



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

REKUPERACE TEPLA Z ODPADNÍCH PLYNŮ TAVICÍ PECE

HEAT RECOVERY FROM MELTING FURNACE WASTE GASES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Szabolcs Dobai

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Szabolcs Dobai**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.**
Akademický rok: 2018/19

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

Rekuperace tepla z odpadních plynů tavicí pece

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V mnoha průmyslových provozech vznikají odpadní látky s vyšší teplotou, které jsou bez užitku vypouštěny do okolního prostředí. Zde se nabízí možnost zpětného získávání tepelné energie v nich obsažené a její využití pro vytápění objektů a ohřev užitkové nebo technologické teplé vody. To přináší energetické a následně i ekonomické úspory.

Cíle diplomové práce:

Navrhněte systém zpětného získávání tepla z odpadních plynů tavicí pece s ohledem na specifika provozu a jeho využití pro vytápění průmyslového objektu a přípravu užitkové teplé vody. Proveďte základní ekonomické posouzení návrhu včetně vyhodnocení návratnosti investice, posuďte možná provozní rizika a formulujte závěrečné doporučení.

Seznam doporučené literatury:

JÍCHA, M. Přenos tepla a látky. Brno: Akad. nakladatelství CERM, 2001. ISBN 80-214-2029-4.

INCROPERA, F. P., De Witt, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 3rd Ed. New York: Wiley, 1990. ISBN 0-471-51729-1.

BROŽ, K. Zásobování teplem. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01587-4.

BROŽ, K. Vytápění. Dotisk 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. ISBN 80-01-01313-8.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá návrhom systému spätného získavania tepla z odpadových plynov taviacej pece. Prvá časť práce je venovaná stručnému popisu tepelných výmenníkov, pričom najväčší dôraz je kladený na rúrkové výmenníky. Druhá časť obsahuje stechiometrický výpočet spaľovania, návrh geometrických rozmerov výmenníka, výpočet tlakových strát a výkonu. V závere práce sú uvedené rôzne možnosti využitia získaného odpadového tepla a ich základné ekonomické posúdenie.

Kľúčové slová

Rúrkový zväzkový výmenník tepla, odpadové teplo, prenos tepla, spaliny, tlaková strata, vykurovanie

ABSTRACT

This master's thesis deals with the design of heat recovery system from melting furnace waste gases. The first part is devoted to a brief description of heat exchangers, with the special importance being placed on the shell-and-tube heat exchanger. The second part contains a calculation of stoichiometric combustion, design of geometrical dimensions, calculation of pressure drops and power. At the end of the thesis there are various possibilities of utilization of the obtained waste heat and their basic economic assessment.

Key words

Shell-and-tube heat exchanger, waste heat, heat transmission, flue gas, pressure drop, heating

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

DOBAI, Szabolcs. *Rekuperace tepla z odpadních plynů tavicí pece* [online]. Brno, 2019. 68 s. [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116854>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr..

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému *Rekuperace tepla z odpadních plynů tavicí pece* vypracoval samostatne pod vedením vedúceho diplomovej práce s využitím odbornej literatúry a prameňov uvedených v zozname použitej literatúry.

V Brne, dňa 17.5.2019

Bc. Szabolcs Dobai

POĎAKOVANIE

Rád by som sa poďakoval svojmu vedúcemu diplomovej práce doc. Ing. Michalovi Jarošovi, Dr. za cenné rady a pripomienky pri tvorbe tejto práce a taktiež rodine a blízkym za podporu počas celého štúdia.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 DRUHOTNÉ ENERGETICKÉ ZDROJE (DEZ)	12
1.1 Využitie odpadového tepla spalín.....	12
2 VÝMENNÍKY TEPLA	13
2.1 Rozdelenie výmenníkov tepla.....	13
2.1.1 Podľa spôsobu odovzdávania tepelnej energie.....	13
2.1.2 Podľa vzájomného smeru a zmyslu prúdenia.....	14
2.1.3 Podľa spôsobu prenosu tepla	15
2.1.4 Podľa kombinácie teplonosných médií	15
2.1.5 Podľa skupenstva pracovných médií	15
2.1.6 Podľa účelu a použitia	15
2.2 Základné požiadavky na výmenníky tepla.....	16
2.2.1 Požiadavky kladené na výmenník	16
2.2.2 Požiadavky kladené na teplonosné látky	16
2.3 Rúrkové výmenníky	16
2.3.1 Plášťový výmenník s rovnými rúrkami	16
2.3.2 Článkový výmenník.....	19
2.3.3 Vlásokový výmenník s U-trubkami	19
2.3.4 Výmenník tepla so skrutkovicovo zatočenou rúrkou	20
2.3.5 Geometria rúrok výmenníka.....	20
3 SPÔSOBY PRENOSU TEPLA.....	22
3.1 Prenos tepla vedením (kondukcia).....	22
3.2 Prenos tepla prúdením (konvekcia)	23
3.3 Prenos tepla sálaním (radiácia)	23
3.4 Prechod tepla.....	24
4 NÁVRH VÝMENNÍKA TEPLA.....	27
4.1 Zadanie výpočtu výmenníka	27
4.2 Výpočet objemového množstva a zloženia teplonosných látok	27
4.2.1 Vzduch.....	27
4.2.2 Spaliny	28
4.2.3 Zloženie spalín.....	30
4.3 Bilancia výmenníka	31
4.4 Rúrkový priestor (RP).....	32
4.4.1 Súčiniteľ prestupu tepla v RP	33
4.4.2 Tlakové straty v RP	36

4.5	Medzirúrkový priestor (MP)	39
4.5.1	Segmentové prepážky	39
4.5.2	Súčiniteľ prestupu tepla v MP	41
4.5.3	Výpočet korekčných faktorov	43
4.5.4	Tlakové straty v MP	47
4.6	Skutočný výkon výmenníka	51
5	VYUŽITIE ZÍSKANÉHO ODPADOVÉHO TEPLA	53
5.1	Využitie odpadového tepla v zimnej a letnej prevádzke na prípravu teplej vody.....	53
5.1.1	Centrálny spôsob prípravy vody s prietokovým ohrievačom	53
5.1.2	Centrálny spôsob prípravy vody so zásobníkovým ohrievačom	54
5.2	Využitie odpadového tepla v zimnej prevádzke pre vykurovanie	55
5.3	Kombinované využitie odpadového tepla	55
6	EKONOMICKÉ ZHODNOTENIE NAVRHNUTÝCH RIEŠENÍ	56
6.1	Úspora pri využití všetkého tepla na vykurovanie	56
6.2	Úspora pri využití všetkého tepla na ohrev vody	57
	ZÁVER	58
	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	60
	ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK	62
	ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK	68

ÚVOD

V dnešnej dobe ľudstvo potrebuje k svojmu životu značné množstvo energie. S rastúcou populáciou a industrializáciou zaostalých regiónov rok po roku narastá celosvetová spotreba energie a palív. Postupne dochádza aj k trvalému zvyšovaniu cien energií. Primárne zdroje ako uhlie, plyn a ropa sú vyčerpatelné a ich využitím zasahujeme do krehkej rovnováhy životného prostredia. Preto je nevyhnutné, aby sme šetrili tieto primárne zdroje znížením spotreby energie, využívaním obnoviteľných zdrojov alebo zefektívnením výrobných procesov.

Jednou z možností úspor energie je využívanie odpadového tepla spalín pri spaľovaní zemného plynu. Odpadové teplo zo spalín, ktoré radíme ako druhotný energetický zdroj, je často vypúšťané do atmosféry v mnohých priemyselných závodoch. Pomocou technológie výmenníkov tepla je možné dosiahnuť premenu tohto nevyužitého tepla na využiteľnú formu energie, napr. na výrobu elektrickej energie, vykurovanie alebo chladenie objektov, chladenie priemyselných procesov a ohrev teplej úžitkovej alebo technologickej vody.

Zámerom tejto diplomovej práce je navrhnúť systém spätného získavania tepla z odpadových plynov taviacej pece a jeho využitie pre vykurovanie priemyselného objektu a prípravu TÚV.

1 DRUHOTNÉ ENERGETICKÉ ZDROJE (DEZ)

Popri tradičných obnoviteľných zdrojov energie (energia slnečného žiarenia, energia vetra, energia vody, energia biomasy či geotermálna energia), ktoré málo zaťažujú životné prostredie, existuje celý rad možností získavania energie. Svoj potenciál čoraz viac získavajú druhotné energetické zdroje, ktoré môžu aspoň čiastočne nahradiť existujúce primárne zdroje energie (uhlie, ropa, zemný plyn). Zásoby týchto primárnych zdrojov totiž klesajú a ich cena rastie. Druhotné energetické zdroje vznikajú ako vedľajší produkt technologickej výroby alebo inej ľudskej činnosti. Aj keď sú pre pôvodnú technológiu nevhodné, môžu byť zdrojom energie pre iné zariadenia [1]. Podľa [2] dôležité DEZ sú:

- komunálny odpad – energetické spaľovanie odpadov,
- vyjazdené oleje – hlavne pre vykurovanie,
- skládkové plyny – vznikajú na skládkach komunálneho odpadu, pri neodplynovaní môžu vznikáť výbušné zmesi, možno použiť na výrobu elektriny,
- odpadové teplo – využitím inak zmareného tepla možno dosiahnuť energetické úspory alebo ho možno využiť pre priamu výrobu elektriny.

Využívanie všetkých týchto zdrojov energie umožňuje zníženie spotreby fosílnych palív, a tým pádom aj ich negatívny vplyv na kvalitu životného prostredia.

1.1 Využitie odpadového tepla spalín [3], [4]

So zvyšujúcimi sa nárokmi na efektívnosť a účinnosť energetických procesov sa stále zvyšuje význam využitia energie odpadového tepla. Teda tepla, ktoré by za normálnych podmienok bolo vypúšťané do okolitého prostredia bez akéhokoľvek účelného využitia. Odpadové teplo, ako druhotný energetický zdroj, vzniká pri rade technologických procesov v najrôznejších priemyselných oblastiach. K najväčším producentom odpadového tepla sa radia oceliarne, ropné rafinérie, sklárne, papierne, sušiarne, pece, spaľovne odpadov atď. Ďalším zdrojom odpadového tepla sú výrobné procesy v potravinárskom priemysle a veľké dátové centrá, ktoré vyžadujú nepretržité chladenie.

Využitím odpadového tepla dochádza okrem efektívnejšieho použitia energie v priemyselných procesoch k zlepšeniu energetickej hospodárnosti budov. Najčastejšie je využitie odpadového tepla na vykurovanie či ohrev teplej vody. Jedným zo zariadení na tento účel je výmenník tepla.

2 VÝMENNÍKY TEPLA

Výmenníky tepla sú technologické zariadenia, vďaka ktorým je uskutočnený priebežný alebo prerušovaný prenos tepelnej energie medzi dvoma či viac prúdiacimi teplotnými médiami pri rôznych teplotách. Dochádza v nich k odovzdávaniu tepla z teplého (ohrievacieho) média do média chladnejšieho (ohrievaného). Potreba používania výmenníkov tepla v priemysle je daná nielen z dôvodu získania inak vypúšťaného odpadového tepla, ale aj kvôli ochladeniu zariadení, aby nedošlo k ich prehriatiu a poškodeniu. [5], [6]

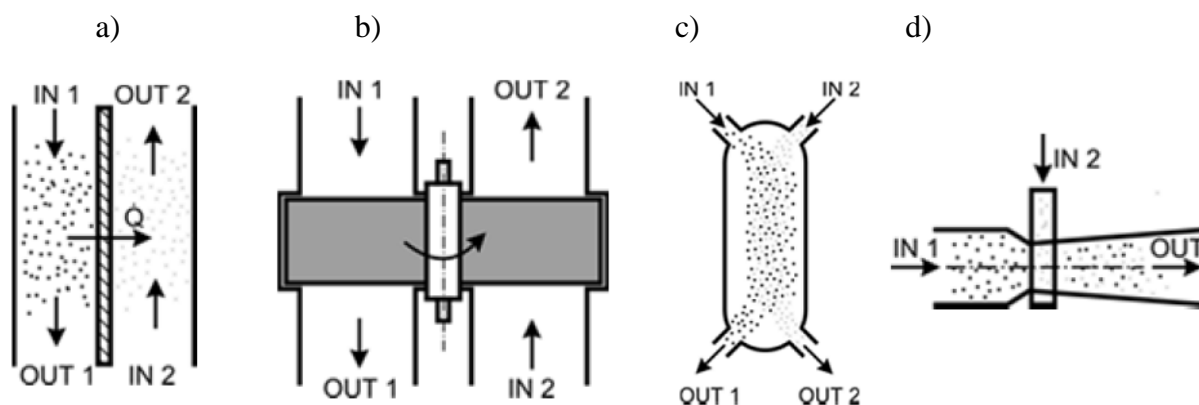
2.1 Rozdelenie výmenníkov tepla

Zdroj [5] udáva rozdelenie výmenníkov podľa nasledujúcich kritérií.

2.1.1 Podľa spôsobu odovzdávania tepelnej energie

Podľa druhu pracovného pochodu existujú štyri základné typy výmenníkov:

- Rekuperáčny – pracovné médiá vo výmenníku sú oddelené nepriepustnou stenou, ktorá tvorí teplovýmennú plochu. Nedochádza teda ku kontaktu teplotných látok.
- Regeneráčny – prenos tepla medzi dvoma hlavnými médiami je sprostredkovaný treťou pevnou teplotnou látkou, ktorá akumuluje teplo prijaté od ohrievacieho média, a potom ho odovzdáva médiu ohrievanému. Rozdiel oproti rekuperáčnemu je v pôsobení médií na rovnakú plochu s určitým časovým oneskorením. Pri tomto procese môže dôjsť k čiastočnému zmiešaniu oboch médií.
- Kontaktný – studené a teplé médium majú rozdielne fázy skupenstva, po ich kontakte a vzájomnej výmene tepla sú od seba oddelené. Teplovýmenná plocha je daná povrchom častíc pevnej fázy.
- Zmiešavací – výmenník nemá teplovýmenné plochy, ohrievacie a ohrievané médiá sa zmiešajú, v pracovnom priestore sa vytvára homogénna zmes.

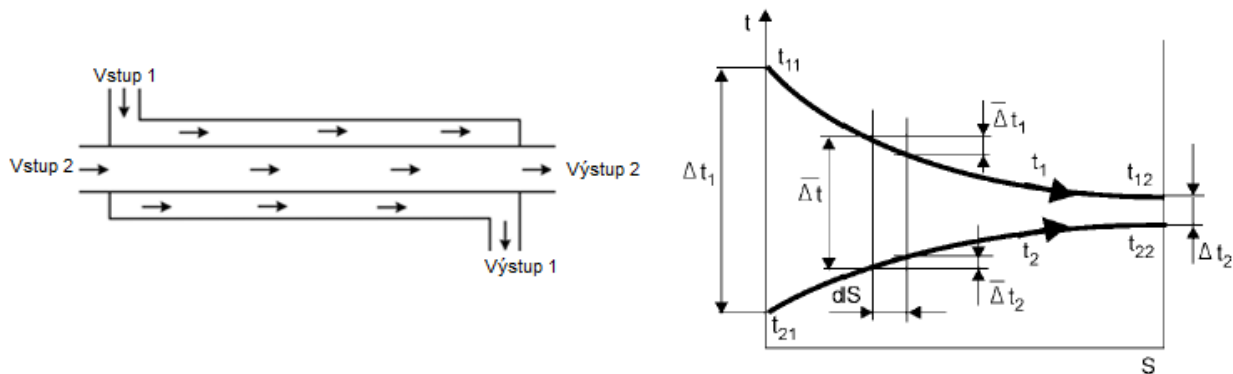


Obr. 2.1 Spôsoby prenosu tepelnej energie vo výmenníkoch [5]

