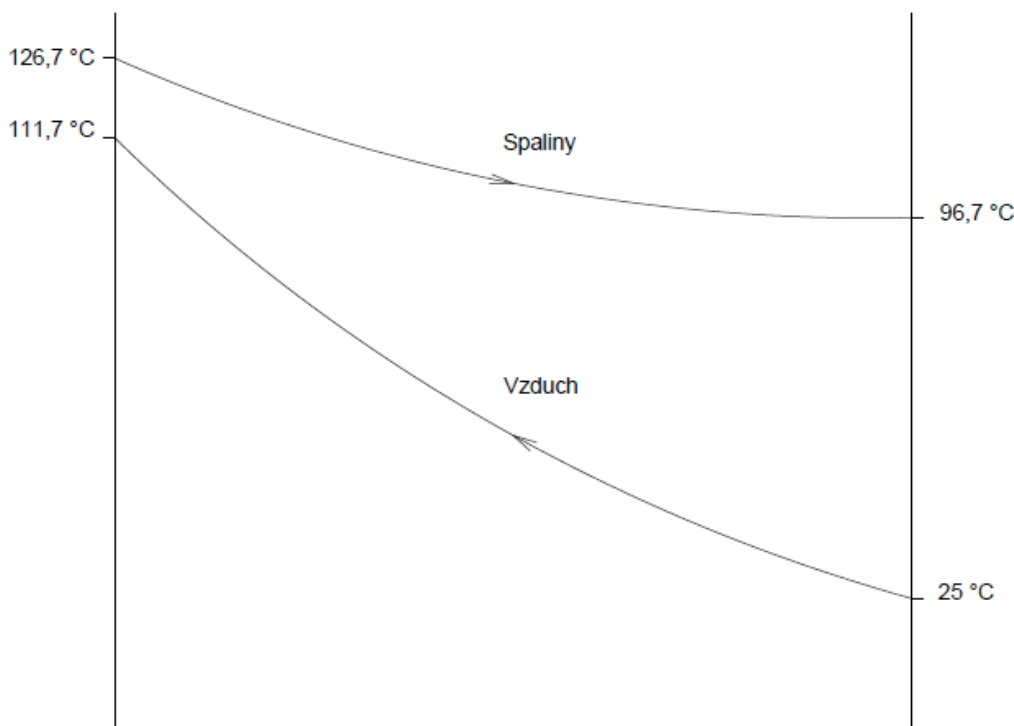
6 Návrh a výpočet

6.1 Zadání

Jedná se o protiproudý ohřívák typu spaliny–vzduch. Teplota spalin na vstupu je 126,7 °C a na výstupu 96,7 °C. Jejich hmotnostní průtok je 0,438 kg/s. Vstupní teplota vzduchu je 25 °C a výstupní je 111,7 °C (viz str. 3).

Složení spalin:

- $w_{Ar} = 1,108 \%$
- $w_{CO_2} = 5,301 \%$
- $w_{H_2O} = 11,37 \%$
- $w_{N_2} = 65,95 \%$
- $w_{O_2} = 16,27 \%$



Obr. 6.1 Křivky průběhů zadaných teplot obou pracovních látek

6.2 Výběr koncepčního řešení výměníku

Byl zvolen výměník tepla se svazkem trubek v plášti (shell and tube) se segmentovými přepážkami. Jeho přesná konstrukce byla vybrána podle TEMA Standards a to konfigurace BEM. Hlavními důvody byly dostupnost výpočtových vztahů a jednoduchá konstrukce. Další aspekty byly nižší pořizovací cena těchto výměníků a dobrý přístup k trubkám z důvodu čištění, oprav atd.

6.3 Termofyzikální vlastnosti teplotnosných médií

Hodnoty jednotlivých vlastností byly dány pro střední teplotu médií. Všechny potřebné atributy pracovních látek byly vygenerovány z databáze programu EES. V případě spalin byly vyhledány vlastnosti jednotlivých složek spalin a z nich byly dopočítány atributy spalin. K tomu byly využity vzorce pro směsi ideálních plynů.

Prvním krokem bylo převedení hmotnostního zlomku na molový (rov. 6.1) pro výpočet hustoty spalin (rov. 6.2).

$$x_i = \frac{\frac{w_i}{M_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{w_i}{M_i}} \quad \text{Rov. 6.1}$$

$$\rho_{mix} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \rho_i \quad \text{Rov. 6.2}$$

Pro výpočet dynamické viskozity spalin byl použit aproximační vzorec podle R. S. Brokawa, kde φ_{ij} je pomocný parametr, který byl vypočítán podle rov. 6.4. Tento vztah obsahuje parametr A_{ij} , který je velikostně závislý na vazbách molekul daných složek a součiniteli difuze D_{AB} (rov. 6.5).

$$\eta_{mix} = \sum_{i=1}^n \frac{\eta_i}{1 + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \varphi_{ij} \frac{x_j}{x_i}} \quad \text{Rov. 6.3}$$

$$\varphi_{ij} = \frac{6}{5} \cdot A_{ij} \cdot \frac{RT}{pM_i} \cdot \frac{\eta_i}{D_{ij}} \quad \text{Rov. 6.4}$$

$$D_{AB} = \frac{1,858 \cdot 10^{-25} \cdot T^{\frac{3}{2}}}{p \cdot \left(\frac{\sigma_i + \sigma_j}{2}\right)^2 \cdot \omega_D} \cdot \left(\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}\right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Rov. 6.5}$$

Další veličina byla měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku. Vztah k výpočtu je popsán v rovnici 6.6.

$$c_{p,mix} = \sum_{i=1}^n w_i \cdot c_{p,i} \quad \text{Rov. 6.6}$$

Poslední dopočítaná vlastnost spalin byla teplotní vodivost. K vypočítání byl použit vzorec podle A. Wassiljewa. Tato rovnice obsahuje pomocný parametr ψ_{ij} a jeho velikost je dána rovnicí 6.8.

$$\lambda_{mix} = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{1 + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \psi_{ij} \frac{x_j}{x_i}} \quad \text{Rov. 6.7}$$

$$\psi_{ij} = \varphi_{ij} \cdot \left\{ 1 + \left(\frac{M_i - M_j}{M_i + M_j}\right)^2 \cdot \left(\frac{15}{4 \cdot A_{ij}} - 1\right) \cdot \left[1 + \left(\frac{12 \cdot B_{ij} + 5}{30 - 8 \cdot A_{ij}}\right) \cdot \frac{M_j}{M_i - M_j} \right] \right\} \quad \text{Rov. 6.8}$$

Použité vzorce v této kapitole jsou z literatury [18] a [19]. Celý výpočet vlastností je uveden v příloze č. 1.

Tab. 6.1 Vlastnosti pracovních médií

Veličina	Jednotka	Vzduch	Spaliny
Hustota	kg·m ⁻³	1,0340	0,8518
Dynamická viskozita	kg·s ⁻¹ ·m ⁻¹	0,00002045	0,00002135
Měrná tepelná kapacita	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	1 006	1 109
Součinitel teplotní vodivosti	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	0,02869	0,03034

6.4 Tepelná bilance

Pro bilanci byla použita rov. 6.9 obsahující rozdíl mezi vstupní a výstupní entalpií spalin. Hodnoty entalpií byly načteny pro dané teploty z knihovny EES. Z výsledného výkonu výměníku byl následně dopočítán hmotnostní průtok vzduchu.