2.1.2 Podľa vzájomného smeru a zmyslu prúdenia

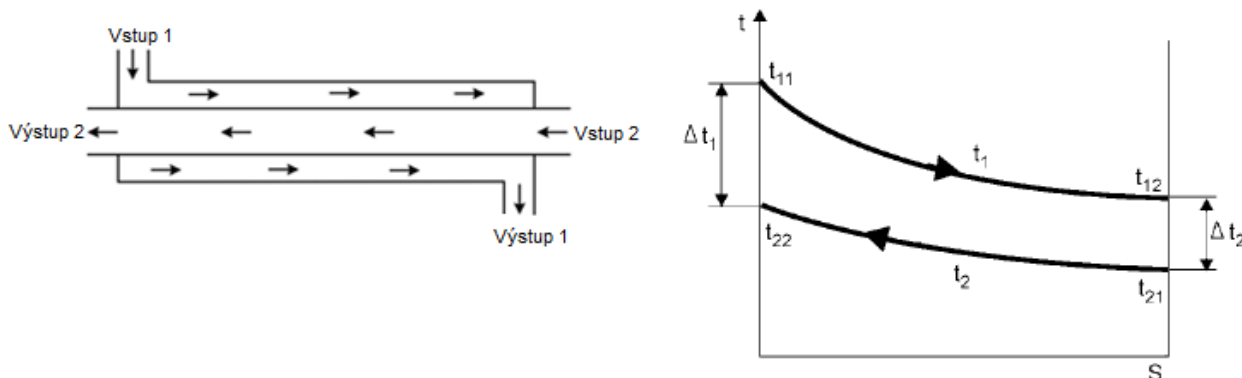
Rôzne spôsoby vzájomného prúdenia pracovných médií majú zásadný vplyv na priebeh prestupu tepla, a tým pádom aj na konštrukciu výmenníka:

a) súprúdové – smery prúdov médií sú rovnobežné a majú rovnaký zmysel,



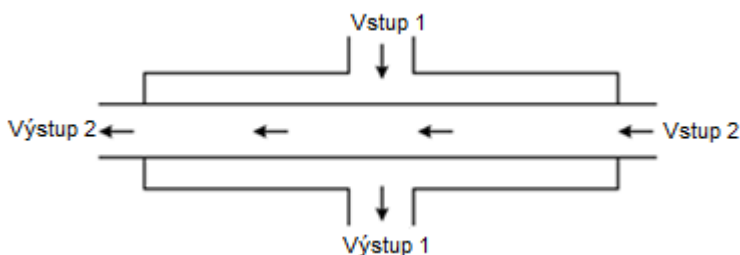
Obr. 2.2 Schéma a priebeh teplôt súprúdového výmenníka [5], [7]

b) protiprúdové – smery prúdov médií sú rovnobežné, ale majú opačný zmysel,



Obr. 2.3 Schéma a priebeh teplôt protiprúdového výmenníka [5], [7]

c) krížové – osy prúdov sú mimobežné a v kolmom priemete zvierajú uhol s veľkosťou 90°,

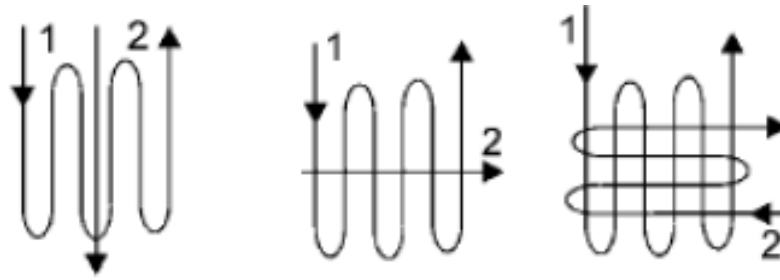


Obr. 2.4 Schéma krížového prúdu [5]

d) so šikmým vzájomným prúdom – osy prúdov zvierajú v kolmom priemete spolu uhol väčší alebo menší ako 90°,

e) viacnásobne súprúdové, protiprúdové a krížové prúdenie,

f) kombinované prúdenie.



Obr. 2.5 Schéma kombinovaných prúdov [7]

2.1.3 Podľa spôsobu prenosu tepla

Výmenníky tepla môžeme ďalej rozdeliť podľa toho, ktorým zo spôsobov prenosu tepla sa odovzdá najviac tepla:

- konvekčný – o odovzdanom teple rozhoduje hlavne prúdiace médium,
- sálavé (radičný) – väčšina tepla sa odovzdáva sálaním,
- kombinované – uvažuje sa prenos tepla prúdením aj radiáciou.

2.1.4 Podľa kombinácie teplonosných médií

V teplárstve sa najčastejšie vyskytujú tieto výmenníky:

- kvapalina – kvapalina (voda – voda),
- kvapalina – plyn (voda – para, olej – para, voda – spaliny),
- plyn – plyn (para – para, vzduch – para, spaliny – para, spaliny – vzduch).

2.1.5 Podľa skupenstva pracovných médií [7]

- bez zmeny skupenstva pracovných látok
- so zmenou skupenstva jednej teplonosnej látky
- so zmenou skupenstva oboch teplonosných látok

2.1.6 Podľa účelu a použitia

Výmenníky tepla rozdeľujeme podľa účelu a použitia do niekoľkých skupín:

- a) ohrievače – ohrievané médium v nich zvyšuje svoju teplotu, ale nedochádza k zmene fázy,
- b) chladiče – ochladzované médium v nich znižuje svoju teplotu bez zmeny fázy,
- c) výparníky a odparky – ohrievané kvapalné médium sa mení na paru,
- d) kondenzátory – teplejšie médium v plynnej fáze sa mení na kvapalinu (kondenzát),
- e) prehrievače a prihrievače – slúžia na zvyšovanie teploty sýtej alebo prehriatej pary,
- f) sušiarne – prísunom tepla sa dosahuje zníženie vlhkosti látky v pevnej fáze,
- g) termické odplyňovače vody – parným ohrevom vody na teplotu varu dochádza k odlúčeniu pohltených plynov,
- h) vykurovacie telesá – vykurovacie médium ohrieva okolitý vzduch.

2.2 Základné požiadavky na výmenníky tepla [5]

Pri návrhu výmenníka je najdôležitejšie čo najintenzívnejšie odovzdanie tepla pri nízkych nákladoch. Intenzívneho prestupu tepla je možné dosiahnuť voľbou vhodného materiálu a pracovného média, ale aj konštrukčnými úpravami.

2.2.1 Požiadavky kladené na výmenník

Výmenníky tepla musia spĺňať niekoľko základných požiadaviek, ktoré sú často navzájom protichodné. Preto je dôležité nájsť optimálne riešenie konečného návrhu, ktoré je vždy kompromisom medzi požiadavkami:

- čo najmenšie rozmery a hmotnosť,
- čo najnižšia cena,
- čo najmenšie tlakové straty (čerpacie práce),
- čo najvyššia spoľahlivosť v prevádzke a jednoduchá údržba.

2.2.2 Požiadavky kladené na teplotnosné látky

Ideálne pracovné médium by malo spĺňať veľké množstvo požiadaviek:

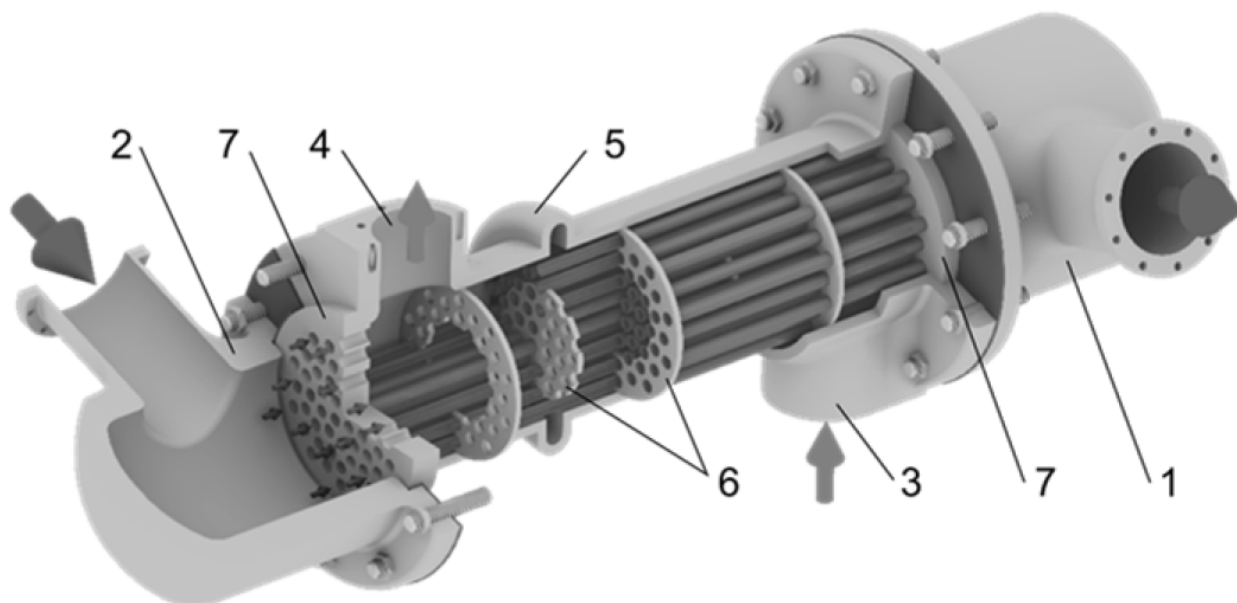
- veľká merná tepelná kapacita,
- vysoký súčiniteľ tepelnej vodivosti a prestupu tepla,
- nízka viskozita (nízke tlakové straty pri prúde),
- nízka agresivita vedúca ku korózii zariadenia,
- nízka cena,
- dostupnosť v dostatočnom množstve.

2.3 Rúrkové výmenníky [5]

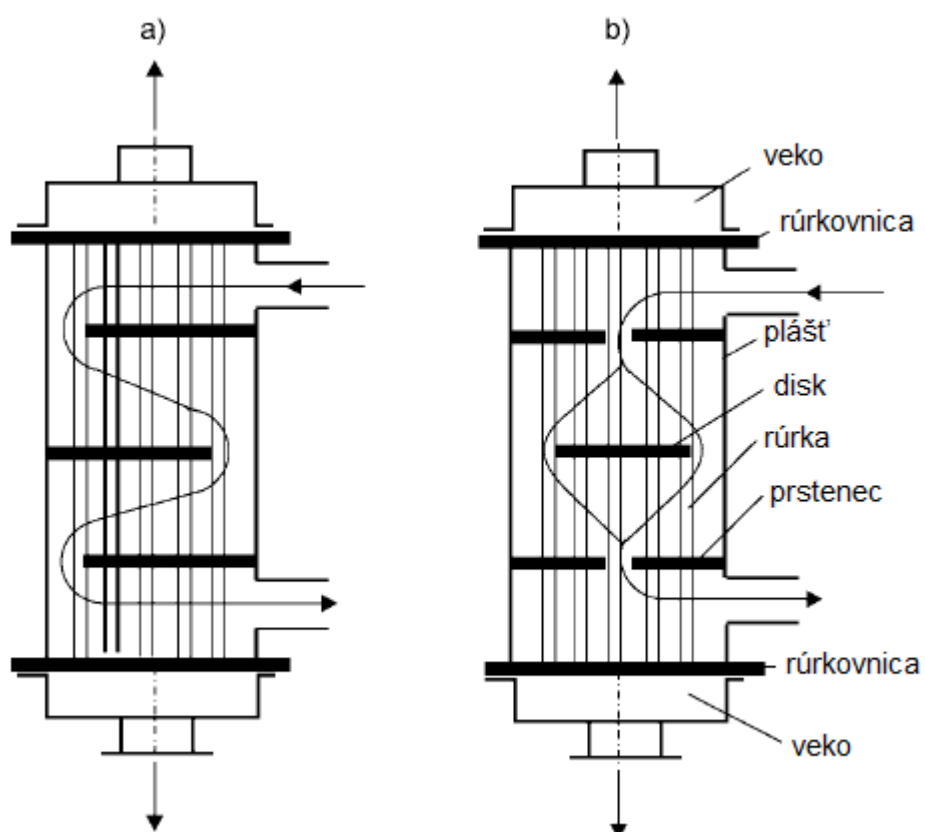
2.3.1 Plášťový výmenník s rovnými rúrkami

Plášťový výmenník s rovnými rúrkami (viď. obr. 2.6) je najstarším a zároveň konštrukčne najjednoduchším typom rekuperačných výmenníkov. Skladá sa z vonkajšieho plášťa s dvomi privarenými rúrkovnicami (7), do ktorých sú zavalcované alebo zavarené hladké resp. rebrované rúrky. Povrch rúrok tvorí teplovýmennú plochu pre prenos tepla medzi pracovnými látkami. Rúrky bývajú oceľové alebo mosadzné s hrúbkou steny 1,5–2,5 mm. Prietokový prierez medzi rúrkami býva 2–3× väčší ako prietokový prierez rúrkového zväzku.

Výmenník má dve veká (1 a 2), ktoré sa k rúrkovnici pripevňujú skrutkami. Jedno médium do výmenníka vstupuje armatúrou predného hrdla (2), prechádza rovnými rúrkami a vystupuje cez armatúru výstupného hrdla (1). Druhé médium vstupuje do výmenníka vstupným hrdlom (3), prechádza medzirúrkovým priestorom a vystupuje prírubou (4). Do medzirúrkového prostredia sa zvyčajne inštalujú prepážky (6) – najčastejšie segmentové alebo koncentrické (viď. obr. 2.7), ktoré spomaľujú pohyb tekutiny a predlžujú trajektóriu prúdenia. Tým pádom dochádza k intenzívnejšiemu prenosu tepla, za cenu zvýšenia tlakovej straty. Ďalšou funkciou prepážok je podopretie rúrok, aby nedošlo k ich ohybu a vibrácii. Výmenník je vybavený kompenzátorom dĺžkovej dilatácie (5).



Obr. 2.6 Plášťový rúrkový výmenník s rovnými rúrkami [5]

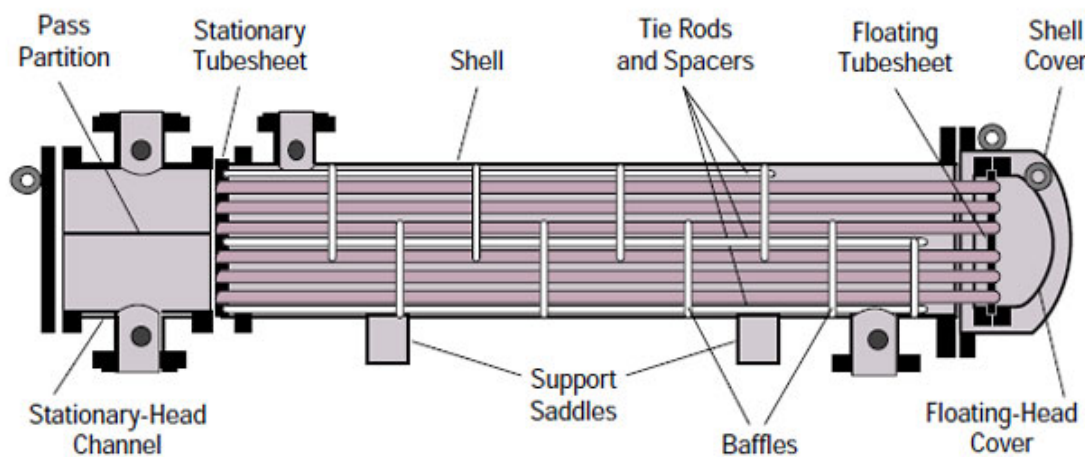


Obr. 2.7 Plášťový rúrkový výmenník s prepážkami [7]

a) segmentovými, b) koncentrickými

Medzi kladným vlastnostiam rovných rúrok patria jednoduchá výroba, dobré podmienky pre mechanické čistenie a možnosť výmeny poškodených rúrok. Okrem toho je možné použiť minimálnu hrúbku steny, čo vedie k zníženiu hmotnosti. Nevýhodou tohto typu konštrukcie je problém s tepelnou dilatáciou medzi pevnými rúrkovnicami. Preto je použitie obmedzené na nižšie teplotné rozdiely oboch pracovných médií a nižšie tlaky. Aby bolo možné využiť výhody plášťových výmenníkov s rovnými rúrkami aj pre vyššie parametre, vykonávajú sa konštrukčné úpravy:

- Kompenzácia s upchávkou nepatrí medzi najpoužívanejšie riešenia kvôli zložitosti a obtiažnosti udržiavania upchávok.
- Pri väčších tepelných tokoch je používaná kompenzácia s pružným zvlnením plášťa.
- Výmenníky s plávajúcou hlavou majú vyberateľnú rúrkovú sústavu, čo uľahčuje opravy. Najčastejšie sa používajú pre kombinácie médiá para-voda alebo voda-voda.



Obr. 2.8 Schéma plášťového výmenníka s plávajúcou hlavou [8]



Obr. 2.9 Plášťový výmenník s plávajúcou hlavou [8]

2.3.2 Článekový výmenník

Výmenník dvojrůrkový alebo rúrka v rúrke je protiprúdový s pozdĺžnym omývaním vonkajšieho povrchu. Nevýhodou je teplotná dilatácia rúrok, preto sa používa pre malé teplotné rozdiely, malé tlaky a prietoky.



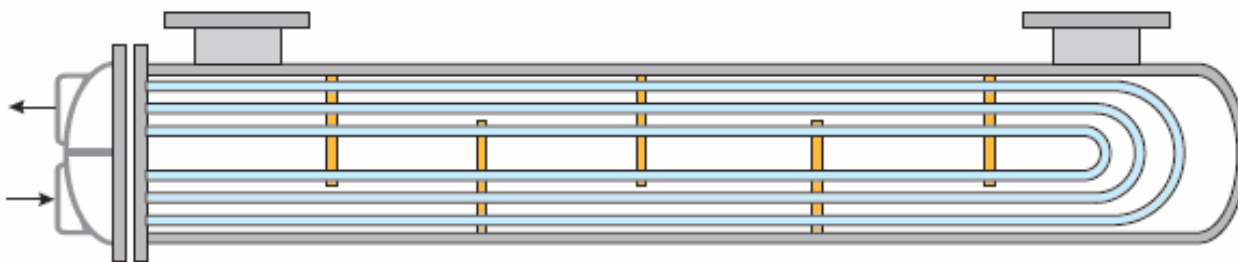
Obr. 2.10 Článekový výmenník [9]

2.3.3 Vlásokový výmenník s U-trubkami

Rúrky v plášti sú ohýbané do tvaru U. Hlavnou výhodou týchto výmenníkov je, že nenastanú problémy s teplotnými dilatáciami, pretože rúrky sa môžu voľne rozťahovať. Používajú sa menšie rúrky, konštrukcia má tak nižšiu hmotnosť a je kompaktnějšía. Nevýhodou je, že nie je možné mechanické čistenie vnútorného povrchu rúrok a výmeny poškodených rúrok.



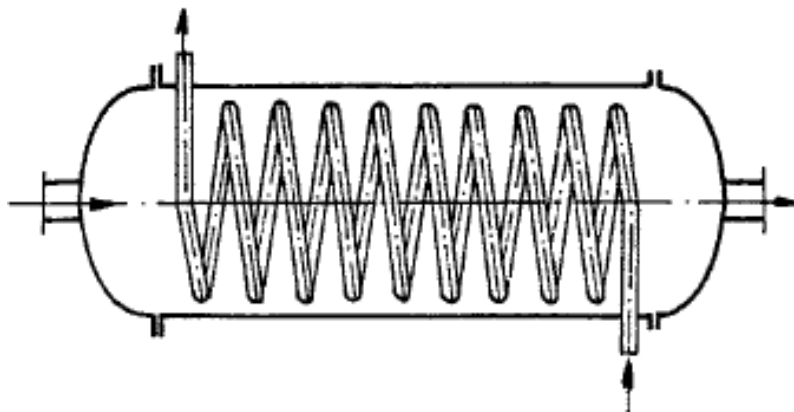
Obr. 2.11 Vlásokový výmenník tepla s U-rúrkami [10]



Obr. 2.12 Schéma vlásenkového výmenníka s U-růrkami [10]

2.3.4 Výmenník tepla so skrutkovicovo zatočenou rúrkou

Rúrky u tohto typu výmenníka sú v plášti vinuté skrutkovicovo, niekedy aj vo viacerých radoch. Výhodou je jednoduchá výroba a využitie čistého protiprúdu pri zachovaní priečného obtekania rúrok médiom. Vďaka tomu je možné dosiahnuť lepší prestup tepla pri menšej teplovýmennej ploche. Nevýhodou je, že rúrka je z jedného kusu, takže pri oprave je nutné ju celú vymeniť.

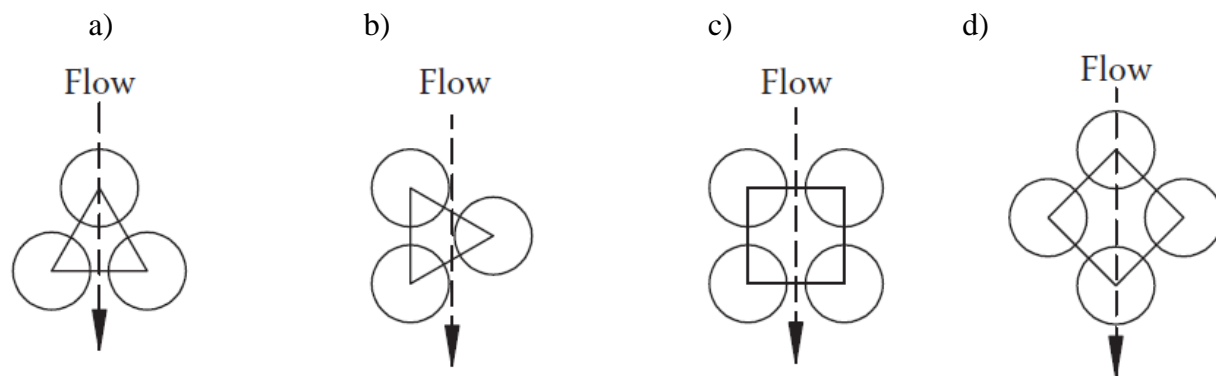


Obr. 2.13 Ležatý výmenník so skrutkovicovo vinutými rúrkami [7]

2.3.5 Geometria rúrok výmenníka

Dôležité konštrukčné predpoklady rúrkového zväzku:

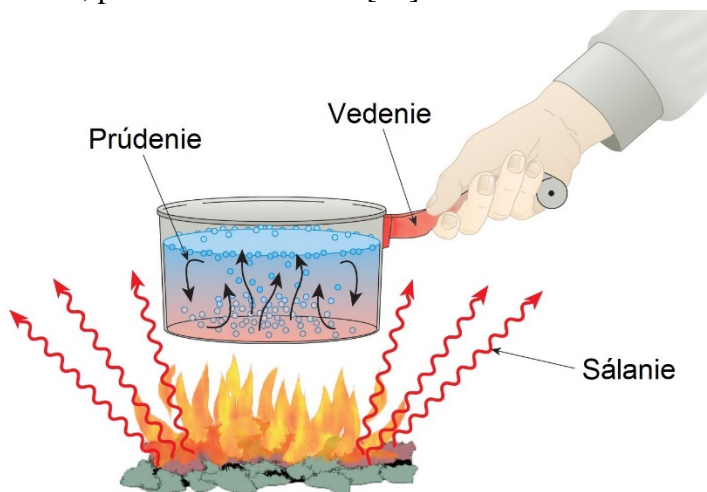
- hrúbka stien rúrok sa volí väčšinou v rozmedzí 0,5–2,5 mm;
- vnútorný priemer rúrok nemá byť menší ako 12 mm, pričom sa nedoporučuje použiť svetlosť väčšia ako 30 mm;
- rozstup rúrok sa obvykle volí 1,3–1,5 d_e (vnútorného priemeru rúrok), vždy väčší ako d_e+6 mm;
- dĺžka rúrok nemá byť dlhšia ako 6 m;
- rúrky na rúrkovnici sa rozmiestňujú tak, aby ich stredy boli na vrcholoch rovnoramenných trojuholníkov, alebo na sústredných kružniciach;
- spôsoby usporiadania rúrok v zväzku môže byť 30°, 45°, 60°, 90°.



Obr. 2.14 Usporiadanie rúrok: a) 30°, b) 60°, c) 90°, d) 45° [11]

3 SPÔSOBY PRENOSU TEPLA

Prenos tepla je dej, pri ktorom dochádza k výmene tepla medzi dvoma telesami alebo látkami s rôznymi teplotami. Tepelná výmena vždy prebieha tak, že látka s vyššou teplotou odovzdáva časť svojej vnútornej energie látke s nižšou teplotou. Zdieľanie môže dochádzať tromi spôsobmi: vedením, prúdením a sálaním. [12]



Obr. 3.1 Spôsoby prenosu tepla [13]

3.1 Prenos tepla vedením (kondukcia) [5], [12]

Pri vedení tepla sa tepelná energia prenáša od viac energetických k menej energetickým časticiam. Táto forma zdieľania tepla vyžaduje priamy kontakt hmoty. Uplatňuje sa prednostne v látkach pevného skupenstva, v kvapalinách a plynoch býva jeho význam druhoradý oproti prúdeniu. Veľkosť tepelného toku vedením je definovaná Fourierovým zákonom tepelnej vodivosti

$$dq = -\lambda \cdot \frac{dt_{st}}{d\delta} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.1)$$

kde	q	[W.m ⁻²]	je merný tepelný tok,
	λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	je tepelná vodivosť,
	t _{st}	[°C]	je teplota steny,
	δ	[m]	je hrúbka steny.

Podiel $\frac{\delta}{\lambda}$ sa tiež nazýva tepelný odpor. Pre jednoduchú rovinnú stenu je rovný

$$R_{st} = \frac{\delta}{\lambda} \quad \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad (3.2)$$

pre valcovú stenu potom

$$R_{st} = \frac{d_2}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \quad \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad (3.3)$$

kde	d ₁	[m]	je vnútorný priemer rúrky,
	d ₂	[m]	je vonkajší priemer rúrky.

Tepelná vodivost' λ je fyzikálna vlastnosť látky charakterizujúca vedenie tepla v danom prostredí. Veľkosť tepelnej vodivosti môžeme nájsť v tabuľkách, pre väčšinu materiálov je závislá od teploty.

3.2 Prenos tepla prúdením (konvekcia) [5], [12]

Druhý spôsob prenosu tepla je prúdenie. Uskutočňuje sa tým, že častice hmoty menia miesto v priestore a prenášajú pritom svoju tepelnú energiu. Tento dej sa odohráva v prúdiacich tekutinách. Je sprevádzaný súčasne vedením tepla od jednej častice k druhej, pretože v prúdiacej látke neexistuje teplotná rovnováha. Podľa typu prúdenia sa konvekcia delí na:

- prirodzenú – pohyb tekutiny je vyvolaný vztlakovými silami v dôsledku rozdielnych teplôt,
- nútenú – k prúdeniu dochádza pôsobením vonkajšieho faktora (ventilátor, čerpadlo, ale aj vietor).

Pre prenášaný merný tepelný tok platí Newtonov ochladzovací zákon

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_w - T_\infty) \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.4)$$

kde	\dot{q}	[W.m ⁻²]	je merný tepelný tok,
	α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	je súčiniteľ prestupu tepla,
	T_w	[K]	je teplota povrchu obtekaného telesa,
	T_∞	[K]	je teplota tekutiny v dostatočnej vzdialenosti od povrchu.

Oproti súčiniteľu tepelnej vodivosti λ , ktorého hodnota je približne konštantná, určenie súčiniteľa prestupu tepla α je komplikované. Závisí od viacerých faktorov ako druh tekutiny, rýchlosť a charakter prúdenia (laminárne, turbulентné), typ prúdenia (prirodzené, nútené), tvar, rozmery a teploty teplovýmenných stien, stav a vlastnosti tekutiny (teplota, tlak, hustota, merné teplo, viskozita). Všeobecne je $\alpha = f(w, t, t_{st}, d, l, \lambda, \mu, \rho, c_p)$.

3.3 Prenos tepla sálaním (radiácia) [5], [12]

Z každého povrchu, ktorý má teplotu väčšiu ako 0 K, je nepretržite emitovaná tepelná energia. Tento proces sa nazýva tepelné žiarenie, ktoré sa môže objaviť aj u plynov a kvapalín. Zatiaľ čo prenos tepla vedením a prúdením vyžaduje prítomnosť hmotnej látky, žiarenie sa môže šíriť aj vo vákuu.

Maximálny tepelný tok, ktorý môže byť vyžarovaný z povrchu, je daný Stefan-Boltzmannovým zákonom

$$\dot{q} = \sigma \cdot T^4 \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.5)$$

kde	\dot{q}	[W.m ⁻²]	je merný tepelný tok,
	σ	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]	je Stefan-Boltzmannova konštanta $\sigma = 5,67032 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$,
	T	[K]	je absolútna teplota telesa.

Táto rovnica platí len pre ideálny žiarič (absolútne čierne teleso), ktorý vyžaruje maximálnu možnú energiu. Pre reálne telesá platí

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (3.6)$$

kde ε [-] je emisný súčiniteľ, ktorý vyjadruje, ako je efektívne žiarenie z povrchu v porovnaní s absolútnym čiernym telesom, v rozsahu (0,1).

Prenos tepla vo výmenníkoch je kombinovaný proces, na ktorom sa podieľajú všetky druhy mechanizmov zdieľania tepla. Avšak väčšinou je jeden z týchto spôsobov dominantný. Najčastejšie používané sú výmenníky s konvektívnou zložkou prenosu tepla. U výmenníkov s vysokými teplotami niektorého z médií sa najviac uplatňuje prenos tepla sálaním. V špeciálnych prípadoch dochádza k fázovým premenám.

3.4 Prechod tepla [5]

Prechodom tepla je myslený prenos tepelnej energie medzi dvoma tekutinami v dvoch priestoroch oddelených pevnou stenou. Uvažujeme základné prechody stenou rovinnou a valcovou.

• Rovinná stena

Prechod tepla jednoduchou rovinnou stenou sa skladá z prestupu tepla konvekciou na oboch stranách steny a vedenia tepla stenou. Platia vzťahy

$$\dot{Q}_1 = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{s1}) \cdot S \quad [W] \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \cdot S \quad [W] \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_3 = \alpha_2 \cdot (t_{s2} - t_2) \cdot S \quad [W] \quad (3.9)$$

Prechod tepla je potom daný rovnicou prechodu tepla

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 = k \cdot \Delta t \cdot S \quad [W] \quad (3.10)$$

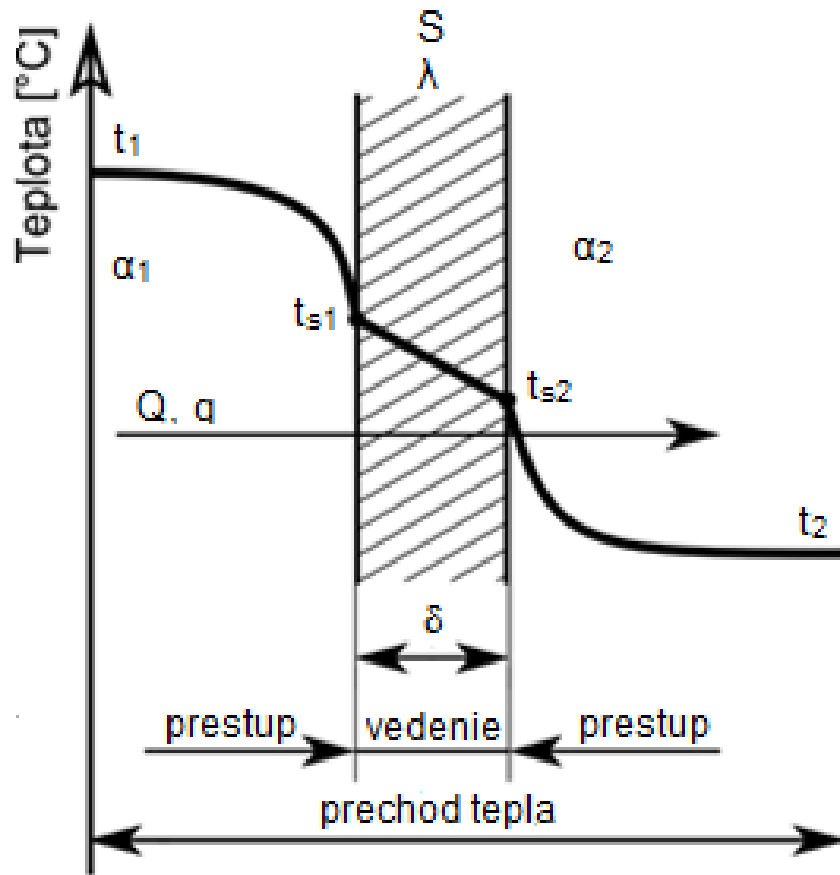
kde k je súčiniteľ prechodu tepla, ktorý môžeme vypočítať pomocou súčtu jednotlivých tepelných odporov.

$$\frac{1}{k} = \sum_{j=1}^n R_j = R_{\alpha_1} + R_{\lambda} + R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad (3.11)$$

kde α_1 [W.m⁻².K⁻¹] je súčiniteľ prestupu tepla z ohrievacej látky do steny,
 α_2 [W.m⁻².K⁻¹] je súčiniteľ prestupu tepla zo steny do ohrievanej látky,
 λ [W.m⁻¹.K⁻¹] je súčiniteľ tepelnej vodivosti materiálu steny,
 δ [m] je hrúbka steny.