Tab. 6.2 Hodnoty měrných entalpií

Umístění		Vzduch	Spaliny
Vstup	J·kg ⁻¹	25 163	139 815
Výstup	J·kg ⁻¹	112 535	106 547

$$\dot{Q} = M_{sp} \cdot (h_{sp,in} - h_{sp,out}) = 0,438 \cdot (139\,815 - 106\,547) = \mathbf{14\,571\,W} \quad \text{Rov. 6.9}$$

$$M_{vz} = \frac{\dot{Q}}{h_{vz,out} - h_{vz,in}} = \frac{14\,571}{112\,535 - 25\,163} = \mathbf{0,1668\,kg \cdot s^{-1}} \quad \text{Rov. 6.10}$$

6.5 Trubkový svazek

Pro trubkový svazek byly zvoleny ocelové trubky (SPT360) o jmenovitém průměru 63 mm a tloušťce 1,5 mm. V potrubí proudí spaliny. Počet trubek byl určen pomocí vztahu 6.11, který je odvozen z rovnice kontinuity.

$$n_t = \frac{4 \cdot M_{sp}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_{sp} \cdot \rho_{sp}} = \frac{4 \cdot 0,438}{\pi \cdot 0,062^2 \cdot 18,25 \cdot 0,8518} = \mathbf{9,965 \rightarrow 10} \quad \text{Rov. 6.11}$$

Podle výsledku bylo navrženo 10 kusů trubek do svazku. Následně bylo vybráno 30° trojúhelníkové uspořádání trubek z důvodu lepšího přenosu tepla. Pro toto rozložení byly vykalkulovány příčné t_{t1} a podélné t_{t2} rozteče z následujících vzorců.

$$t_t = 1,25 \cdot d_1 = 1,25 \cdot 60 = \mathbf{78,75\,mm} \quad \text{Rov. 6.12}$$

$$t_{t1} = c_1 \cdot t_t = 1 \cdot 78,75 = \mathbf{78,75\,mm} \quad \text{Rov. 6.13}$$

$$t_{t2} = c_2 \cdot t_t = 0,866 \cdot 78,75 = \mathbf{68,2\,mm} \quad \text{Rov. 6.14}$$

Tyto vzorce obsahují konstanty c_1 a c_2 , které byly vybrány pro dané uspořádání trubek z tab. 6.3.

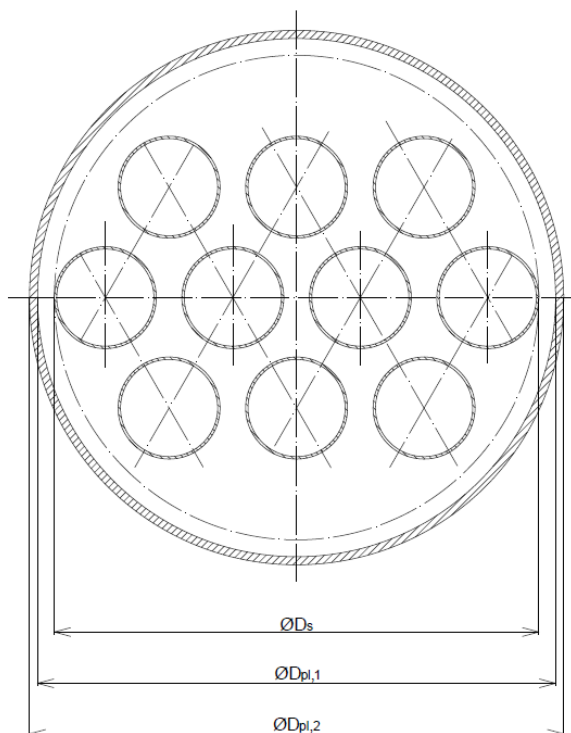
Tab. 6.3 Parametry pro příčné a podélné rozteče [11]

Úhel uspořádání trubek	c_1	c_2
30°	1,000	0,866
45°	1,414	0,707
60°	1,732	0,500
90°	1,000	1,000

6.6 Geometrické parametry výměníku

Po výpočtech roztečí bylo na řadě určit rozměry trubkovnice (vnitřní průměr pláště). Při uspořádání trubek podle roztečí měl průměr svazku D_s velikost 299,25 mm. Velikost byla zjištěna nákresem uspořádání trubek v programu AutoCAD (obr. 6.2). Vůle mezi trubkovým svazkem a pláštěm v_{st} byla zvolena 10.375 mm. Z těchto rozměrů byl dále dopočítán průměr pláště (rov. 6.15). Tloušťka pláště s_{pl} byla navržena 5 mm.

$$D_{pl,1} = D_s + 2 \cdot v_{st} = 299,25 + 2 \cdot 10,375 = \mathbf{320 \text{ mm}} \quad \text{Rov. 6.15}$$



Obr. 6.2 Uspořádání trubek ve výměníku

6.7 Přepážky

Pro zvětšení trajektorie proudění chladnějšího média v mezitrubkovém prostoru (dále jen „MP“) a podpírání trubek ve svazku byly navrženy segmentové přepážky. Výška přepážky h_p byla zvolena 226 mm podle literatury [11]. Průměr otvoru d_p v přepážce pro trubku je 66 mm a vůle v_p mezi pláštěm a přepážkou činí 1 mm (průměr přepážky $D_{př}$ je 318 mm). Velikost roztečí t_p mezi přepážkami byla navržena 254 mm a tloušťka přepážky s_p 4 mm.

6.8 Součinitel přestupu tepla ze strany trubkovy

K výpočtu součinitele přestupu tepla z trubkové strany je potřeba zjistit velikost základních kritérií teorie sdílení tepla. Neboť se jedná o nucenou konvekci, byla použita rovnice 6.19, kde C , m a n jsou konstanty dle tab. 6.4.

$$Re_{sp} = \frac{w_{sp} \cdot d_1}{\nu_{sp}} = \frac{18,25 \cdot 0,06}{\frac{0,00002135}{0,8518}} = \mathbf{43 \ 689} \quad \text{Rov. 6.16}$$

Z výsledné velikosti Reynoldsova čísla je zřejmé, že se jedná o turbulentní proudění ($Re > 4 \ 000$). Podle tab. 6.4 byly vybrány parametry pro Turbulentní průtok kanálem.

$$a_{sp} = \frac{\lambda_{sp}}{c_{sp} \cdot \rho_{sp}} = \frac{0,03034}{1 \cdot 109,08518} = \mathbf{0,00003212 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.17}$$

$$Pr_{sp} = \frac{\nu_{sp}}{a_{sp}} = \frac{\frac{0,00002135}{0,8518}}{0,00003212} = \mathbf{0,7802} \quad \text{Rov. 6.18}$$

Tab. 6.4 Vybrané kritériální vlastnosti pro stanovení přestupu tepla konvekcí [1]

Případ	Obor platnosti	C	m	n
Rovná deska	$Re < 5 \cdot 10^5$	0,664	0,5	0,33
Vodorovný válec	$50 < Re < 10^4$	0,6	0,5	0,31
Turbulentní průtok kanálem	$7 \cdot 10^3 < Re$	0,023	0,8	0,4
Deskový výměník	$2 \cdot 10^2 < Re < 3 \cdot 10^5$	0,1	0,7	0,4

$$Nu_{sp} = C \cdot Re_{sp}^m \cdot Pr_{sp}^n = 0,023 \cdot 43 \, 689^{0,8} \cdot 0,7802^{0,4} = \mathbf{107,4} \quad \text{Rov. 6.19}$$

Výsledná hodnota Nusseltova čísla byla poté použita pro dopočítání součinitele přestupu tepla a_{sp} v trubkovém prostoru (dále jen „TP“).

$$\alpha_{sp} = \frac{Nu_{sp} \cdot \lambda_{sp}}{d_1} = \frac{107,4 \cdot 0,03034}{0,06} = \mathbf{54,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.20}$$