Súčiniteľ prechodu tepla pre rovinnú stenu zloženú z niekoľkých vrstiev (platí aj pre nánosy na oboch stranách steny) o rôznej hrúbke a rôznej tepelnej vodivosti je daný vzťahom

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (3.12)$$



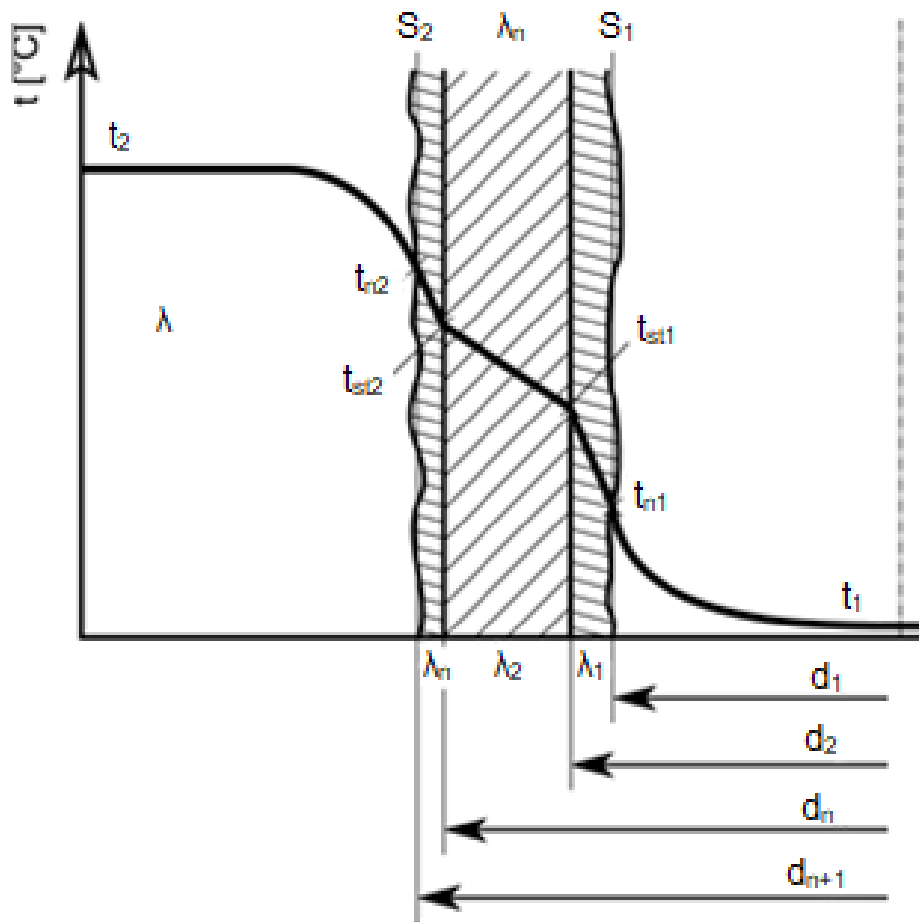
Obr. 3.2 Prechod tepla rovinnou stenou [5]

• Valcová stena

U valcovej steny je výhodnejšie, vzhľadom na premenlivú veľkosť výhrevnej plochy v smere tepelného toku (vnútorný alebo vonkajší priemer rúrky), vypočítať súčiniteľ prechodu tepla na 1 m dĺžky rúrky. Pre viacvrstvovú valcovú stenu potom platí

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}} \quad \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (3.13)$$

kde 1 sú parametre na vnútornej strane valcovej steny,
2 sú parametre na vonkajšej strane valcovej steny.



Obr. 3.3 Prechod tepla valcovou stenou [5]

4 NÁVRH VÝMENNÍKA TEPLA

Plášťový výmenník s rovnými rúrkami je navrhovaný na využitie odpadového tepla spalín od 5-tonovej taviacej plynovej pece. Rúrky vo výmenníku budú kruhové, v ktorých prúdia spaliny. V medzirúrkovom priestore obieha vodný roztok glykolu s bodom mrazu $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.1 Zadanie výpočtu výmenníka

Pred spalínovým filtrom by sa teplota mala udržiavať medzi $100\text{--}130\text{ }^{\circ}\text{C}$. Klapka sa bude otvárať pri $130\text{ }^{\circ}\text{C}$, je možné, že už pri $120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Je to kvôli určitej odozve snímača, pretože môže hroziť neskoré rozpoznanie zmeny (zvýšenia) teploty, ktoré spôsobuje omeškané ochladenie spalín. Tým pádom teplota by mohla stúpať ku kritickému bodu $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, kedy by už došlo k poškodeniu zariadenia. Teplota by nemala klesnúť pod $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ dlhodobu a ani krátkodobu pod kritický bod $90\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ideálna teplota na výstupe pred filtrom je $115\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Zadané hodnoty navrhovaného výmenníka:

- Vstupná teplota spalín $t_{11} = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Výstupná teplota spalín $t_{12} = 115\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Vstupná teplota chladiaceho média $t_{21} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Výstupná teplota chladiaceho média $t_{22} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Spotreba zemného plynu $\dot{V}_{ZP} = 225\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$
- Informatívny objemový tok spalín na vstupe $\dot{V}_{SP}^{in} = 26000\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

Okrem týchto je známe prvkové zloženie paliva a suchého vzduchu.

Tab. 4.1 Prvkové zloženie tranzitného zemného plynu [14]

Prvok	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂
Objemový podiel	98,39	0,44	0,16	0,07	0,03	0,84	0,07

Tab. 4.2 Prvkové zloženie vzduchu [15]

Prvok	O ₂	N ₂	CO ₂	Ar
Objemový podiel	21,00	78,05	0,03	0,92

4.2 Výpočet objemového množstva a zloženia teplotných látok

Vstupné a výstupné teploty oboch médií sú dané, ako aj objemový prietok spalín. K určeniu výkonu výmenníka je nutné poznať prvkové zloženie spalín. Výpočet bude prebiehať podľa [15].

4.2.1 Vzduch

Najprv je potrebné určiť minimálne množstvo vzduchu k dokonalému spáleniu 1 Nm^3 paliva. Pomocou zjednodušených stechiometrických výpočtov je určené minimálne množstvo kyslíka pre spálenie 1 Nm^3 zemného plynu.

$$\dot{V}_{O_2min} = 0,5 \frac{\omega_{H_2} + \omega_{CO}}{100} + \sum \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot \frac{\omega_{C_xH_y}}{100} - \frac{\omega_{O_2}}{100} \quad \left[\frac{Nm^3 O_2}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{O_2min} = & 0,5 \frac{0 + 0}{100} + \left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot \frac{98,39}{100} + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot \frac{0,44}{100} + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot \frac{0,16}{100} + \\ & + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot \frac{0,07}{100} + \left(5 + \frac{12}{4} \right) \cdot \frac{0,03}{100} - \frac{0}{100} = 1,9982 \frac{Nm^3 O_2}{Nm^3 ZP} \end{aligned}$$

Zo známeho množstva kyslíka je získaný minimálny objem suchého vzduchu pre dokonalé spálenie 1 Nm³ zemného plynu.

$$\dot{V}_{VZmin}^S = \dot{V}_{O_2min} \cdot \frac{100}{21} \quad \left[\frac{Nm^3 VZ^S}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.2)$$

$$\dot{V}_{VZmin}^S = 1,99815 \cdot \frac{100}{21} = 9,515 \frac{Nm^3 VZ^S}{Nm^3 ZP}$$

Atmosférický vzduch obsahuje vodnú paru, ktorá jeho objem zväčšuje. Pri konštrukčných výpočtoch pre bežné klimatické podmienky je možné voliť faktor pomerného zväčšenia suchého vzduchu o vodnú paru $f = 1,016$, čo zodpovedá približne relatívnej vlhkosti 70 % a teplote 20 °C. Minimálny objem vlhkého vzduchu potrebný pre dokonalé spálenie 1 Nm³ zemného plynu sa potom rovná

$$\dot{V}_{VZmin}^V = \dot{V}_{VZmin}^S \cdot f \quad \left[\frac{Nm^3 VZ^V}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.3)$$

$$\dot{V}_{VZmin}^V = 9,515 \cdot 1,016 = 9,6672 \frac{Nm^3 VZ^V}{Nm^3 ZP}$$

Aby skutočný objemový tok spalín na konci výpočtu dosiahol hodnotu cca 26000 m³/h, spaľuje sa s prebytkom vzduchu $\alpha = 5,7$. Skutočné množstvo suchého a vlhkého vzduchu je teda

$$\dot{V}_{VZ}^S = \dot{V}_{VZmin}^S \cdot \alpha \quad \left[\frac{Nm^3 VZ^S}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.4)$$

$$\dot{V}_{VZ}^S = 9,515 \cdot 5,7 = 54,2355 \frac{Nm^3 VZ^S}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{VZ}^V = \dot{V}_{VZmin}^V \cdot \alpha \quad \left[\frac{Nm^3 VZ^V}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.5)$$

$$\dot{V}_{VZ}^V = 9,66724 \cdot 5,7 = 55,1033 \frac{Nm^3 VZ^V}{Nm^3 ZP}$$

4.2.2 Spaliny

Ďalším krokom je výpočet objemov jednotlivých zložiek spalín vzniknuté spálením zmesi zemného plynu so vzduchom. Za predpokladu, že spaliny obsahujú CO₂, N₂, Ar a H₂O, výpočet bude nasledovný

- Objem oxidu uhličitého v spalinách

$$\dot{V}_{CO_2} = 0,01 \cdot (\omega_{CO} + \omega_{CO_2} + \sum x \cdot \omega_{C_xH_y} + 0,03 \cdot \dot{V}_{VZ}^S) \quad \left[\frac{Nm^3 CO_2}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{CO_2} &= 0,01 \cdot (0 + 0,07 + 98,39 + 2 \cdot 0,44 + 3 \cdot 0,16 + 4 \cdot 0,07 + 5 \cdot 0,03 + \\ &+ 0,03 \cdot 54,2355) = 1,0188 \frac{Nm^3 CO_2}{Nm^3 ZP} \end{aligned}$$

- Objem dusíka v spalinách

$$\dot{V}_{N_2} = 0,01 \cdot (\omega_{N_2} + 78,05 \cdot \dot{V}_{VZ}^S) \quad \left[\frac{Nm^3 N_2}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.7)$$

$$\dot{V}_{N_2} = 0,01 \cdot (0,84 + 78,05 \cdot 54,2355) = 42,3392 \frac{Nm^3 N_2}{Nm^3 ZP}$$

- Objem argónu v spalinách

$$\dot{V}_{Ar} = \frac{0,92}{100} \cdot \dot{V}_{VZ}^S \quad \left[\frac{Nm^3 Ar}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.8)$$

$$\dot{V}_{Ar} = \frac{0,92}{100} \cdot 54,2355 = 0,4990 \frac{Nm^3 Ar}{Nm^3 ZP}$$

- Objem vodnej pary v spalinách

$$\dot{V}_{H_2O} = 0,01 \cdot (\omega_{H_2} + \sum \frac{y}{2} \cdot \omega_{C_xH_y}) + (f - 1) \cdot \dot{V}_{VZ}^S \quad \left[\frac{Nm^3 H_2O}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{H_2O} &= 0,01 \cdot (0 + \frac{4}{2} \cdot 98,39 + \frac{6}{2} \cdot 0,44 + \frac{8}{2} \cdot 0,16 + \frac{10}{2} \cdot 0,07 + \frac{12}{2} \cdot 0,03 + \\ &+ (1,016 - 1) \cdot 54,2355) = 2,8605 \frac{Nm^3 H_2O}{Nm^3 ZP} \end{aligned}$$

Z jednotlivých objemov zložiek spalín sú určené celkové množstvá suchých a vlhkých spalín vstupujúcich do výmenníka.

$$\dot{V}_{SP}^S = \dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar} \quad \left[\frac{Nm^3 SP^S}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.10)$$

$$\dot{V}_{SP}^S = 1,0188 + 42,3392 + 0,4990 = 43,8570 \frac{Nm^3 SP^S}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{SP}^V = \dot{V}_{SP}^S + \dot{V}_{H_2O} \quad \left[\frac{Nm^3 SP^V}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.11)$$

$$\dot{V}_{SP}^V = 43,8570 + 2,8605 = 46,7174 \frac{Nm^3 SP^V}{Nm^3 ZP}$$

Teoretický objemový prietok spalín je získaný vynásobením množstva vlhkých spalín so spotrebou zemného plynu.

$$\dot{V}_{SP} = \dot{V}_{SP}^V \cdot \dot{V}_{ZP} \quad \left[\frac{Nm^3}{s} \right] \quad (4.12)$$

$$\dot{V}_{SP} = 46,7174 \cdot \frac{225}{3600} = 2,9198 \frac{Nm^3}{s}$$

Pre skutočný objemový prietok spalín na vstupe do výmenníka je potrebné prepočítať teoretický objemový prietok z normálnych fyzikálnych podmienok podľa vzťahu

$$\dot{V}_{SP}^{in} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{t_{11} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{p_1} \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (4.13)$$

kde $t_{11} = 400$ °C je vstupná teplota spalín do výmenníka. Tlak spalín p_1 je uvažovaný atmosférický. Objemový prietok spalín je daný rovnicou (4.12). Skutočný objemový tok spalín vstupujúci do výmenníka je potom

$$\dot{V}_{SP}^{in} = 2,9198 \cdot \frac{400 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{101325} = 7,1956 \frac{m^3}{s} = 25904,305 \frac{m^3}{h}$$

Výsledná hodnota objemového toku spalín na vstupe vyšla približne o 0,4 % nižšia ako zadaná, pri takomto množstve spalín je táto odchýlka zanedbateľná.

4.2.3 Zloženie spalín

Pre určenie fyzikálnych vlastností spalín je nevyhnutné poznať jeho presné objemové a hmotnostné zloženie.

Objemový zlomok v spalínach je získaný vzťahom

$$x_n = \frac{\dot{V}_n}{\dot{V}_{SP}^V} \quad [-] \quad (4.14)$$

Pre jednotlivé zložky spalín objemové zastúpenie vypadá nasledovne

$$x_{CO_2} = \frac{\dot{V}_{CO_2}}{\dot{V}_{SP}^V} = \frac{1,0188}{46,7174} = 0,02181$$

$$x_{N_2} = \frac{\dot{V}_{N_2}}{\dot{V}_{SP}^V} = \frac{42,3392}{46,7174} = 0,90628$$

$$x_{Ar} = \frac{\dot{V}_{Ar}}{\dot{V}_{SP}^V} = \frac{0,4990}{46,7174} = 0,01068$$

$$x_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{\dot{V}_{SP}^V} = \frac{2,8605}{46,7174} = 0,06123$$

Hmotnostné zlomky sú vypočítané pomocou vzťahu

$$w_n = \frac{M_n \cdot x_n}{\sum M_n \cdot x_n} \quad [-] \quad (4.15)$$

Molárne hmotnosti jednotlivých zložiek sú v tab. 4.3.

$$w_{CO_2} = \frac{M_{CO_2} \cdot x_{CO_2}}{\sum M_n \cdot x_n} = \frac{44,01 \cdot 0,02181}{27,87445} = 0,03443$$

U N_2 , Ar a H_2O je postup výpočtu totožný.

Tab. 4.3 Objemové a hmotnostné zloženie spalín [15]

n	M_n [g/mol]	x [-]	x [%]	w [-]	w [%]
CO ₂	44,01	0,02181	2,181	0,03443	3,443
N ₂	28,01	0,90628	90,628	0,91069	91,069
Ar	39,944	0,01068	1,068	0,01531	1,531
H ₂ O	18,016	0,06123	6,123	0,03957	3,957

4.3 Bilancia výmenníka [5], [6]

Základom tepelného výpočtu výmenníka sú dve rovnice, a to rovnica tepelnej (výkonovej) bilancie (4.16) a rovnica prechodu tepla (3.10), ktoré musia byť navzájom v úplnej zhode. To znamená, že po návrhovom výpočte výmenníka, kedy sa hľadá predovšetkým jeho veľkosť výhrevnej plochy S , musí nutne dôjsť k doladeniu rovnice výkonovej bilancie resp. znova ku kontrole navrhutej plochy výmeny tepla. Tento postup je potrebné opakovať dovtedy, až kým si rovnice budú odpovedať s dostatočnou presnosťou.

Rovnica tepelnej bilancie vyplýva zo zákona zachovania energie, keď tepelný príkon privádzaný teplejšou pracovnou látkou do výmenníka sa musí rovnať tepelnému výkonu prenesenému do chladnejšej pracovnej látky.

Rovnica tepelnej bilancie

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_1 \cdot c_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) \cdot \eta = \dot{M}_2 \cdot c_2 \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad [kW] \quad (4.16)$$

kde	t_{11}, t_{12}	[°C]	je teplota ohrievacej látky na vstupe a výstupe,
	t_{21}, t_{22}	[°C]	je teplota ohrievanej látky na vstupe a výstupe,
	\dot{M}_1, \dot{M}_2	[kg.s ⁻¹]	je hmotnostný tok ohrievacej a ohrievanej látky,
	c_1, c_2	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	je stredná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku látok,
	η	[-]	je tepelná účinnosť výmenníka ($\eta = 0,98-0,999$), v praktických výpočtoch sa väčšinou neuvažuje.

Rovnicu upravím vzťahom

$$i = c \cdot t \quad \left[\frac{kJ}{m^3} \right] \quad (4.17)$$

kde i je merná entalpia spalín. Z tabuliek je možno získať hodnoty merných entalpií zložiek spalín v jednotkách kJ/Nm^3 . Hmotnostný tok \dot{M} v rovnici (4.16) je preto nahradený objemovým tokom \dot{V} .

$$\dot{Q}_b = \dot{V}_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) = \dot{V}_2 \cdot (i_{22} - i_{21}) \quad [\text{kW}] \quad (4.18)$$

Merná entalpia spalín sa dá získať z merných entalpií jednotlivých zložiek (tab. 4.4) a ich objemového podielu (tab. 4.3) v spalinách podľa vzťahu

$$i = \sum i_n \cdot x_n \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \right] \quad (4.19)$$

Tab. 4.4 Merné entalpie $[\text{kJ}/\text{Nm}^3]$ zložiek spalín pre $t_{11} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ a $t_{12} = 115 \text{ }^\circ\text{C}$ [15]

t [$^\circ\text{C}$]	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O
115	198,13	149,06	107,01	173,69
400	771,9	526,7	371,7	625,9

Merné entalpie spalín na vstupe i_{11} a výstupe i_{12} sa potom rovnajú

$$i_{11} = 771,9 \cdot 0,0218 + 526,7 \cdot 0,9063 + 371,7 \cdot 0,0107 + 625,9 \cdot 0,0612 = 536,46 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$$

$$i_{12} = 198,13 \cdot 0,0218 + 149,06 \cdot 0,9063 + 107 \cdot 0,0107 + 173,7 \cdot 0,0612 = 151,19 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$$

Potrebný výkon výmenníka je

$$\dot{Q}_b = \dot{V}_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) = 2,9198 \cdot (536,46 - 151,19) = 1124,928 \text{ kW}$$

4.4 Rúrkový priestor (RP) [6]

V rúrkovom priestore budú prúdiť spaliny. Vonkajší priemer rúrok je zadaný $d_2 = 60 \text{ mm}$ s hrúbkou steny $\delta_l = 4 \text{ mm}$. Tým pádom vnútorný priemer je $d_1 = 52 \text{ mm}$. Medzera medzi rúrkami má byť minimálne 15 mm. Rúrky sú usporiadané šachovnicovo, uhol usporiadania je 30° . Počet chodov $n_{CH} = 1$. Po niekoľkých iteráciách v programe Mathcad bola zvolená dĺžka rúrok $L_{tr} = 5,4 \text{ m}$.

Rýchlosť prúdenia plynných látok v rúrkach býva v rozmedzí 5–12 m/s [5]. Navrhnutá rýchlosť prúdenia spalín je $w = 8 \text{ m/s}$.

Počet rúrok je získaný zo vzťahu

$$N_{tr} = \frac{\dot{V}_{SPR}}{S_{tr} \cdot w} \quad (4.20)$$

kde S_{tr} je prierez jednej rúrky

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,052^2}{4} = 0,00212 \text{ m}^2 \quad (4.21)$$

\dot{V}_{SPr} je skutočný objemový tok spalín pri strednej teplote \bar{t}_1 . Táto teplota je vypočítaná nasledujúcim spôsobom

$$\bar{t}_1 = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{400 + 115}{2} = 257,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.22)$$

Dosadením \bar{t}_1 do vzorca (4.13) je získaný skutočný objemový tok spalín pri strednej teplote.

$$\dot{V}_{SPr} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{\bar{t}_1 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{p_1} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (4.23)$$

$$\dot{V}_{SPr} = 2,9198 \cdot \frac{257,5 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{101325} = 5,672 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Počet rúrok sa rovná potom

$$N_{tr} = \frac{5,672}{0,00212 \cdot 8} = 333,87$$

Vypočítaný počet rúrok je zaokrúhlený nahor a je zvolené také číslo, aby medzirúrkové prostredie bolo čo najviac vyplnené. Je stanovený skutočný počet rúrok $N_{tr} = 367$.

Skutočná rýchlosť spalín je daná vzťahom

$$w_1 = \frac{\dot{V}_{SPr}}{S_{sv}} \quad (4.24)$$

kde S_{sv} je prietokový prierez zväzku rúrok

$$S_{sv} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot N_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,052^2}{4} \cdot 367 = 0,7794 \text{ m}^2 \quad (4.25)$$

Skutočná rýchlosť spalín sa rovná

$$w_1 = \frac{5,672}{0,7794} = 7,278 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.4.1 Súčiniteľ prestupu tepla v RP

Pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla spalín je nezbytné znáť fyzikálne vlastnosti spalín, ktoré sú možné vypočítať z hodnôt jednotlivých zložiek spalín v tab. 4.5. Tieto hodnoty sa vzťahujú na strednú teplotu spalín $\bar{t}_1 = 257,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Tab. 4.5 Fyzikálne vlastnosti zložiek spalín pre strednú teplotu \bar{t}_1 [16]

n	ρ [kg/m ³]	c [J/(kg.K)]	$\eta \cdot 10^6$ [Pa.s]	$\lambda \cdot 10^3$ [W/(m.K)]
CO ₂	1,0192	1032,3625	24,2275	35,17
N ₂	0,6486	1061,8325	26,155	42,3525
Ar	0,9265	519	34,86	28,0725
H ₂ O	0,4189	1974,1125	18,6175	39,1225

a) Hustota spalín

$$\rho_1 = \sum \rho_n x_n \quad \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (4.26)$$

$$\rho_1 = 1,0192 \cdot 0,0218 + 0,6486 \cdot 0,9063 + 0,9265 \cdot 0,0107 + 0,4189 \cdot 0,0612 = 0,6455 \frac{kg}{m^3}$$

b) Merná tepelná kapacita spalín

$$c_1 = \sum c_n x_n \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (4.27)$$

$$\begin{aligned} c_1 &= 1032,363 \cdot 0,0218 + 1061,833 \cdot 0,9063 + 519 \cdot 0,0107 + 1974,113 \cdot 0,0612 = \\ &= 1111,25 \frac{J}{kg \cdot K} \end{aligned}$$

c) Kinematická viskozita spalín

$$v_1 = \frac{\eta_1}{\rho_1} \quad \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (4.28)$$

kde η_1 je dynamická viskozita spalín daná rovnicou

$$\eta_1 = \sum \frac{\eta_n \cdot w_n \cdot \sqrt{M_n}}{w_n \cdot \sqrt{M_n}} \quad [Pa \cdot s] \quad (4.29)$$

$$\eta_1 = 2,684 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$$

$$v_1 = \frac{2,684 \cdot 10^{-5}}{0,6455} = 4,158 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

d) Súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín

$$\lambda_1 = \sum \frac{\lambda_n \cdot w_n \cdot \sqrt{M_n}}{w_n \cdot \sqrt{M_n}} \quad \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (4.30)$$

$$\lambda_1 = 0,04168 \frac{W}{m \cdot K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla je daný podľa vzťahu

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (4.31)$$

Pre výpočet Nusseltovho čísla spalín je potrebné znáť ďalšie dve bezrozmerné kritériá podobnosti.

Reynoldsovo číslo spalín

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1} \quad [-] \quad (4.32)$$

$$Re_1 = \frac{7,278 \cdot 0,052}{4,158 \cdot 10^{-5}} = 9101,847$$

Prandtlovo číslo spalín

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1} \quad [-] \quad (4.33)$$

kde a_1 je súčiniteľ teplotnej vodivosti spalín

$$a_1 = \frac{\lambda_1}{c_1 \cdot \rho_1} \quad \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (4.34)$$

$$a_1 = \frac{0,04168}{1111,25 \cdot 0,6455} = 5,81 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$Pr_1 = \frac{4,158 \cdot 10^{-5}}{5,81 \cdot 10^{-5}} = 0,7156$$

Vzorec pre výpočet Nusseltovho čísla pre vynútenú konvekciu v kruhovej rúrke je (4.35), ktorý platí pre $0,5 < Pr < 2000$ a $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$. Týmto vzťahom odchýlku výsledku je možné znížiť pod 10 %, oproti jednoduchším vzorcom, kde táto chyba môže byť až 25 % [17].

$$Nu_1 = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \cdot \left(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad [-] \quad (4.35)$$

kde f je súčiniteľ trenia

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re_1) - 1,64)^{-2} \quad [-] \quad (4.36)$$

$$f = (0,79 \cdot \ln(9101,847) - 1,64)^{-2} = 0,03233$$

$$Nu_1 = \frac{\frac{0,03233}{8} \cdot 9101,847 \cdot 0,7156}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,03233}{8}\right)^{0,5} \cdot (0,7156^{\frac{2}{3}} - 1)} = 27,9374$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín je

$$\alpha_1 = \frac{27,9374 \cdot 0,04168}{0,052} = 22,3938 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.4.2 Tlakové straty v RP

Tlakové straty v rúrkovom priestore sú dané vzťahom [6]

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad [Pa] \quad (4.37)$$

kde Δp_{t1} sú tlakové straty vyvolané trením a Δp_{m1} sú tlakové straty miestne, vyvolané miestnymi odpormi.

- Tlakové straty trením v rúrkach kruhového prierezu majú tvar

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot n_{CH} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad [Pa] \quad (4.38)$$

kde λ_{11} je stratový súčiniteľ, pre ktorý platí vzťah (pre $Re > 2320$)

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \sqrt[12]{\left(\frac{8}{Re_1}\right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(x_9 + x_{10})^3}}} \quad [-] \quad (4.39)$$

Substitučné faktory x_9 a x_{10} podľa vzťahov

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_1}\right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} \quad [-] \quad (4.40)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_1}\right)^{16} \quad [-] \quad (4.41)$$

Pre relatívnu drsnosť steny rúrky platí

$$k_{r1} = \frac{k}{d_1} \quad [-] \quad (4.42)$$

kde k je absolútna drsnosť steny, uvažovaná 46 μm . [17]

$$k_{r1} = \frac{46 \cdot 10^{-6}}{0,052} = 0,00088$$

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{9101,847} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,00088} \right] \right\}^{16} = 11,202 \cdot 10^{18}$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{9101,847} \right)^{16} = 6,9821 \cdot 10^9$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \sqrt[12]{\left(\frac{8}{9101,847} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(11,202 \cdot 10^{18} + 6,9821 \cdot 10^9)^3}}} = 0,03326$$

Súčiniteľ z_1 je daný vzťahom

$$z_1 = \frac{L_{tr}}{d_1} = \frac{5,4}{0,052} = 103,846 \quad [-] \quad (4.43)$$

Korekčný faktor z_2 je súčiniteľ zohľadňujúci zmenu dynamickej viskozity v medznej vrstve s ohľadom na smer tepelného toku, kde koeficient $a = 0,6$ pri podmienkach $Re > 2320$ a smer tepelného toku z RP. Pre látky plynového skupenstva platí

$$z_2 = \left(\frac{\bar{t}_{1w} + 273,15}{\bar{t}_1 + 273,15} \right)^a \quad [-] \quad (4.44)$$

Stredná teplota vnútorného povrchu rúrky \bar{t}_{1w} je daná vzťahom

$$\bar{t}_{1w} = \bar{t}_1 - \frac{\dot{Q}_b}{S_{1tp} \cdot \alpha_1} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.45)$$

kde teplovýmenná plocha S_{1tp} je

$$S_{1tp} = \pi \cdot d_1 \cdot N_{tr} \cdot L_{tr} \quad [\text{m}^2] \quad (4.46)$$

$$S_{1tp} = \pi \cdot 0,052 \cdot 367 \cdot 5,4 = 323,752 \text{ m}^2$$

$$\bar{t}_{1w} = 257,5 - \frac{1124928}{323,752 \cdot 22,3938} = 102,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$z_2 = \left(\frac{102,34 + 273,15}{257,5 + 273,15} \right)^{0,6} = 0,8126$$

Tlaková strata trením v RP sa rovná

$$\Delta p_{t1} = 0,03326 \cdot 0,6455 \cdot \frac{7,278^2}{2} \cdot 1 \cdot 103,846 \cdot 0,8126 = 47,98 \text{ Pa}$$

- Tlakové straty miestne sú stanovené pomocou vzťahu

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{CH1} + \xi_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad [Pa] \quad (4.47)$$

kde $\xi_{11} = 0,7$ je stratový súčiniteľ miestneho odporu pre vstup a výstup z rúrok zväzku a $\xi_{12} = 0,4$ je stratový súčiniteľ miestneho odporu pre ohyb prúdu v komore.

$$\Delta p_{m1} = [0,7 \cdot 1 + 0,4 \cdot (1 - 1)] \cdot 0,6455 \cdot \frac{7,278^2}{2} = 11,97 Pa$$

- Celková tlaková strata v rúrkovom priestore sa potom rovná

$$\Delta p_{z1} = 47,98 + 11,97 = 59,95 Pa$$

4.5 Medzirúrkový priestor (MP) [11], [18]

V medzirúrkovom priestore prúdi chladiace médium. Daný 52% roztok je zmes vody a monoetylén glykolu, s bodom mrazu $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Rúrky v rúrkovnici sú usporiadané šachovnicovo do trojuholníku s uhlom 30° . Rozstup rúrok ovplyvňuje rýchlosť prúdenia a tlakovú stratu v medzirúrkovom prostredí. Zvyčajne sa volí vzdialenosť 1,25–1,5 d_2 . Pre vonkajší priemer rúrky $d_2 = 60\text{ mm}$ je zvolený rozstup $L_{tp} = 75\text{ mm}$. Schéma zväzku rúrkovnice je na obr. 4.3.

Vôľa medzi zväzkom rúrok a plášťom výmenníka z konštrukčných dôvodov má byť väčšia ako 12 mm. Pre presnejšiu hodnotu je používaný vzťah

$$L_{bb} = 12 + 0,005 \cdot D_s \quad [\text{mm}] \quad (4.48)$$

$$L_{bb} = 12 + 0,005 \cdot 1580 = 19,9\text{ mm}$$

Po zaokrúhlení je zvolená vzdialenosť $L_{bb} = 20\text{ mm}$.

Pre plášť s vonkajším priemerom väčším ako 762 mm má byť hrúbka steny plášťa minimálne 6,35 mm. Pre vnútorný priemer $D_s = 1580\text{ mm}$ volím hrúbku steny $\delta_2 = 8\text{ mm}$.

4.5.1 Segmentové prepážky

Súčasťou medzirúrkového prostredia výmenníka sú segmentové prepážky. Tieto predlžujú dráhu prúdu média a nútia ho ku kolmému priečnemu omývaniu rúrkovej výhrevnej plochy. V dôsledku bude prestup tepla intenzívnejší. Rozmery segmentových prepážok a vzdialenosť medzi nimi sa volí tak, aby rýchlosť média bola v každom úseku rovnaká. Prepážky taktiež podopierajú rúrky, zabezpečujú ich stabilitu a eliminujú vibráciu rúrok.

Výrezy sa používajú v rozmedzí 15–45 % vnútorného priemeru plášťa. Výšku prepážok som volil $0,726 D_s$, t. j. $h_p = 1147\text{ mm}$.

Pre prierez výrezu prepážky S_{vp} platí vzťah

$$S_{vp} = \frac{D_s^2}{8} \cdot \left(\frac{\theta_{ds} \cdot \pi}{180} - \sin(\theta_{ds}) \right) - \left(\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n_c \right) \quad [\text{m}^2] \quad (4.49)$$

kde $n_c = 77$ je počet rúrok vo výrezu prepážky, s uhlom $\theta_{ds} = 126,27^{\circ}$ sú znázornené na obr. 4.3.

$$S_{vp} = \frac{1,58^2}{8} \cdot \left(\frac{126,27 \cdot \pi}{180} - \sin(126,27) \right) - \left(\frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \cdot 77 \right) = 0,2184\text{ m}^2$$

Pre zachovanie stálej rýchlosti chladiaceho média sa tento prierez musí rovnať prierezu medzi prepážkami S_m

$$S_m = L_{bc} \cdot \left(L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \cdot (L_{tp} - d_2) \right) \quad [\text{m}^2] \quad (4.50)$$

kde $L_{tp,eff} = L_{tp}$ pre usporiadanie rúrok s uhlom 30° . Spojením rovnic (4.49) a (4.50) je možné vyjadriť rozstup medzi prepážkami L_{bc} .

$$S_m = S_{vp}$$

$$L_{bc} = \frac{S_{vp}}{\left(L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \cdot (L_{tp} - d_2) \right)} \quad [m] \quad (4.51)$$

$$L_{bc} = \frac{0,2184}{\left(0,02 + \frac{1,5}{0,075} \cdot (0,075 - 0,06) \right)} = 0,6825 \text{ m}$$

$$S_m = 0,6825 \cdot \left(0,02 + \frac{1,5}{0,075} \cdot (0,075 - 0,06) \right) = 0,2184 \text{ m}^2$$

Zo známeho prietochného prierezu je možné vypočítať rýchlosť prúdenia chladiaceho média.

$$w_2 = \frac{\dot{V}_2}{S_m} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (4.52)$$

\dot{V}_2 je objemový prietok roztoku daný vzťahom

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (4.53)$$

kde \dot{m}_2 je hmotnostný prietok roztoku, ktorý je vyjadrený z bilančnej rovnice (4.16).

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_b}{c_2 \cdot (t_{22} - t_{21})} \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (4.54)$$

ρ_2 je hustota, c_2 je merná tepelná kapacita chladiaceho média pri strednej teplote, ich hodnota je v tab. 4.6.