6.9 Součinitel přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru

Podobně jako u součinitele přestupu tepla ze strany MP bylo nutno dopočítat velikosti základních kritérií. Prvním kritériem je Reynoldsovo číslo, pro které byla dopočítána rychlost proudění vzduchu v MP pomocí rov. 6.23, kde S_{2N} je velikost volného nezaplňeného průřezu mezi jednou roztečí přepážek a ψ je proměnná mezerovitosti trubkového svazku.

$$S_{2N} = t_p \cdot D_{pl,1} = 0,25 \cdot 0,32 = \mathbf{0,08 \text{ m}^2} \quad \text{Rov. 6.21}$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi \cdot d_2}{4 \cdot t_1} = 1 - \frac{\pi \cdot 63}{4 \cdot 78,75} = \mathbf{0,3717} \quad \text{Rov. 6.22}$$

$$w_{vz} = \frac{M_{vz}}{S_{2N} \cdot \rho_{vz} \cdot \psi} = \frac{0,1668}{0,08 \cdot 1,034 \cdot 0,3717} = \mathbf{5,426 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.23}$$

$$Re_{vz} = \frac{w_{vz} \cdot \pi \cdot d_2}{2 \cdot \nu_{vz}} = \frac{5,426 \cdot \pi \cdot 0,063}{2 \cdot \frac{0,00002045}{1,034}} = \mathbf{27 \, 141} \quad \text{Rov. 6.24}$$

Pro Prandtlovo číslo byla potřeba, podobně jako v kap. 6.8, dopočítat součinitel teplotní vodivosti a_{vz} .

$$a_{vz} = \frac{\lambda_{vz}}{c_{vz} \cdot \rho_{vz}} = \frac{0,02869}{1 \, 006 \cdot 1,034} = \mathbf{0,00002758 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.25}$$

$$Pr_{vz} = \frac{\nu_{vz}}{a_{vz}} = \frac{\frac{0,00002045}{1,034}}{0,00002758} = \mathbf{0,7489} \quad \text{Rov. 6.26}$$

Z Reynoldsova čísla vyplývá, že se jedná o turbulentní proudění. Pro určení součinitele přestupu tepla ze strany MP s turbulentním prouděním byla zvolena rovnice 6.40. Ta obsahuje laminární i turbulentní složky proudění, které jsou popsány v rovnicích 6.27 a 6.28.

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_{vz}} \cdot \sqrt[3]{Pr_{vz}} = 0,664 \cdot \sqrt{27\,141} \cdot \sqrt[3]{0,7489} = \mathbf{99,34} \quad \text{Rov. 6.27}$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{vz}^{0,8} \cdot Pr_{vz}}{1 + 2,443 \cdot Re_{vz}^{-0,1} \cdot (Pr_{vz}^{2/3} - 1)} = \frac{0,037 \cdot 27\,141^{0,8} \cdot 0,7489}{1 + 2,443 \cdot 27\,141^{-0,1} \cdot (0,7489^{2/3} - 1)} = \mathbf{115,4} \quad \text{Rov. 6.28}$$

Dalšími složkami rovnice 6.40 jsou takzvané korekční faktory, které zohledňují látkové vlastnosti a vliv proudů v MP na součinitele přestupu tepla. Jednotlivé faktory jsou popsány v tab. 6.5.

Tab. 6.5 Seznam korekčních faktorů a jejich vlivu na přestup tepla [11]

Značka	Popis
y ₂	Zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě.
y ₃	Zohledňuje převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek.
y ₄	Zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu v proudě pracovní látky při laminárním proudění.
y ₅	Popisuje podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek.
y ₆	Zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách.
y ₇	Popisuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku.
y ₈	Zohledňuje vliv neopřepážkových prostorů pod vstupními hrdly MP.

Hodnota faktoru y₂ popisuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě je jedna, protože dochází k zanedbatelným změnám.

$$y_3 = 1 + \frac{2 \cdot d_2}{3 \cdot t_2} = 1 + \frac{2 \cdot 63}{3 \cdot 68,2} = \mathbf{1,616} \quad \text{Rov. 6.29}$$

Pro proudění s Reynoldsovým číslem vyšším než 100 je korekční faktor y₄ roven hodnotě jedna. V případě faktoru y₅ bylo potřeba vyčíslit pomocný parametr x₈, jako podíl mezi počtem trubek ve výřezu přepážky a celkovým počtem trubek (rov. 6.29).

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_t} = \frac{1,264}{9,965} = \mathbf{0,1269} \quad \text{Rov. 6.30}$$

$$n_{tv} = \frac{(D_S - d_2)^2}{8 \cdot t_t^2} \cdot \left(\varphi'_{vS} \cdot \frac{\pi}{180} - \sin \varphi'_{vS} \right)$$

$$n_{tv} = \frac{(0,29925 - 0,063)^2}{8 \cdot 0,07875^2} \cdot \left(109,7 \cdot \frac{\pi}{180} - \sin 109,7 \right) = \mathbf{1,264} \quad \text{Rov. 6.31}$$

$$\varphi'_{vS} = 2 \cdot \arccos \left[\frac{2}{D_S} \cdot \left(h_p - \frac{D_{pl1}}{2} \right) \right]$$

$$\varphi'_{vS} = 2 \cdot \arccos \left[\frac{2}{0,29925} \cdot \left(226 - \frac{0,320}{2} \right) \right] = \mathbf{109,7 \text{ rad}} \quad \text{Rov. 6.32}$$

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32}$$

$$y_5 = 1 - 0,1269 + 0,524 \cdot 0,1269^{0,32} = \mathbf{1,144} \quad \text{Rov. 6.33}$$

Další korekční faktor y_6 je popsán v rovnici 6.34, která je tvořena průtočnými průřezy v MP.

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) \cdot \exp\left(-1,5 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}}\right)$$

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{0,002837}{0,002837 + 0,0006411} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{0,002837}{0,002837 + 0,0006411}\right) \cdot \exp\left(-1,5 \cdot \frac{0,002837 + 0,0006411}{0,017}\right)$$

$$y_6 = \mathbf{0,9259} \quad \text{Rov. 6.34}$$

$$S_{tp} = \left(n_t - \frac{n_{tv}}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_p^2 - d_2^2)}{4}$$

$$S_{tp} = \left(9,965 - \frac{1,264}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (0,066^2 - 0,063^2)}{4} = \mathbf{0,002837 \text{ m}^2} \quad \text{Rov. 6.35}$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{pl,1}^2 - D_{pr}^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360}$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,320^2 - 0,318^2) \cdot \frac{360 - 129,7}{360} = \mathbf{0,0006411 \text{ m}^2} \quad \text{Rov. 6.36}$$

$$\varphi_{vp} = 2 \cdot \arccos\left(2 \cdot \frac{h_p}{D_{pl,1}} - 1\right)$$

$$\varphi_{vp} = 2 \cdot \arccos\left(2 \cdot \frac{0,226}{0,320} - 1\right) = \mathbf{129,7 \text{ rad}} \quad \text{Rov. 6.37}$$

$$S_{2Z} = (2 \cdot v_{ts} + \sum s_{tt}) \cdot (t_p - s_p)$$

$$S_{2Z} = (2 \cdot 0,010375 + 0,04725) \cdot (0,254 - 0,004) = \mathbf{0,017 \text{ m}^2} \quad \text{Rov. 6.38}$$

$$\sum s_{tt} = \frac{D_s - d_2}{t_{t1}} \cdot (t_t - d_2)$$

$$\sum s_{tt} = \frac{0,29925 - 0,063}{0,07875} \cdot (0,07875 - 0,063) = \mathbf{0,04725 \text{ m}} \quad \text{Rov. 6.39}$$

Velikost korekčního faktoru y_7 byla zvolena jedna, z důvodu možného přidání těsnících lišt pro zabránění vzniku obtokových proudů. Poslední faktor y_8 podobně jako y_7 nebyl spočten, ale zvolen. Jeho hodnota je jedna.

$$Nu_{vz} = \left[0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}\right] \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8$$

$$Nu_{vz} = \left[0,3 + \sqrt{99,34^2 + 115,4^2}\right] \cdot 1 \cdot 1,616 \cdot 1 \cdot 1,144 \cdot 0,9259 \cdot 1 \cdot 1$$

$$Nu_{vz} = \mathbf{261,1} \quad \text{Rov. 6.40}$$

Po vykalkulování velikosti Nusseltova čísla byl dopočítán součinitel přestupu tepla ze strany MP (rov. 6.41).

$$\alpha_{vz} = \frac{2 \cdot Nu_{vz} \cdot \lambda_{vz}}{\pi \cdot d_2} = \frac{2 \cdot 261,1 \cdot 0,02869}{\pi \cdot 0,063} = \mathbf{78,28 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.41}$$

6.10 Součinitel prostupu tepla a velikost teplosměnné plochy

Součinitel prostupu tepla k_s pro válcové plochy má tvar podle rovnice 6.43, která obsahuje tepelný odpor ze strany TP. Ten vzniká zanášením vnitřní strany potrubí spaliny. Velikost součinitele zanášení R_z byla dopočítána vztahem, který je popsán rovnicí 6.42. Parametry

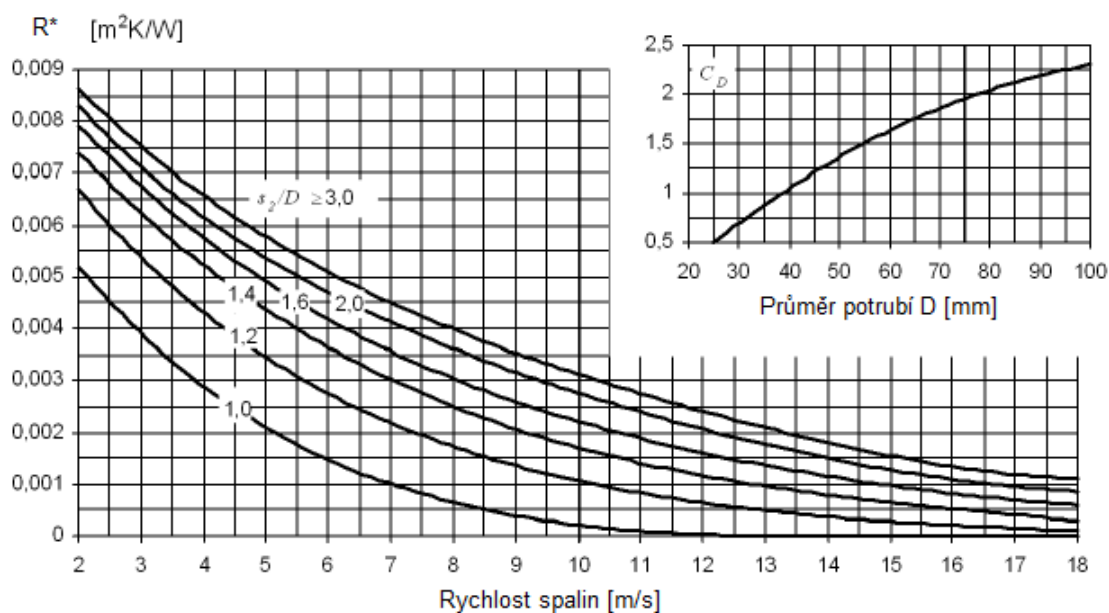
pro rovnici byly zvoleny z dvou diagramů. Ze závislosti tepelného odporu na velikosti rychlosti spalin a pomocného faktoru na hodnotě průměru potrubí (obr. 6.3).

$$R_z = C_D \cdot R^* = 1,625 \cdot 0,0001 = \mathbf{0,0001625 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.42}$$

Zanášení ze strany vzduchu bylo zanedbáno.

$$k_s = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \left(\frac{1}{\alpha_{sp}} + R_z \right) + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{trub}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{vz}}}$$

$$k_s = \frac{1}{\frac{0,063}{0,060} \left(\frac{1}{54,3} + 0,0001625 \right) + \frac{0,063}{2 \cdot 57,28} \cdot \ln \frac{0,063}{0,060} + \frac{1}{75,7}} = \mathbf{30,95 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.43}$$



Obr. 6.3 Diagramy pro určení součinitele zanášení ze strany TP (upraveno z [20])

Poté se vypočítal střední logaritmický spád (viz kap. 4.2) pro protiproudý výměník tepla (rov. 6.44).

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{sp,in} - t_{vz,out}) - (t_{sp,out} - t_{vz,in})}{\ln \left(\frac{t_{sp,in} - t_{vz,out}}{t_{sp,out} - t_{vz,in}} \right)} = \frac{(126,7 - 111,7) - (96,7 - 25)}{\ln \left(\frac{126,7 - 111,7}{96,7 - 25} \right)} = \mathbf{36,24 \text{ }^\circ\text{C}} \quad \text{Rov. 6.44}$$

Pro výpočet teplosměnné plochy byla použita rovnice prostupu tepla, která je popsána v kapitole 4.1.

$$\dot{Q} = k_s \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{S1} \rightarrow S_{S1} = \frac{\dot{Q}}{k_s \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{14\,571}{30,54 \cdot 36,24} = \mathbf{13,16 \text{ m}^2} \quad \text{Rov. 6.45}$$

Posledním krokem je určit délku trubek. Ta byla vypočítána podílem teplosměnné plochy S_s a plochou 1 metru trubky.

$$L_{trub} = \frac{S_{S1}}{S_{1m}} = \frac{S_{S1}}{n_t \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{13,16}{10 \cdot \pi \cdot 0,063} = \mathbf{6,675 \text{ m}} \quad \text{Rov. 6.46}$$

Délka trubek je příliš velká, proto byly změněny hladké trubky na trubky s kruhovým radiálním žebrováním. Výsledkem bude zvětšení teplosměnné plochy trubek.

6.11 Žebrování

Zvětšená teplosměnná plocha byla vypočítána rovnicí 6.47. Obsahuje plochu trubek mezi žebry S_{trub} a plochu žeber $S_{že}$. Počet žeber na jeden metr trubky byl zvolen 400 kusů. Výška žebra h 2 mm a šířka δ 1 mm.

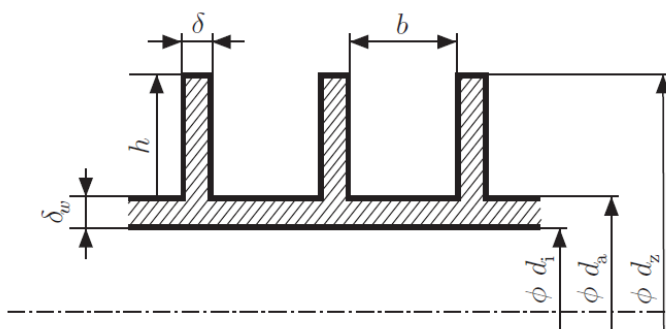
$$S_{celkem} = S_{že} + S_{trub}$$

$$S_{celkem} = \left[n_{že} \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{že}^2 - d_2^2) + (\pi \cdot d_{že} \cdot \delta \cdot n_{že}) \right] + (\pi \cdot n_{že} \cdot d_2 \cdot b)$$

$$S_{celkem} = \left[400 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,067^2 - 0,063^2) + (\pi \cdot 0,067 \cdot 0,001 \cdot 400) \right] + (\pi \cdot 400 \cdot 0,063 \cdot 0,015)$$

$$S_{celkem} = \mathbf{0,5297 \text{ m}^2}$$

Rov. 6.47



Obr. 6.4 Osový řez trubkou s kruhovými radiálními žebry ($d_i = d_1$, $d_a = d_2$, $d_z = d_{že}$) [21]

Pro výpočet součinitele prostupu tepla $k_{že}$ bylo zapotřebí do počítat velikost součinitele přestupu tepla ze strany žeber $\alpha_{že}$. Tato hodnota se určila na základě znalosti velikosti součinitele přestupu tepla na vnějším povrchu hladké trubky α_0 .