Stredná teplota chladiaceho média \bar{t}_2 je získaná nasledovne

$$\bar{t}_2 = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{40 + 80}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.55)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{1124928}{3410 \cdot (80 - 40)} = 8,247 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{V}_2 = \frac{8,247}{1057} = 0,0078 \frac{m^3}{s} = 28,089 \frac{m^3}{h}$$

Výsledná rychlost' prúdenia média v MP je

$$w_2 = \frac{0,0078}{0,2184} = 0,0357 \frac{m}{s}$$

4.5.2 Súčiniteľ prestupu tepla v MP

Podobne ako u spalín, pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla v MP je potrebné zistiť fyzikálne vlastnosti chladiva. Tieto hodnoty sa nachádzajú v tab. 4.6 a vzťahujú sa na strednú teplotu chladiva $\bar{t}_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tab. 4.6 Fyzikálne vlastnosti chladiva pre strednú teplotu \bar{t}_2 [19]

\bar{t}_2 [$^\circ\text{C}$]	ρ_2 [kg/m^3]	c_2 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]	λ_2 [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	η_2 [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
60	1057	3410	0,394	$1,59 \cdot 10^{-3}$

Pre výpočet Reynoldsovho čísla chladiva je potrebné určiť ekvivalentný hydraulický priemer vzťahom [18]

$$d_e = \frac{4 \left(\sqrt{3} \cdot L_{th}^2 - \frac{\pi \cdot d_2^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot d_2}{2}} \quad [m] \quad (4.56)$$

kde L_{th} je pozdĺžny rozstup rúrok a platí (vid'. obr. 4.3)

$$L_{th} = \frac{L_{tp} \cdot tg(60)}{2} = \frac{0,075 \cdot tg(60)}{2} = 0,065 \text{ m} \quad (4.57)$$

$$d_e = \frac{4 \left(\sqrt{3} \cdot 0,065^2 - \frac{\pi \cdot 0,06^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot 0,06}{2}} = 0,2501 \text{ m}$$

Nusseltovo číslo pre vynútenú konvekciu na obtekaného zväzku rúrok je vypočítané podľa vzťahu (4.58), ktorý platí pre $0,7 < Pr < 500$ a $1000 < Re < 2 \cdot 10^6$ [12]

$$Nu_2 = C \cdot Re_2^m \cdot Pr_2^n \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{2w}} \right)^{0,25} \quad [-] \quad (4.58)$$

Tab. 4.7 Konštanty pre šachovnicovo usporiadaný, priečne obtekaný zväzok rúrok [12]

C	m	n
0,4	0,6	0,36

Kinematickú viskozitu chladiva dostaneme zo známej dynamickej viskozity

$$\nu_2 = \frac{\eta_2}{\rho_2} = \frac{1,59 \cdot 10^{-3}}{1057} = 1,504 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad (4.59)$$

Reynoldsovo číslo chladiva sa rovná

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_e}{\nu_2} = \frac{0,0357 \cdot 0,2501}{1,504 \cdot 10^{-6}} = 5940,222 \quad (4.60)$$

Súčiniteľ teplotnej vodivosti chladiva

$$a_2 = \frac{\lambda_2}{c_2 \cdot \rho_2} = \frac{0,394}{3410 \cdot 1057} = 109,3 \cdot 10^{-9} \frac{m^2}{s} \quad (4.61)$$

Prandtlovo číslo chladiva

$$Pr_2 = \frac{\nu_2}{a_2} = \frac{1,504 \cdot 10^{-6}}{109,3 \cdot 10^{-9}} = 13,7612 \quad (4.62)$$

Pr_{2w} je Prandtlovo číslo pri strednej teplote vonkajšieho povrchu rúrok, ktorá je navrhnutá
 $\bar{t}_{w2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$

Tab. 4.8 Vlastnosti chladiva pre navrhovanú vonkajšiu teplotu steny rúrok \bar{t}_{2w} [19]

\bar{t}_{2w} [°C]	ρ_{2w} [kg/m ³]	c_{2w} [J/(kg.K)]	λ_{2w} [W/(m.K)]	η_{2w} [Pa.s]
80	1045	3490	0,39	$1,05 \cdot 10^{-3}$

$$\nu_{2w} = \frac{\eta_{2w}}{\rho_{2w}} = \frac{1,05 \cdot 10^{-3}}{1045} = 1,005 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad (4.63)$$

$$a_{2w} = \frac{\lambda_{2w}}{c_{2w} \cdot \rho_{2w}} = \frac{0,39}{3490 \cdot 1045} = 106,9 \cdot 10^{-9} \frac{m^2}{s} \quad (4.64)$$

$$Pr_{2w} = \frac{\nu_{2w}}{a_{2w}} = \frac{1,005 \cdot 10^{-6}}{106,9 \cdot 10^{-9}} = 9,3962 \quad (4.65)$$

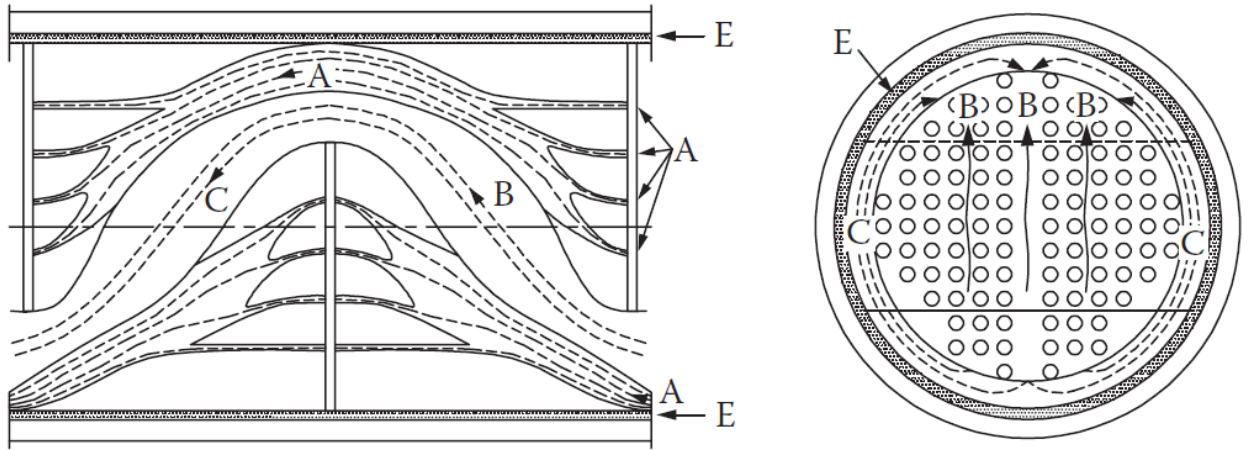
Nusseltovo číslo pre chladivo sa rovná

$$Nu_2 = 0,4 \cdot 5940,222^{0,6} \cdot 13,7612^{0,36} \cdot \left(\frac{13,7612}{9,3962}\right)^{0,25} = 207,8183$$

Ideálny súčiniteľ prestupu tepla na stane chladiva je

$$\alpha_{2i} = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{207,8183 \cdot 0,394}{0,2501} = 327,365 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4.66)$$

Túto ideálnu hodnotu treba upraviť vzhľadom vplyvu skratových a obtokových prúdov.



Obr. 4.1 Skratové prúdy vo výmenníku [11]

- A – skratový prúd medzi prepážkou a rúrkou
- B – priečne obtekanie rúrok
- C – obtokový prúd medzi plášťom a rúrkovým zväzkom
- E – skratový prúd medzi prepážkou a plášťom výmenníka

4.5.3 Výpočet korekčných faktorov

Skutočný súčiniteľ prestupu tepla je daný vzťahom [11]

$$\alpha_2 = \alpha_{2i} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (4.67)$$

- a) Korekčný faktor J_c zohľadňuje podiel pozdĺžne obtekaných rúrok na priečnom prúdení výrezu prepážok

$$J_c = 0,55 + 0,72 \left[1 - 2 \left(\frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \right) \right] \quad [-] \quad (4.68)$$

kde uhol $\theta_{ctl} = 123,15^\circ$ je znázornený na obr. 4.3.

$$J_c = 0,55 + 0,72 \left[1 - 2 \left(\frac{123,15}{360} - \frac{\sin(123,15)}{2\pi} \right) \right] = 0,9693$$

- b) Korekčný faktor J_l zohľadňuje vplyv skratových prúdov medzi prepážkou a plášťom a medzi rúrkami zväzku a otvormi v prepážkach

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad [-] \quad (4.69)$$

kde parametry r_s a r_{lm} sú

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad [-] \quad (4.70)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad [-] \quad (4.71)$$

S_{sb} je plocha mezi prepážkou a pláštěm výměníka daná vztahom

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad [m^2] \quad (4.72)$$

kde L_{sb} je tolerancia mezi prepážkou a pláštěm výměníka.

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot D_s = 3,1 + 0,004 \cdot 1580 = 9,42 \text{ mm} \quad (4.73)$$

$$S_{sb} = \frac{\pi \cdot 1,58 \cdot 0,00942}{2} \cdot \left(\frac{360 - 126,27}{360} \right) = 0,0152 \text{ m}^2$$

S_{tb} je plocha mezi prepážkou a rúrkou

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d_2 + L_{tb})^2 - d_2^2] \cdot N_{tr} \left[1 - \left(\frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \right) \right] \quad [m^2] \quad (4.74)$$

kde L_{tb} je tolerancia mezi prepážkou a rúrkou, pre $d_2 > 31,8 \text{ mm}$ je $L_{tb} = 0,8 \text{ mm}$.

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} \cdot [(0,06 + 8 \cdot 10^{-4})^2 - 0,06^2] \cdot 367 \cdot \left[1 - \left(\frac{123,15}{360} - \frac{\sin(123,15)}{2\pi} \right) \right] = 0,022 \text{ m}^2$$

$$r_s = \frac{0,0152}{(0,0152 + 0,022)} = 0,4078$$

$$r_{lm} = \frac{(0,0152 + 0,020) \cdot 10^{-3}}{0,2184} = 0,1704$$

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - 0,4078) + [1 - 0,44 \cdot (1 - 0,4078)] \cdot e^{-2,2 \cdot 0,1704} = 0,7688$$

- c) Korekčný faktor J_b zohľadňuje vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a pláštěm výměníka (prúd C)

$$J_b = e^{(-C_{bh} \frac{S_b}{S_m})} \quad [-] \quad (4.75)$$

kde $C_{bh} = 1,35$ (pre $Re > 100$), S_b je obtoková plocha medzi zväzkom rúrok a pláštěm výměníka daná vztahom

$$S_b = L_{bc} (D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad [m^2] \quad (4.76)$$

pre bežné výpočty $L_{pl} = 0$.

$$S_b = 0,6825 \cdot (1,58 - 1,56 + 0) = 0,0137 \text{ m}^2$$

$$J_b = e^{\left(-1,35 \frac{0,0137}{0,2184}\right)} = 0,9191$$

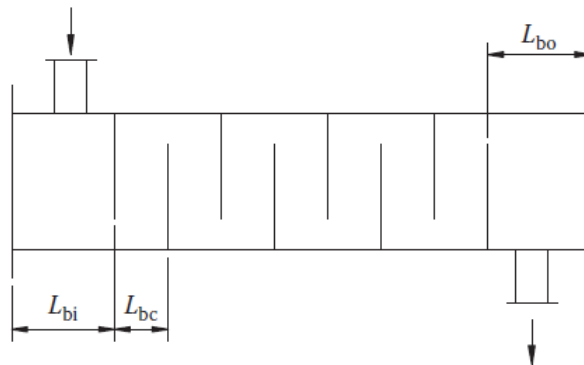
- d) Korekčný faktor J_r zohľadňuje nepriaznivý tvar teplotného profilu v prúde pracovnej látky pri laminárnom prúdení

$$J_r = 1 \text{ pre } Re > 100$$

- e) Korekčný faktor J_s zohľadňuje neoprepážkované priestory pod vstupnými hrdlami MP

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}}\right)^{1-n} + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}}\right)^{1-n}}{(N_b - 1) + \frac{L_{bi}}{L_{bc}} + \frac{L_{bo}}{L_{bc}}} \quad [-] \quad (4.77)$$

kde $N_b = 7$ je počet prepážok, koeficient $n = 0,6$ pri turbulentnom prúdení, L_{bi} a L_{bo} sú znázornené na obr. 4.2. $L_{bi} = L_{bo}$, aby rozmiestnenie prepážok bolo rovnomerné. Počet prepážok je zvolený tak, aby šírka neoprepážkovaného priestoru bola čo najbližšie k rozstupu prepážok L_{bc} . Hrúbka prepážok sa rovná $s_b = 4 \text{ mm}$.



Obr. 4.2 Schematické usporiadanie prepážok [11]

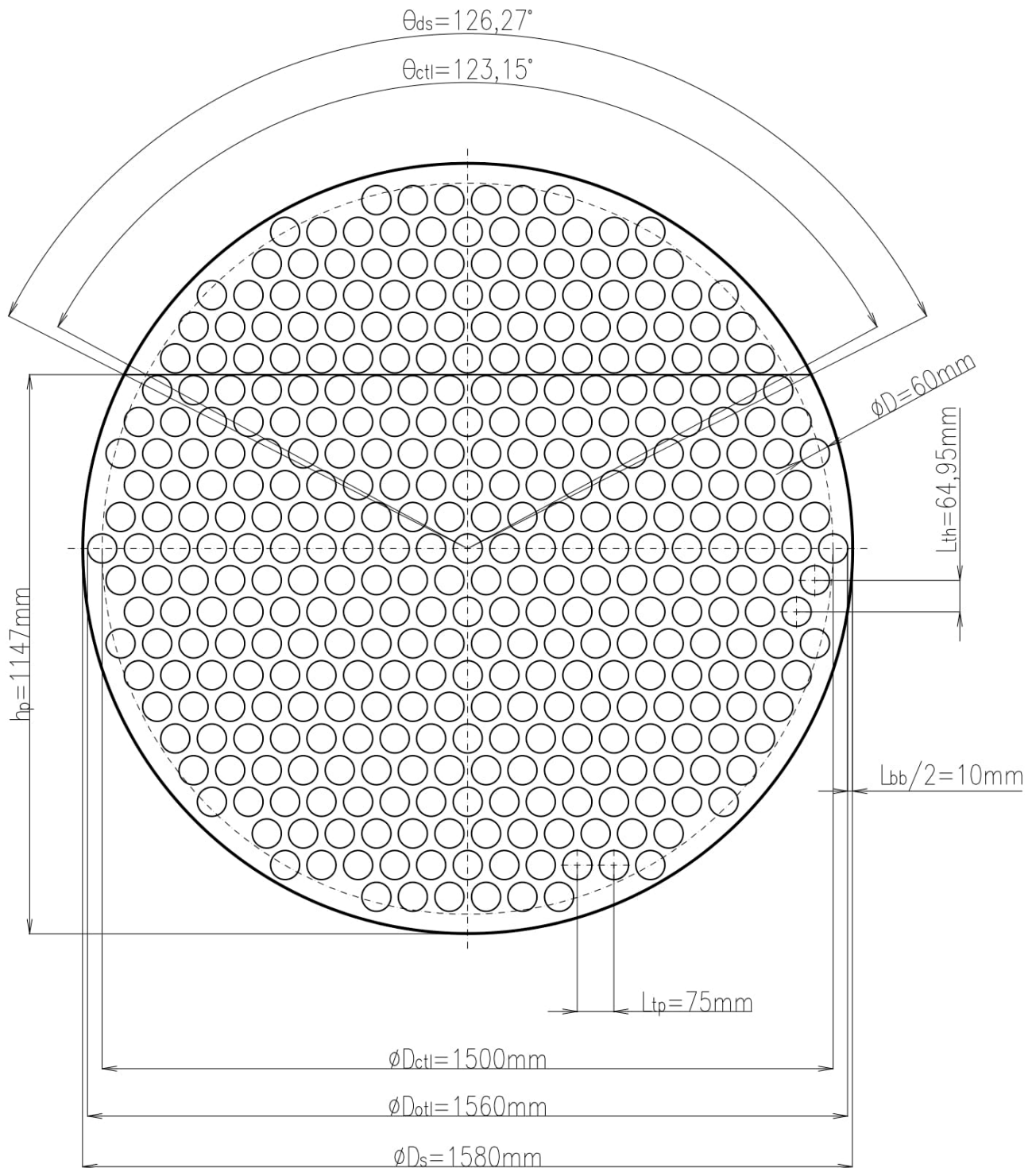
$$L_{bi} = L_{bo} = \frac{L_{tr} - (N_b - 1)L_{bc} - N_b \cdot s_b}{2} \quad [m] \quad (4.78)$$

$$L_{bi} = L_{bo} = \frac{5,4 - (7 - 1) \cdot 0,6825 - 7 \cdot 0,004}{2} = 0,6384 \text{ m}$$

$$J_s = \frac{(7 - 1) + \left(\frac{0,6384}{0,6825}\right)^{1-0,6} + \left(\frac{0,6384}{0,6825}\right)^{1-0,6}}{(7 - 1) + \frac{0,6384}{0,6825} + \frac{0,6384}{0,6825}} = 1,0097$$