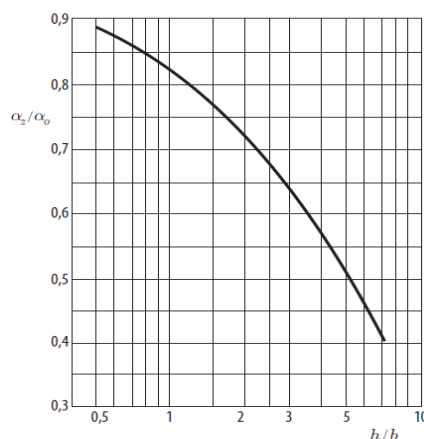
$$Nu_0 = 0,24 \cdot Re_{vz}^{0,6} = 0,24 \cdot 27\,141^{0,6} = \mathbf{109,7}$$

Rov. 6.48

$$\alpha_0 = \frac{Nu_0 \cdot \lambda_{vz}}{\frac{\pi \cdot d_2}{2}} = \frac{109,7 \cdot 0,02869}{\frac{\pi \cdot 0,063}{2}} = \mathbf{31,81 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}$$

Rov. 6.49

Pro zjednodušení přepočtu α_0 na $\alpha_{že}$ byl použit diagram závislosti poměru $\alpha_{že}/\alpha_0$ na poměru h/b (obr. 6.5).



Obr. 6.5 Diagram závislosti poměru $\alpha_{že}/\alpha_0$ na poměru h/b [21]

Poměr h/b má velikost 1,333. Byl tedy hodnota poměru α_{ze}/α_0 zvolena 0,8.

$$\alpha_{ze} = 0,8 \cdot \alpha_0 = 0,8 \cdot 31,81 = \mathbf{25,45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.50}$$

Vztah pro součinitele prostupu tepla k_{ze} je popsán rovnicí 6.52, kde η_{ze} je účinnost žeber. Hodnota účinnosti žeber byla vykalkulována rovnicí 6.55. Z důvodu malého vlivu součinitele zanášení na velikost teplosměnné plochy bylo zanášení v tomto případě zanedbáno.

$$\eta_{ze} = \frac{\tanh\left(\beta \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \psi_{ze}\right)}{\beta \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \psi_{ze}} = \frac{\tanh\left(29,81 \cdot \frac{0,063}{2} \cdot 0,065\right)}{29,81 \cdot \frac{0,063}{2} \cdot 0,065} = \mathbf{0,99} \quad \text{Rov. 6.51}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{ze}}{\lambda_{trub} \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 25,45}{57,28 \cdot 0,001}} = \mathbf{29,81 \text{ m}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.52}$$

$$\psi_{ze} = (G - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln G) = \left(\frac{0,067}{0,063} - 1\right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{0,067}{0,063}\right) = \mathbf{0,065} \quad \text{Rov. 6.53}$$

$$S_{ze2} = \pi \cdot n_{ze} \cdot \frac{(d_{ze}^2 - d_2^2)}{2} = \pi \cdot 400 \cdot \frac{(0,067^2 - 0,063^2)}{2} = \mathbf{0,3267 \text{ m}^2} \quad \text{Rov. 6.54}$$

$$k_{ze} = \frac{1}{S \cdot \left\{ \frac{1}{\alpha_{ze} \cdot [S_{celkem} - (1 - \eta_{ze}) \cdot S_{ze2}]} \right\}}$$

$$k_{ze} = \frac{1}{0,5297 \cdot \left\{ \frac{1}{25,45 \cdot [0,5297 - (1 - 0,99) \cdot 0,3267]} \right\}} = \mathbf{25,53 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} \quad \text{Rov. 6.55}$$

Po výpočtu součinitele přestupu tepla k_{ze} byla dopočítána potřebná velikost teplosměnné plochy (rov. 6.56). Z té se následně dopočítala délka trubek ve výměníku (rov. 6.57).

$$\dot{Q} = k_{ze} \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{S2} \rightarrow S_{S2} = \frac{\dot{Q}}{k_{ze} \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{14\,571}{35,53 \cdot 36,24} = \mathbf{15,75 \text{ m}^2} \quad \text{Rov. 6.56}$$

$$L_{trub,ze} = \frac{S_{S2}}{S_{2m}} = \frac{S_{S2}}{n_t \cdot S_{celkem}} = \frac{15,75}{10 \cdot 0,5297} = \mathbf{2,974 \text{ m}} \quad \text{Rov. 6.57}$$

Délka trubek ve svazku po optimalizaci žebrováním byla zmenšena o více než polovinu původní spočtené délky. Byly tedy zvoleny trubky s kruhovým radiálním žebrováním o délce 3 metry.

6.12 Hydraulický výpočet

Poslední částí návrhu ohříváku bylo stanovení tlakových ztrát Δp_z obou pracovních médií. Ztráty se skládají ze ztrát vyvolaných třením Δp_t a ztrát místních odporů Δp_m .

Tlakové ztráty v TP:

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_{sp} \cdot w_{sp}^2}{2} \cdot Z_1 \cdot Z_2$$

$$\Delta p_{t1} = 0,02824 \cdot \frac{0,8518 \cdot 18,25^2}{2} \cdot 49,56 \cdot 0,8525 = \mathbf{169,3 \text{ Pa}} \quad \text{Rov. 6.58}$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_{sp}} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{3/2}} \right]^{1/12}$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{43\,689} \right)^{12} + \frac{1}{(4,15 \cdot 10^{19} + 0,08793)^{3/2}} \right]^{1/12} = \mathbf{0,02824} \quad \text{Rov. 6.59}$$

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_{sp}}\right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16}$$

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{43\,689}\right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,0025} \right] \right\}^{16} = 4,15 \cdot 10^{19} \quad \text{Rov. 6.60}$$

$$x_{10} = \left(\frac{37\,530}{Re_{sp}}\right)^{16} = \left(\frac{37\,530}{43\,689}\right)^{16} = 0,08793 \quad \text{Rov. 6.61}$$

$$z_1 = \frac{L_{trub,že}}{d_1} = \frac{2,974}{0,060} = 49,56 \quad \text{Rov. 6.62}$$

$$z_2 = \left(\frac{t_{stř,S1}}{t_{stř,sp}}\right)^{0,6} = \left(\frac{85,62}{111,7}\right)^{0,6} = 0,8525 \quad \text{Rov. 6.63}$$

$$\Delta p_{m1} = (\xi_{11} + \xi_{13}) \cdot \frac{\rho_{sp} \cdot w_{sp}^2}{2} = (0,7 + 1,4) \cdot \frac{0,8518 \cdot 18,25^2}{2} = 297,9 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 6.64}$$

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} = 169,3 + 297,9 = 467,2 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 6.65}$$

Tlakové ztráty v MP:

V případě MP jsou místní ztráty pouze odpory na vstupu a výstupu potrubí. Ty byly už započítány do tlakových ztrát v TP. Takže tlakové ztráty v MP jsou rovny pouze ztrátám, které jsou vyvolány třením. [11]

$$\Delta p_{t0} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_{vz} \cdot w_{vz}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4$$

$$\Delta p_{t0} = 2 \cdot 0,1062 \cdot 1,994 \cdot (10 - 1) \cdot 1,0340 \cdot 5,426^2 \cdot 1,252 \cdot 1 \cdot 0,2414$$

$$\Delta p_{t0} = 35,07 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 6.66}$$

$$\lambda_{22} = 0,372 \cdot \left(\frac{1,33}{t_t/d_2}\right)^{-0,123}$$

$$\lambda_{22} = 0,372 \cdot \left(\frac{1,33}{0,07875/0,063}\right)^{-0,123} = 0,1062 \quad \text{Rov. 6.67}$$

$$z_2 = \left(\frac{t_{stř,S2}}{t_{stř,vz}}\right)^1 = \left(\frac{85,58}{68,35}\right)^1 = 1,252 \quad \text{Rov. 6.68}$$

$$z_3 = y_7 \quad \text{Rov. 6.69}$$

$$z_4 = \exp \left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{2Z}}\right)^{x_{13}} \right]$$

$$z_4 = \exp \left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{0,0006411}{0,0006411 + 0,002837}\right) \cdot \left(\frac{0,0006411 + 0,002837}{0,017}\right)^{0,6223} \right]$$

$$z_4 = 0,2414 \quad \text{Rov. 6.70}$$

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) + 0,8 \right]$$

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(1 + \frac{0,0006411}{0,0006411+0,002837} \right) + 0,8 \right] = \mathbf{0,6223} \quad \text{Rov. 6.71}$$

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} - n_{rv}) \cdot \rho_{vz} \cdot w_{vz}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5$$

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0,1062 \cdot (1,994 - 10,53) \cdot 1,0340 \cdot 5,426^2 \cdot 1,252 \cdot 1 \cdot 8,327$$

$$\Delta p_{tn} = \mathbf{844,1 Pa} \quad \text{Rov. 6.72}$$

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{t_{tn}} \right)^{0,8} = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,254}{0,230} \right)^{0,8} = \mathbf{8,327} \quad \text{Rov. 6.73}$$

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_{vz} \cdot w_{vz,2}^2}{2} \right] \cdot z_4$$

$$\Delta p_{tv} = 10 \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot 10,53) \cdot \frac{1,034 \cdot 10,04^2}{2} \right] \cdot 0,2414 = \mathbf{1046 Pa} \quad \text{Rov. 6.74}$$

$$w_{vz,2} = \frac{M_{vz}}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ} \cdot \rho_{vz}}} = \frac{0,1668}{\sqrt{0,017 \cdot 0,01518 \cdot 1,034}} = \mathbf{10,04 m \cdot s^{-1}} \quad \text{Rov. 6.75}$$

$$S_{vZ} = S_{vN} - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 0,01913 - 1,264 \cdot \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} = \mathbf{0,01518 m^2} \quad \text{Rov. 6.76}$$

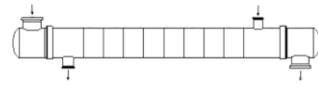
$$S_{vN} = \frac{\pi \cdot D_{pl,1}^2}{4} \cdot \left(\frac{\varphi_{vp}}{360} - \frac{\sin \varphi_{vp}}{2 \cdot \pi} \right) = \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} \cdot \left(\frac{129,7}{360} - \frac{\sin 129,7}{2 \cdot \pi} \right) = \mathbf{0,01913 m^2} \quad \text{Rov. 6.77}$$

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} = 35,07 + 844,1 + 1046 = \mathbf{1926 Pa} \quad \text{Rov. 6.78}$$

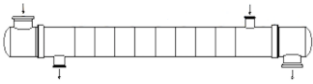
Celý výpočet včetně výsledků je popsán v příloze č. 1. Použité rovnice vycházejí z literatury [1], [11], [20], [21] a [22].

7 Výstup

Tab. 7.1 Datasheet ohříváku s hladkými trubkami

SPECIFIKACE REKUPERAČNÍHO VÝMĚNÍKU					
SI Jednotky					
Rozměr	533,40 x 7 391,10 mm		Typ	BEM horizontální	
Velikost teplosměnné plochy (celkem/efektivní)	13,06 / 12,99 m ²		Plášť	1	
PARAMETRY VÝMĚNÍKU					
Obtékané médium			strana pláště	strana trubek	
Název média			vzduch	spaliny	
Průtok média	kg/s		0,1668	0,438	
Teplota (vstup/výstup)	°C	25,00	111,70	126,70	96,70
Viskozita	mN.s/m ²	0,02045		0,02135	
Měrná tepelná kapacita	kJ/(kg.K)	1,006		1,109	
Tepelná vodivost	W/(m.K)	0,02869		0,03034	
Vstupní tlak-přetlak	kPa	100,001		100,001	
Rychlost média	m/s	5,426		18,250	
Tlaková ztráta	kPa	0,467		1,926	
Součinitel zanášení	(m ² .K)/W	-		0,0001625	
Přenesený výkon	14 571 W	LMTD		36,24 °C	
Prostup tepla	30,95 W/(m ² .K)				
KONSTRUKCE PLÁŠTĚ				Skica	
		strana pláště	strana trubek		
Návrhový/zkušební tlak	kPa	101,325	101,325		
Návrhová teplota	°C	68,35	111,7		
Počet		1	1		
Počet trubek	10	OD 63,00 mm	Tloušťka 1,50 mm		
Délka	6,60 m	Rozteč 78,75 mm	Hladké trubky		
Materiál	Carbon steel SPT360				
Plášť	ID 320,00 mm	OD 330,00 mm			

Tab. 7.2 Datasheet ohříváku s žebrovanými trubkami

SPECIFIKACE REKUPERAČNÍHO VÝMĚNÍKU				
SI Jednotky				
Rozměr	533,40 x 3 791,10 mm	Typ	BEM	horizontální
Velikost teplosměnné plochy (celkem/efektivní)	15,89 / 15,75 m ²	Plášť	1	
PARAMETRY VÝMĚNÍKU				
Obtékané médium		strana pláště		strana trubek
Název média		vzduch		spaliny
Průtok média	kg/s	0,1668		0,438
Teplota (vstup/výstup)	°C	25,00	111,70	126,70 96,70
Viskozita	mN.s/m ²	0,02045		0,02135
Měrná tepelná kapacita	kJ/(kg.K)	1,006		1,109
Tepelná vodivost	W/(m.K)	0,02869		0,03034
Vstupní tlak-přetlak	kPa	100,001		100,001
Rychlost média	m/s	5,426		18,250
Tlaková ztráta	kPa	0,467		1,926
Součinitel zanášení	(m ² .K)/W	-		0,0001625
Přenesený výkon	14 571 W	LMTD	36,24 °C	
Prostup tepla	25,53 W/(m ² .K)			
KONSTRUKCE PLÁŠTĚ				Skica
		strana pláště	strana trubek	
Návrhový/zkušební tlak	kPa	101,325	101,325	
Návrhová teplota	°C	68,35	111,7	
Počet		1	1	
Počet trubek 10		OD 63,00 mm	Tloušťka 1,50 mm	
Délka 3,00 m		Rozteč 78,75 mm	Žebrované trubky	
Výška žebra 2,00 mm		OD žebra 67,00 mm		
Materiál	Carbon steel SPT360			
Plášť	ID 320,00 mm	OD 330,00 mm		

ZÁVĚR

Bakalářská práce je zaměřena na návrh protiproudého ohříváku spaliny-vzduch. Pro všechny výpočty byl použit program EES. Prvním krokem návrhu bylo zjištění potřebných termofyzikálních vlastností (hustota, viskozita, ...). Jejich velikosti byly zjištěny pomocí vztahů pro směsi ideálních plynů. Následně byla určena vhodná koncepce výměníku. Byl zvolen výměník tepla se svazkem trubek v plášti (shell and tube) se segmentovými přepážkami. Zvolený konstrukční materiál ohříváku je ocel třídy 11.