Skutočný súčiniteľ prestupu tepla chladiva na strane MP je

$$\alpha_2 = 327,365 \cdot 0,9693 \cdot 0,7688 \cdot 0,9191 \cdot 1 \cdot 1,0097 = 226,372 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$



Obr. 4.3 Schéma rúrkovnice (367 rúrok)

4.5.4 Tlakové straty v MP

Tlakové straty v medzirúrkovom priestore sú dané vzťahom [6]

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t0} + \Delta p_n + \Delta p_v \quad [Pa] \quad (4.79)$$

a) Δp_{t0} – tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúrok v oprepážkovanom priestore zväzku

$$\Delta p_{t0} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot N_{rp} \cdot (N_b - 1) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad [Pa] \quad (4.80)$$

kde λ_{22} je stratový súčiniteľ priečného obtekania rúrok, pre usporiadanie rúrok 30° a pre $10^3 < Re < 10^4$ platí vzťah

$$\lambda_{22} = 0,486 \left(\frac{1,33}{\frac{L_{tp}}{d_2}} \right)^a \cdot Re_2^{-0,152} \quad [-] \quad (4.81)$$

$$a = \frac{7}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{0,5}} = \frac{7}{1 + 0,14 \cdot 5940,222^{0,5}} = 0,5937 \quad (4.82)$$

$$\lambda_{22} = 0,486 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{0,075}{0,06}} \right)^{0,5937} \cdot 5940,222^{-0,152} = 0,1346$$

N_{rp} je počet priečne obtekaných radov rúrok medzi hranami prepážok, v tomto prípade $N_{rp} = 11$. Korekčný faktor z_2 zohľadňuje zmenu látkových vlastností v medznej vrstve. Pre kvapaliny platí vzťah

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{2w}}{\eta_2} \right)^{0,14} \quad [-] \quad (4.83)$$

kde η_{2w} je dynamická viskozita chladiva pre strednú teplotu vonkajšej steny rúrok, jej hodnota je v tab. 4.8.

$$z_2 = \left(\frac{1,05 \cdot 10^{-3}}{1,59 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,14} = 0,9436$$

Je potrebné skontrolovať navrhnutú strednú teplotu vonkajšej steny rúrky a to podľa vzťahu

$$\bar{t}_{2w} = \bar{t}_2 + \frac{\dot{Q}_b}{S_{2tp} \cdot \alpha_2} \quad [^\circ C] \quad (4.84)$$

kde teplovýmenná plocha S_{2tp} je

$$S_{2tp} = \pi \cdot d_2 \cdot N_{tr} \cdot L_{tr} \quad [m^2] \quad (4.85)$$

$$S_{2tp} = \pi \cdot 0,06 \cdot 367 \cdot 5,4 = 373,561 \text{ m}^2$$

$$\bar{t}_{2w} = 60 + \frac{1124928}{373,561 \cdot 226,372} = 73,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutočná stredná teplota vonkajšieho povrchu rúrky je o 6,7 °C menší od navrhnutého (80 °C). Táto odchýlka nespôsobuje výraznejšiu chybu vo výpočte súčiniteľa prestupu tepla chladiva.

Korekčný faktor z_3 zohľadňuje vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a plášťom výmenníka, kde $c_1 = 3,7$ (pre $Re \geq 100$).

$$z_3 = e^{\left(-c_1 \frac{S_b}{S_m}\right)} \quad [-] \quad (4.86)$$

$$z_3 = e^{\left(-3,7 \frac{0,01365}{0,21841}\right)} = 0,7935$$

Korekčný faktor z_4 zohľadňuje vplyv skratových prúdov medzi prepážkou a plášťom a medzi rúrkami zväzku a otvormi v prepážkach.

$$z_4 = \exp\left[-1,33(1 + r_s) \cdot r_{lm}^{x_{13}}\right] \quad [-] \quad (4.87)$$

kde

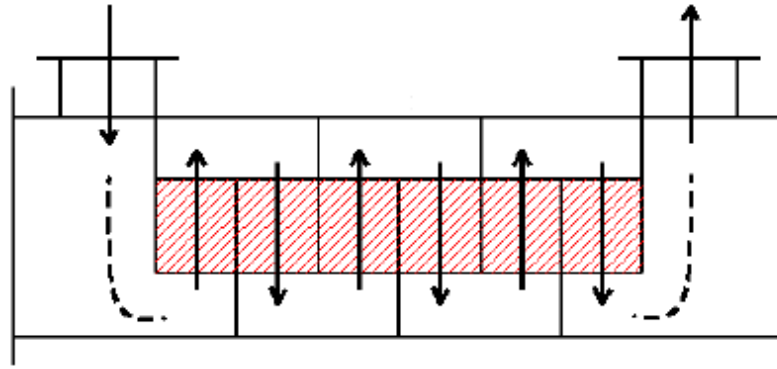
$$x_{13} = [-0,15(1 + r_s) + 0,8] \quad [-] \quad (4.88)$$

$$x_{13} = [-0,15 \cdot (1 + 0,4078) + 0,8] = 0,5888$$

$$z_4 = \exp\left[-1,33 \cdot (1 + 0,4078) \cdot 0,1704^{0,5888}\right] = 0,5166$$

Tlakové straty v oprepážkovanom priestore v MP sa rovnajú

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot 0,1346 \cdot 11 \cdot (7 - 1) \cdot 1057 \cdot 0,0357^2 \cdot 0,9436 \cdot 0,7935 \cdot 0,5166 = 9,27 \text{ Pa}$$



Obr. 4.4 Schematické znázornenie Δp_{t0} v medzitrubkovom priestore [20]

b) Δp_m – tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúrok v neoprepážkovanom priestore

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (N_{rp} + N_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \quad [Pa] \quad (4.89)$$

kde λ_{22} , z_2 a z_3 sú rovnaké ako pre oprepážkovaný priestor. N_{rv} je počet radov rúrok vo výreze nad prepážkou, pre ktorý platí vzťah

$$N_{rv} = \frac{0,8}{L_{th}} \left(\frac{D_s + D_{ctl}}{2} - h_p \right) \quad [-] \quad (4.90)$$

$h_p = 1,147 \text{ m}$ je výška prepážky

$$N_{rv} = \frac{0,8}{0,065} \cdot \left(\frac{1,58 + 1,5}{2} - 1,147 \right) = 4,841$$

Korekčný faktor z_5 zohľadňuje vplyv veľkostí neoprepážkovaných priestorov pod hrdlami a platí

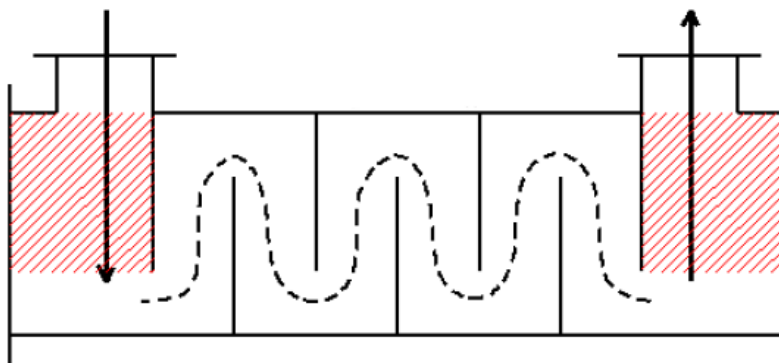
$$z_5 = 2 \left(\frac{2L_{bc}}{L_{bi}} \right)^{2-a} \quad [-] \quad (4.91)$$

$a = 0,2$ pre $Re \geq 100$

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,6825}{0,6384} \right)^{2-0,2} = 7,854$$

Tlakové straty v neoprepážkovanom priestore v MP sú

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0,1346 \cdot (11 + 4,841) \cdot 1057 \cdot 0,0357^2 \cdot 0,9436 \cdot 0,7935 \cdot 7,854 = 33,826 \text{ Pa}$$



Obr. 4.5 Schematické znázornenie Δp_m v medzitrubkovom priestore [20]

- c) Δp_{tv} – tlakové straty trením pri pozdĺžnom a priečnom obtekaní rúrok v priestore nad zrezaním prepážok

Pre turbulentné prúdenie v MP ($Re > 100$) platí

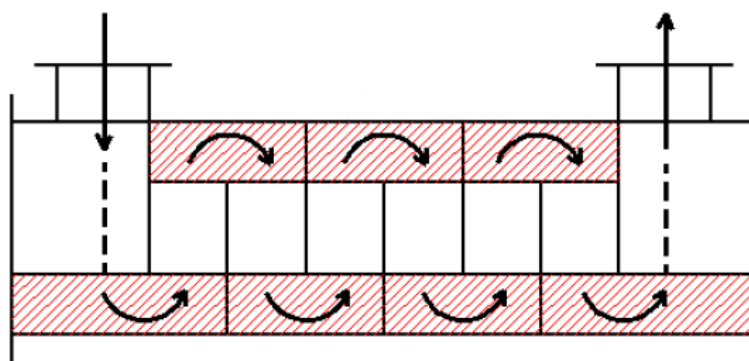
$$\Delta p_{tv} = N_b \left[(2 + 0,6N_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2v}^2}{2} \right] \cdot z_4 \quad [Pa] \quad (4.92)$$

kde w_{2v} je rýchlosť pracovnej látky vzťahnutá k strednému geometrickému priemeru prietokových prierezov S_m a S_{vp} .

$$w_{2v} = \frac{\dot{V}_2}{\sqrt{S_m \cdot S_{vp}}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (4.93)$$

$$w_{2v} = \frac{0,0078}{\sqrt{0,2184 \cdot 0,2184}} = 0,0357 \frac{m}{s}$$

$$\Delta p_{tv} = 7 \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot 4,841) \cdot \frac{1057 \cdot 0,0357^2}{2} \right] \cdot 0,5166 = 11,962 Pa$$



Obr. 4.6 Schematické znázornenie Δp_{tv} v medzitrubkovom priestore [20]

d) Celková tlaková strata v MP je

$$\Delta p_{z2} = 9,27 + 33,826 + 11,962 = 55,058 \text{ Pa}$$

4.6 Skutočný výkon výmenníka [5]

Výsledný výkon výmenníka je určené z rovnice prechodu tepla

$$\dot{Q} = k_L \cdot \Delta t_{ln} \cdot S \quad [W] \quad (4.94)$$

kde k_L je súčiniteľ prechodu tepla valcovou stenou, ktorá sa vzťahuje na 1 m dĺžky rúrky.

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \left[\frac{1}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \right] + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (4.95)$$

Súčinitele α_1 a α_2 sú už určené vzťahmi (4.31) resp. (4.67), λ je tepelná vodivosť materiálu. Konštrukcia celého výmenníka pozostáva z konštrukčnej ocele s obsahom uhlíka 0,2 %, takže $\lambda = 50 \text{ W/(m.K)}$ [21].

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{22,394} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \left(\frac{0,06}{0,052} \right) + \frac{1}{226,392 \cdot 0,06}} = 3,364 \frac{W}{m \cdot K}$$

Δt_{ln} je stredný logaritmickej teplotný spád pre protiprúd, pre ktorý platí [18]

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \left(\frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}} \right)} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.96)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(400 - 80) - (115 - 40)}{\ln \left(\frac{400 - 80}{115 - 40} \right)} = 168,87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

S je veľkosť teplovýmennej výhrevnej plochy výmenníka. Keďže súčiniteľ prechodu tepla sa vzťahuje na valcovú rúrku na meter, je možné nahradiť plochu dĺžkou L_{tr} . Potom skutočný výkon výmenníka sa rovná

$$\dot{Q} = k_L \cdot \Delta t_{ln} \cdot L_{tr} \cdot N_{tr} \quad [W] \quad (4.97)$$

$$\dot{Q} = 3,364 \cdot 168,87 \cdot 5,4 \cdot 367 = 1125,91 \text{ kW}$$

Minimálny výkon výmenníka, ktorý vyšiel z rovnice (4.18) je $Q_b = 1124,928 \text{ kW}$. Skutočný výkon je teda o necelých 1 kW (0,087 %) vyšší.

Tab. 4.9 Zhrnutie zadaných, navrhnutých a vypočítaných parametrov výmenníka

Teplota spalín na vstupe	t_{11}	°C	400
Teplota spalín na výstupe	t_{12}	°C	115
Teplota chladiva na vstupe	t_{21}	°C	40
Teplota chladiva na výstupe	t_{22}	°C	80
Spotreba zemného plynu	V_{ZP}	Nm ³ /h	225
Skutočný objemový prietok spalín pri \bar{t}_1	V_{SPr}	m ³ /s	5,672
Objemový prietok chladiva	V_2	m ³ /s	0,0078
Rýchlosť prúdenia spalín	w_1	m/s	7,278
Rýchlosť prúdenia chladiva	w_2	m/s	0,0357
Súčiniteľ prestupu tepla spalín	α_1	W/(m ² .K)	22,394
Súčiniteľ prestupu tepla chladiva	α_2	W/(m ² .K)	226,372
Súčiniteľ prechodu tepla	k_L	W/(m.K)	3,364
Minimálny výkon výmenníka	Q_b	kW	1124,93
Skutočný výkon výmenníka	Q	kW	1125,91
Vnútorý priemer rúrok	d_1	mm	52
Vonkajší priemer rúrok	d_2	mm	60
Dĺžka rúrok	L_{tr}	m	5,4
Počet rúrok	N_{tr}	-	367
Rozstup rúrok	L_{tp}	mm	75
Rozstup prepážok	L_{bc}	mm	682,5
Vnútorý priemer plášťa	D_s	mm	1580
Tlaková strata na strane spalín	Δp_{z1}	Pa	59,95
Tlaková strata na strane chladiva	Δp_{z2}	Pa	55,058

5 VYUŽITIE ZÍSKANÉHO ODPADOVÉHO TEPLA

Keďže pôdorysné a výškové rozmery priemyselnej budovy, v ktorej sa spomenutá taviaca pec nachádza, nie sú známe, nasledujúce výpočty využívania odpadového tepla budú čisto teoretické. Rovnako to platí aj pre počet pracovníkov.

5.1 Využitie odpadového tepla v zimnej a letnej prevádzke na prípravu teplej vody

V tejto kapitole sú popísané spôsoby využívania získaného tepla iba pre ohrev teplej vody. Nie je uvažované s vykurovaním budovy, lebo z pece a ostatných technologických zariadení sála teplo, vďaka čomu vzduch v jednotlivých miestnostiach sa dostatočne ohrieva. K návrhu centrálnej prípravy TÚV je nutné poznať množstvo odberu vody. Podľa ČSN 06 0320 sa voda ohrieva na najvyššiu teplotu 55 °C a predpokladá sa, že na vstupe do ohrievača má strednú teplotu 10 °C. K rozdielu teplôt 45 K je vzťahnuté aj ďalej uvedené množstvo tepla. [22]

5.1.1 Centrálny spôsob prípravy vody s prietokovým ohrievačom

Odpadové teplo sa bude odovzdávať v doskovom výmenníku tepla. Počet užívateľov je vypočítaný zo vzorca pre výpočet tepelného príkonu pre ohrev teplej vody podľa STN 06 0320 [23].

$$\Phi_{DHW} = n \cdot q_n \cdot \sigma \quad [kW] \quad (5.1)$$

kde	Φ_{DHW}	[kW]	je príkon prietokového ohrevu teplej vody,
	n	[-]	je počet osôb v objekte,
	q_n	[kW]	je smerný tepelný príkon na prípravu teplej vody na jednu zásobovanú osobu,
	σ	[-]	je koeficient pre prietokový ohrev, $\sigma = 1,33$.