Počet trubek ve svazku je deset. Nejprve byly zvoleny ocelové hladké trubky, ale jejich délka vyšla cca 6 metrů. Což je nevhodné z důvodu velkých vibrací, tlakových ztrát a pořizovací ceny. Pro optimalizaci délky byly zvoleny trubky s kruhovými radiálními žebry. Jejich materiálem byla navržena měď. Po následném přepočítání vyšla délka cca 2,6 metrů. Avšak z finančních důvodů byla vybrána konfigurace s ocelovými trubkami (SPT360) o délce 3 metrů.

Plášť a obě hlavy výměníku byly vybrány podle TEMA Standards. Jedná se o typ výměníku BEM. Do pláště výměníku byl zaveden kompenzátor teplotní dilatace, který eliminuje rozdílné teplotní roztažnosti trubek a pláště.

Celý návrh ohříváku byl po vypočítání v EES ověřen v softwaru HTRI Xchanger Suite. Při porovnání hodnot z obou programů byl největší rozdíl ve velikostech součinitelů přestupu tepla ze strany MP o celých $10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Nepřesnost mohla nastat při počítání korekčních faktorů, které zásadně ovlivňují velikost součinitele. Naopak součinitel přestupu tepla ze strany TP se lišil v desetinách. Další parametry se lišily minimálně. Délka trubek i přes odlišný součinitel přestupu tepla ze strany MP vyšla přibližně stejná, neboť HTRI používá přesnější návrhové metody.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] NEUBERGER, Pavel, Daniel ADAMOVSKEÝ a Radomír ADAMOVSKEÝ. Termomechanika. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. ISBN isbn978-80-213-1634-8.
- [3] JONÁK, Martin. Návrh výměníků tepla pro vysokoteplotní aplikace. Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Vít Kermes, Ph.D.
- [4] Trubkové výměníky tepla. ECoGas Technology [online]. Klatovy IV [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: <http://www.ecogas.cz/technologies/portfolio-4/>
- [5] Deskový výměník tepla T2 [online]. Jindřichův Hradec, s. 2 [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: http://www.kpmark.cz/uploads/T2_CS_KPM.pdf
- [6] Regenerative Air Pre-Heater. L&T Howden [online]. Faridabad [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: <http://www.lnhowden.com/product-services/regenerative-air-pre-heater/>
- [7] Jakým způsobem pracuje rotační výměník tepla? REMAK [online]. Rožnov pod Radhoštěm [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: <http://www.remak.eu/cs/jakym-zpusobem-pracuje-rotacni-vymenik-tepla>
- [8] POSVEZHIN, Igor. HTRI aneb výpočty výměníků tepla. Praha, 2016. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Martinu Doštalovi, Ph.D.
- [9] HTRI tepelně-hydraulické výpočty výměníků tepla. UNIS, a.s. [online]. Brno [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: <https://www.unis.cz/cs/HTRI-tepelne-hydraulicke-vypocty-vymeniku-tepla>
- [10] HTRI Xchanger Suite | HTRI. HTRI [online]. Navasota, Texas, USA, 2018 [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: <https://www.htri.net/htri-xchanger-suite>
- [11] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [12] LMTD of HeatExchanger. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 7. ledna 2015 [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:LMTD_of_HeatExchanger.svg?uselang=cs#file
- [13] FUČÍK, Václav. Tepelná charakteristika výměníku tepla. Praha, 2015. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Zdeněk Sumara.
- [14] KLEIN, Sanford a Gregory NELLIS. Mastering EES. Madison: F-Chart Software, 2012.
- [15] Engineering Equation Solver. F-Chart Software [online]. [cit. 2018-02-03]. Dostupné z: <http://www.fchart.com/ees/>
- [16] BEM Shell & Tube. In: Southwest Thermal Technology - Shell and Tube Heat Exchangerstest [online]. Camarillo, 2015 [cit. 2018-02-04]. Dostupné z: http://www.shell-tube.com/Stainless-Steel/BEM_exchanger.html
- [17] NÁVRHOVÝ PROGRAM VÝMĚNÍKŮ TEPLA FIRMY SECESPOL CAIRO 3.5.5: Příručka uživatele

- [18] Table Mass Transfer [online]. In: . University of Washington, 2007, 28.9.2007, s. 5 [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: http://courses.washington.edu/overney/privateChemE530/Handouts/1B_Tables%20Mass%20Transfer.PDF
- [19] BROKAW, Richard S. Approximate Formulas for the Viscosity and Thermal Conductivity of Gas Mixtures. The Journal of Chemical Physics. National Advisory Committee for Aeronautics, Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland, Ohio, 1958, 29(2), 391-397.
- [20] Design of heat exchangers: Overall heat transfer coefficient [online]. In: . [cit. 2018-03-27]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/files/HEB%2014.pdf>
- [21] SCHREIBEROVÁ, Lenka a Oldřich HOLEČEK. 12 Prostup tepla povrchem s žebry [online]. In: . Ústav chemického inženýrství, VŠChT, s. 1-8 [cit. 2018-04-02]. Dostupné z: uchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/labchi/T2.pdf
- [22] TEPELNÝ VÝPOČET PARNÝCH KOTLOV: ON 07 0417 - Návrh. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1984.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a_{sp}	součinitel teplotní vodivosti spalin	$m^2 \cdot s^{-1}$
a_{vz}	součinitel teplotní vodivosti vzduchu	$m^2 \cdot s^{-1}$
b	rozteč mezi žebry	m
c_1	parametr pro příčnou rozteč	-
c_2	parametry pro podélnou rozteč	-
c_{sp}	měrná tepelná kapacita spalin	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_{vz}	měrná tepelná kapacita vzduchu	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$c_{p,mix}$	měrná tepelná kapacita směsi	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
d_1	vnitřní průměr trubky	m
d_2	vnější průměr trubky	m
D_{AB}	součinitel difuze	$m^2 \cdot s^{-1}$
d_p	průměr otvoru v přepážce	m
$D_{pl,1}$	vnitřní průměr pláště	m
$D_{pl,2}$	vnější průměr pláště	m
$D_{př}$	průměr přepážky	m
D_S	průměr svazku	m
$d_{že}$	průměr trubky se žebry	m
G	geometrický parametr žeber	-
h	výška žebra	m
h_p	výška přepážky	m
$h_{sp,in}$	entalpie spalin na vstupu	$J \cdot kg^{-1}$
$h_{sp,out}$	entalpie spalin na výstupu	$J \cdot kg^{-1}$
$h_{vz,in}$	entalpie vzduchu na vstupu	$J \cdot kg^{-1}$
$h_{vz,out}$	entalpie vzduchu na výstupu	$J \cdot kg^{-1}$
k_S	součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$k_{že}$	součinitel prostupu tepla pro trubku se žebry	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
k_{r1}	relativní drsnost stěny trubky	-
l_{tn}	neopřepážkovaná délka	m
L_{trub}	délka trubky	m
$L_{trub,že}$	délka trubky se žebry	m
M_i	molární hmotnost	$kg \cdot mol^{-1}$
M_{sp}	hmotnostní tok spalin	$kg \cdot s^{-1}$
M_{vz}	hmotnostní tok vzduchu	$kg \cdot s^{-1}$
n_p	počet přepážek	-
n_{rp}	počet příčně obtékaných řad trubek	-
n_t	počet trubek	-
n_{tv}	počet trubek ve výřezu přepážky	-
$n_{že}$	počet žeber na 1 m potrubí	-
Nu_0	Nusseltovo číslo pro hladkou část potrubí	-
Nu_{lam}	Nusseltovo číslo laminární složky proudění	-
Nu_{sp}	Nusseltovo číslo proudících spalin	-
Nu_{turb}	Nusseltovo číslo turbulentní složky proudění	-
Nu_{vz}	Nusseltovo číslo proudícího vzduchu	-

p	tlak	Pa
Δp_{m1}	tlakové ztráty místní v TP	Pa
Δp_{t1}	tlakové ztráty třením v TP	Pa
Δp_{tn}	tlakové ztráty třením v neopřepážkovaném prostoru	Pa
Δp_{to}	tlakové ztráty třením v opřepážkovaném prostoru	Pa
Δp_{tv}	tlakové ztráty třením v prostoru nad výřezem v přepážce	Pa
Δp_{z1}	tlakové ztráty v TP	Pa
Δp_{z2}	tlakové ztráty v MP	Pa
Pr_{sp}	Prandtlovo číslo pro spaliny	-
Pr_{vz}	Prandtlovo číslo pro vzduch	-
Q	tepelný tok, výkon výměny tepla	W
R	molární plynová konstanta	$J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$
R_z	součinitel zanášení v TP	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
Re_{sp}	Reynoldsovo číslo pro spaliny	-
Re_{vz}	Reynoldsovo číslo pro vzduch	-
S_{celkem}	teplosměnná plocha na žebrované straně 1 metru trubky	m^2
S_{1m}	plocha 1 metru hladké trubky	m^2
S_{2N}	nezaplňený průřez mezi jednou roztečí přepážek	m^2
S_{2Z}	zaplněný průřez mezi jednou roztečí přepážek	m^2
S_{2m}	plocha 1 metru žebrované trubky	m^2
s_p	tloušťka přepážky	m
s_{pl}	tloušťka pláště	m
S_{ps}	průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm	m^2
S_{S1}	teplosměnná plocha hladkých trubek	m^2
S_{S2}	teplosměnná plocha žebrovaných trubek	m^2
S_{tp}	průřez mezi trubkami svazku a otvory v přepážce	m^2
S_{trub}	hladká plocha 1 metru žebrované trubky	m^2
s_{tt}	vzdálenost mezi trubkami ve svazku	m
S_{vN}	nezaplňený průřez ve výřezu nad přepážkou	m^2
S_{vZ}	zaplněný průřez ve výřezu nad přepážkou	m^2
S_{ze}	plocha žeber na 1 metru trubky	m^2
T	absolutní teplota	K
Δt_{ln}	střední logaritmický teplotní spád	$^{\circ}C$
t_p	rozteč mezi přepážky	m
$t_{sp,in}$	teplota spalin na vstupu	$^{\circ}C$
$t_{sp,out}$	teplota spalin na výstupu	$^{\circ}C$
$t_{stř,S2}$	střední teplota povrchu trubky	$^{\circ}C$
$t_{stř,vz}$	střední teplota vzduchu	$^{\circ}C$
t_t	rozteč trubek	m
t_{t1}	příčná rozteč trubek	m
t_{t2}	podélná rozteč trubek	m
$t_{vz,in}$	teplota vzduchu na vstupu	$^{\circ}C$
$t_{vz,out}$	teplota vzduchu na výstupu	$^{\circ}C$
v_p	vůle mezi pláštěm a přepážkou	m
v_{st}	vůle mezi pláštěm a svazkem trubek	m
w_i	hmotnostní zlomek	-

w_{sp}	rychlost proudění spalin	$m.s^{-1}$
w_{vz}	rychlost proudění vzduchu	$m.s^{-1}$
$w_{vz,2}$	rychlost vzduchu v nejužším průřezu mezi trubkami	$m.s^{-1}$
X_{1-16}	pomocný parametr	-
X_i	objemový zlomek	-
y_{2-8}	korekční faktor součinitele přestupu tepla	-
Z_{1-5}	korekční faktor tlakové ztráty	-
α_0	součinitel přestupu tepla na povrchu hladké trubky	$W.m^{-2}.K^{-1}$
α_{sp}	součinitel přestupu tepla v TP	$W.m^{-2}.K^{-1}$
α_{vz}	součinitel přestupu tepla v MP	$W.m^{-2}.K^{-1}$
$\alpha_{že}$	součinitel přestupu tepla na žebrované straně	$W.m^{-2}.K^{-1}$
δ	tloušťka žebra	m
η_i	dynamická viskozita	$N.s.m^{-2}$
$\eta_{že}$	účinnost žebra	-
λ_{11}	ztrátový součinitel třením	-
λ_{22}	ztrátový součinitel příčného obtékání trubek	-
λ_i	součinitel tepelné vodivosti	$W.m^{-1}.K^{-1}$
λ_{sp}	součinitel tepelné vodivosti spalin	$W.m^{-1}.K^{-1}$
λ_{vz}	součinitel tepelné vodivosti vzduchu	$W.m^{-1}.K^{-1}$
ν_{sp}	kinematická viskozita spalin	$m^2.s^{-1}$
ν_{vz}	kinematická viskozita vzduchu	$m^2.s^{-1}$
ξ_{11}	ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek	-
ξ_{13}	ztrátový součinitel místního odporu ve vstupním a výstupním hrdle	-
ρ_i	měrná hmotnost (hustota)	$kg.m^{-3}$
ρ_{sp}	měrná hmotnost spalin	$kg.m^{-3}$
ρ_{vz}	měrná hmotnost vzduchu	$kg.m^{-3}$
σ_i	průměr kolize	m
φ_i	úhel	rad
ψ	mezerovitost trubek svazku	-

Zkratka

Význam

ESS	Engineering Equation Solver
HTRI	Heat Transfer Research, Inc.
ID	inside diameter (vnitřní průměr)
LMTD	logarithmic mean temperature difference
MP	mezitrubkový prostor
NTU	Number of Transfer Units
OD	outside diameter (vnější průměr)
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
TP	trubkový prostor

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Proudění ve výměnících.....	13
Obr. 2.1 Výměník trubka v trubce	13
Obr. 2.2 Princip trubkového výměníku tepla se svazkem trubek v plášti.....	14
Obr. 2.3 Princip proudění teplosměnných látek v deskovém výměníku tepla.....	14
Obr. 3.1 Princip rotačního regeneračního výměníku tepla	15
Obr. 4.1 Teplotní poměry při výměně tepla.....	16
Obr. 5.1 3D nákres výměníku tepla v HTRI Xchanger Suite 7.2	18
Obr. 6.1 Křivky průběhů zadaných teplot obou pracovních látek	20
Obr. 6.2 Uspořádání trubek ve výměníku	23
Obr. 6.3 Diagramy pro určení součinitele zanášení ze strany TP	27
Obr. 6.4 Osový řez trubkou s kruhovými radiálními žebry	28
Obr. 6.5 Diagram závislosti poměru α_{ze}/α_0 na poměru h/b	28

SEZNAM TABULEK

Tab. 6.1 Vlastnosti pracovních médií	21
Tab. 6.2 Hodnoty měrných entalpií	22
Tab. 6.3 Parametry pro příčné a podélné rozteče	22
Tab. 6.4 Vybrané kriteriální vlastnosti pro stanovení přestupu tepla konvekcí	24
Tab. 6.5 Seznam korekčních faktorů a jejich vlivu na přestup tepla	25
Tab. 7.1 Datasheet ohříváku s hladkými trubkami	32
Tab. 7.2 Datasheet ohříváku s žebrovanými trubkami	33

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č.1 Výpočtový model z programu EES
Příloha č.2 Výkres sestavy ohříváku