Pre smerný tepelný príkon na prípravu teplej vody platí

$$q_n = 0,4 + (15 \cdot n^{-\frac{2}{3}}) \quad \left[\frac{kW}{os} \right] \quad (5.2)$$

Dosadením (5.2) do (5.1) a s uvažovaním $\Phi_{DHW} = \dot{Q} = 1126 kW$, dostaneme

$$1126 kW = n \cdot 0,4 + (15 \cdot n^{-\frac{2}{3}}) \cdot 1,33 \quad (5.3)$$

Počet ľudí n je získaný iteračným spôsobom vo výpočtovom programe Mathcad.

$$1126 = 1670 \cdot 0,4 + (15 \cdot 1670^{-\frac{2}{3}}) \cdot 1,33$$

Pomocou prietokového ohrievača daného výkonu by bolo možné ohriať vodu pre 1670 pracovníkov. Vlastnosti vody vo výmenníku:

- Merná tepelná kapacita vody $c_v = 4187 \frac{J}{kg \cdot K}$
- Hustota vody $\rho_v = 1000 \frac{kg}{m^3}$
- Vstupná teplota studenej vody $\theta_C = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

- Výstupná teplota teplej vody $\theta_H = 55 \text{ }^\circ\text{C}$
- Teplotný spád vody $\Delta\theta = \theta_H - \theta_C = 55 - 10 = 45 \text{ K}$

Hmotnostný prietok vody je daný vzťahom

$$\dot{M}_v = \frac{\Phi_{DHW}}{c_v \cdot \Delta\theta} = \frac{1,126 \cdot 10^6}{4187 \cdot 45} = 5,972 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.4)$$

Objemový prietok vody sa potom rovná

$$\dot{V}_v = \dot{M}_v \cdot \frac{3600}{1000} = 5,972 \cdot \frac{3600}{1000} = 21,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (5.5)$$

5.1.2 Centrálny spôsob prípravy vody so zásobníkovým ohrievačom

Literatúra [22] udáva, že denná spotreba TÚV v závodoch pri teplote $55 \text{ }^\circ\text{C}$ na jedného pracovníka je priemerne $V_{os} = 35 \text{ dm}^3$. Stredná spotreba tepla pre jedno sprchovanie je $q_m = 6600 \text{ kJ}$. Kapacita zásobníka sa určí prepočtom strednej špecifickej spotreby pri jednom odbere na celkovú spotrebu.

$$Q_{sp} = q_m \cdot n \quad [\text{kJ}] \quad (5.6)$$

Kde n je počet osôb vypočítaný v kap. 5.1.1.

$$Q_{sp} = 6600 \cdot 1670 = 11022 \text{ MJ}$$

Objem zásobníka je získaný podľa vzťahu

$$V_{sp} = \frac{Q_{sp}}{\Delta\theta \cdot c_v} \quad [\text{l}] \quad (5.7)$$

kde $\Delta\theta = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ je teplotný spád vody a $c_v = 4187 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ je merná tepelná kapacita vody.

$$V_{sp} = \frac{1,126 \cdot 10^6}{45 \cdot 4187} = 58500 \text{ l}$$

Najvyššia denná spotreba teplej vody v závode je [24]

$$E_p = V_{os} \cdot n = 35 \cdot 1670 = 58450 \frac{\text{l}}{\text{deň}} = 58,45 \frac{\text{m}^3}{\text{deň}} \quad (5.8)$$

Úspora tepla pre ohrev teplej vody z $10 \text{ }^\circ\text{C}$ na $55 \text{ }^\circ\text{C}$ odpadovým teplom je

$$P_{tv} = E_p \cdot \rho_v \cdot c_v \cdot \Delta\theta = 58,45 \cdot 1000 \cdot 4187 \cdot 45 = 11,013 \frac{\text{GJ}}{\text{deň}} = 3059,2 \frac{\text{kWh}}{\text{deň}} \quad (5.9)$$

Keďže využitie takého veľkého objemu teplej vody na umývanie a sprchovanie v jednom závode je dosť nereálne, získané odpadové teplo bude využívané aj na ďalšie účely.

5.2 Využitie odpadového tepla v zimnej prevádzke pre vykurovanie

Na výpočet tepelných strát podľa obostavaného priestoru sa používa vzťah [25]

$$Q_{op} = V_{op} \cdot q_{op} \quad [kW] \quad (5.10)$$

kde V_{op} $[m^3]$ je objem obostavaného priestoru,
 q_{op} $[W \cdot m^{-3}]$ je merná tepelná strata obostavaného priestoru, pre nové alebo zateplené priemyselné haly $q_{op} = 20 \frac{W}{m^3}$.

Pri výpočte obostavaného priestoru V_o sa uvažujú vonkajšie rozmery stavebnej konštrukcie, nevykurované priestory sa neuvažujú. Merná tepelná strata obostavaného priestoru q_o sa stanoví buď odhadom na základe skúseností, podľa opakovaného projektu, alebo z tabuliek podľa charakteru a účelu budovy.

Za predpokladu, že $Q_{op} = \dot{Q} = 1126 kW$, objem vykurovaného obostavaného priestoru sa rovná

$$V_{op} = \frac{Q_{op}}{q_{op}} = \frac{1,126 \cdot 10^6}{20} = 56300 m^3 \quad (5.11)$$

Získané odpadové teplo by teoreticky bolo dostatočné na vykurovanie budovy s rozmermi napr. $(140 \times 40 \times 10)$ m. Výpočet potreby tepla na vykurovanie budovy nemôže byť presný, keďže nie sú známe architektonické a tepelnotechnické vlastnosti stavebnej konštrukcie. Dodané teplo má pokryť tepelnú stratu budovy, veľkosť týchto strát najviac ovplyvňuje:

- vonkajšia výpočtová teplota, čo závisí od lokality umiestnenia objektu,
- konštrukcia a tepelná izolácia budovy,
- dispozičné rozmiestnenie priestorov v budove,
- interiérová teplota miestností závislá od účelu priestorov,
- teplota prívodnej a vratnej vody, teplotný spád vykurovacej vody.

5.3 Kombinované využitie odpadového tepla

Ďalšou možnosťou je rozdelenie získaného odpadového tepla medzi vyššie uvedené spôsoby. Napr. tretina tepla je používaná na prípravu teplej vody, zvyšok na vykurovanie. Postup výpočtu sa zhoduje s predchádzajúcimi.

Teplo, ktoré je k dispozícii k ohrevu teplej vody sa rovná $\Phi_{DHW} = 376 kW$.

$$376 kW = n \cdot 0,4 + (15 \cdot n^{-\frac{2}{3}}) \cdot 1,33$$

S navrhnutým množstvom tepla prietokovým ohrievačom je možné ohriať vodu pre 425 pracovníkov.

Pre vykurovanie budovy je dostupné $2/3$ celkového odpadového tepla, $Q_{op} = 750 kW$. S uvažovaním rovnakej hodnoty mernej tepelnej straty obostavaného priestoru $q_{op} = 20 \frac{W}{m^3}$, získané teplo je postačujúce pre vykurovanie objektu s rozmermi $(125 \times 30 \times 10)$ m.

6 EKONOMICKÉ ZHODNOTENIE NAVRHNUÝCH RIEŠENÍ

Najdôležitejším meradlom pre posúdenie výhodnosti navrhovaného riešenia je ekonomické zhodnotenie. Je potrebné porovnať dosiahnuteľné úspory pri využití odpadového tepla na rôzne účely. V tejto kapitole budú stanovené finančné úspory pri použití systému spätného získavania tepla na vykurovanie a ohrev TÚV.

6.1 Úspora pri využití všetkého tepla na vykurovanie [25]

Presný výpočet ročnej potreby tepla v budove na vykurovanie, t. j. potreby za vykurovacie obdobie, vychádza z teoretickej potreby tepla, ktorá sa pri neprerušovanej prevádzke vykurovania vypočíta podľa dennostupňovej metódy zo vzťahu

$$Q_{r,vyk} = 24 \cdot 3600 \cdot \varepsilon \cdot Q_{max} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{e,pr}}{\theta_i - \theta_e} \cdot d \quad \frac{J}{rok} \quad (6.1)$$

kde	ε	[-]	je opravný súčiniteľ vyjadrujúci vplyv nesúčasnosti prirážok, pre centrálnu reguláciu $\varepsilon = 0,80$,
	Q_{max}	[kW]	je maximálna tepelná strata budovy, v tomto prípade sa rovná tepelnému výkonu výmenníka $Q_{max} = Q_{op} = 1126 \text{ kW}$,
	θ_i	[°C]	je predpokladaná vnútorná výpočtová teplota, $\theta_i = 20 \text{ °C}$,
	θ_e	[°C]	je predpokladaná vonkajšia výpočtová teplota, $\theta_e = -12 \text{ °C}$,
	$\theta_{e,pr}$	[°C]	je priemerná teplota vonkajšieho vzduchu vo vykurovacom období, $\theta_{e,pr} = 3,6 \text{ °C}$,
	d	[deň]	je počet dní vo vykurovacom období, $d = 222$.

Základom metódy je znalosť priebehov vonkajších teplôt z meteorologických dát. Hodnoty θ_e , $\theta_{e,pr}$ a d sa vzťahujú na Brno, sú v literatúre [26]. Výpočtová vnútorná teplota θ_i sa vzťahuje na priemyselú stavbu s prevádzkou pece.

$$Q_{r,vyk} = 24 \cdot 3600 \cdot 0,8 \cdot 1126 \cdot \frac{20 - 3,6}{20 - (-12)} \cdot 222 = 8855 \frac{GJ}{rok} = 2460 \frac{MWh}{rok}$$

Pri použití rekuperačného tepelného výmenníka ako hlavného zdroja tepla pre vykurovanie je možné usporiť ročne 2460 MWh. Túto hodnotu treba vynásobiť jednotkovou cenou na výrobu 1 kWh tepla, ktorá závisí najmä od spaľovaného druhu paliva, príp. elektriny. Za predpokladu čierneho uhlia ako zdroja tepla, ktorého cena je podľa [27] $0,0547 \text{ €/kWh}$, ročné úspory sú

$$Q_{r,vyk} \cdot 0,0547 = 2,46 \cdot 10^6 = 134547 \text{ €} \quad (6.2)$$

S počítaním so stredným prevodným kurzom mien 25,7, ročná úspora využitia odpadového tepla na vykurovanie činí 3,458 mil. Kč.

6.2 Úspora pri využití všetkého tepla na ohrev vody

Z kap. 5.1.2 je už známa najvyššia denná spotreba teplej vody, $E_p = 58,45 \frac{m^3}{deň}$. Túto hodnotu treba vynásobiť s počtom pracovných dní (251 v roku 2019), aby bola získaná spotreba teplej vody za rok.

$$E_{p,rok} = E_p \cdot 251 = 14671 \frac{m^3}{rok} \quad (6.3)$$

Náklady na ohrev vody závisia od spôsobu jej prípravy. Zo zdroja [28] sú vybrané a porovnávané náklady pri zásobníkovom ohreve vody elektrinou a plynovým kotlom.

- Zásobníkový ohrev vody elektrinou

Cena za ohrev 1 m³ teplej vody: 6,47 €

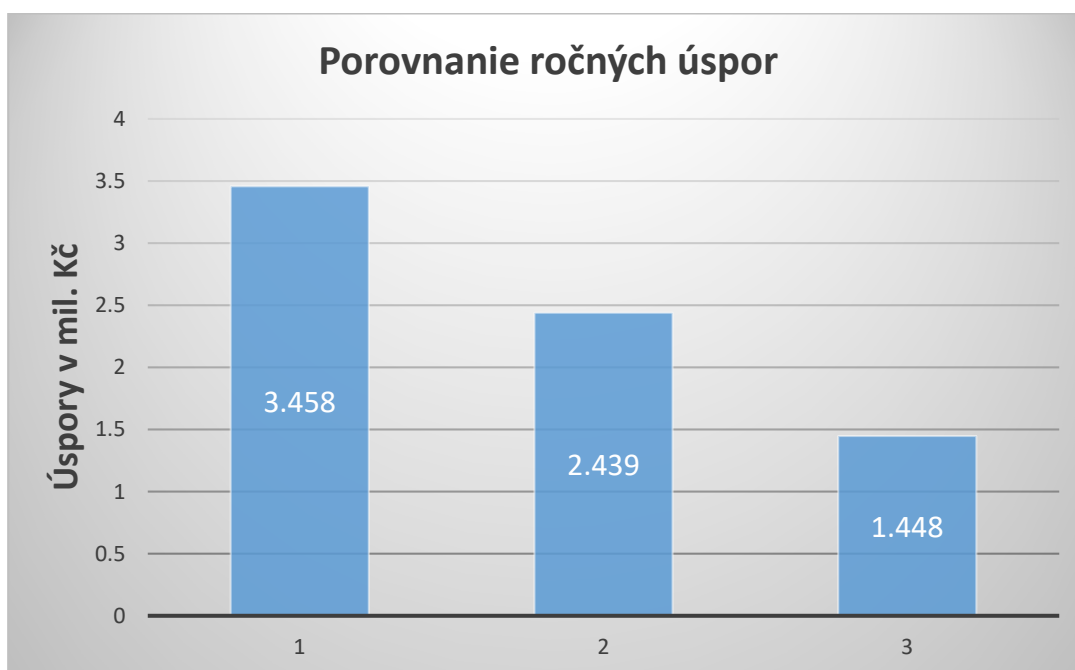
Ročné úspory sa rovnajú: $E_{p,rok} \cdot 6,47 = 14671 \cdot 6,47 = 94921 \text{ €} = 2,439 \text{ mil. Kč}$ (6.4)

- Zásobníkový ohrev vody zemným plynom

Cena za ohrev 1 m³ teplej vody: 3,84 €

Ročné úspory sa rovnajú: $E_{p,rok} \cdot 3,84 = 14671 \cdot 3,84 = 56336,5 \text{ €} = 1,448 \text{ mil. Kč}$ (6.5)

Za predpokladu rovnakého prevodového kurzu mien 25,7 pri zásobníkovom ohreve vody elektrinou a zemným plynom, ročné úspory predstavujú 2,439 mil. Kč, resp. 1,448 mil. Kč.



Obr. 6.1 Diagram na porovnanie úspor

1 – oproti vykurovaniu pri spaľovaní čiernym uhlím, 2 – oproti zásobníkovému ohrevu teplej vody elektrinou, 3 – oproti zásobníkovému ohrevu teplej vody zemným plynom

ZÁVER

Cieľom tejto záverečnej práce bolo spracovanie návrhu rúrkového výmenníka tepla pre využitie odpadového tepla 5-tonovej taviacej pece. Následne predstaviť spôsoby využívania získaného tepla pre vykurovanie a prípravu teplej úžitkovej vody so základným ekonomickým posúdením.

Na začiatku rešeršnej časti je vysvetľovaný pojem druhotné energetické zdroje, medzi ktoré patrí aj odpadové teplo. Po základnom rozdelení a vymenovaní požiadaviek kladené na tepelné výmenníky a teplotné látky nasleduje charakteristika jednotlivých typov rúrkových výmenníkov. V ďalšej kapitole sú popísané spôsoby prenosu tepla vedením, prúdením, sálaním a prechod tepla rovinnou a valcovou stenou.

Plášťový výmenník so zväzkom rúrok je navrhnutý na médiá spaliny-vodný roztok glykolu s bodom mrazu $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Hoci približný objemový prietok spalín na vstupe bol zadán, pre ďalší priebeh výpočtu bolo potrebné poznať presné prvkové zloženie spalín (tab. 4.3) pomocou stechiometrických rovníc. Zo známych vstupných a výstupných teplôt spalín a chladiva je možné získať tepelný výkon výmenníka $\dot{Q}_b = 1125\text{ kW}$. Na tento výkon boli dimenzované rozmery výmenníka s pomocou programu Mathcad. Pri výpočte bolo nutné optimalizovať rozmery tak, aby sa našiel najideálnejší kompromis medzi veľkosťou výmenníka, rýchlosťou prúdenia látok, tlakovou stratou a výkonom.

Spaliny vyplňajú rúrkový priestor, prúdia v 367 rúrkach s dĺžkou 5,4 m. Vnútorň priemer rúrok je 52 mm, čo bola najlepšia varianta s ohľadom na rýchlosť prúdenia spalín a veľkosť tlakovej straty. Do medzirúrkového priestoru, kde prúdi chladivo, je umiestnené 7 segmentových prepážok s rozstupom 0,683 m. Slúžia k predĺženiu trajektórie prúdenia a kolmému priečnemu omývaniu zväzku, čím sa intenzifikuje prestup tepla. Vnútorň priemer plášťa je navrhovaný na 1,58 m, schéma rúrkovnice je znázornená na obr. 4.3. Vo výpočte boli uvažované aj skratové a obtokové prúdy. Výsledné parametre navrhnutého výmenníka sú zhrnuté v tab. 4.9, kde skutočný výkon vyšiel o cca 0,1 % vyšší. Výhodnejšie by bolo ešte väčšie predimenzovanie výkonu, ktorým je možné kompenzovať zanášenie výmenníka, ktoré v tejto práci nie je zohľadnené. V praxi je s tým nutné vždy počítať, pretože zanášenie znižuje intenzitu prestupu tepla, a tým aj výsledný výkon výmenníka. Tlakové straty vyšli pre obidve látky pod 60 Pa, čo vzhľadom na rozmery je plne akceptovateľné.

Ďalšia kapitola navrhuje spôsoby využitia získaného tepla. Jednou z možností v zimnej prevádzke je vykurovanie, podľa obostavaného priestoru by teplo bolo dostatočné pre budovu s rozmermi cca $(140 \times 40 \times 10)$ m. Keďže veľké priemyselné haly bývajú vykurované sálavou vykurovacou sústavou, je vhodnejším riešením predávať získané teplo odovzdávacej stanici pre bytové domy.

Druhou možnosťou je ohrev teplej vody odpadovým teplom, kde nie je rozdiel medzi letnou a zimnou prevádzkou. Centrálnym spôsobom s prietokovým ohrievačom je možné pripraviť vodu pre 1670 pracovníkov, pri objemovom prietoku vody v uvažovanom doskovom výmenníku $\dot{V}_v = 21,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$. Pri takom veľkom množstve by bolo tiež rozumné dodať časť teplej vody do distribučnej siete.

Súčasťou navrhnutého výmenníka by mal byť vstavaný letný bypass, ktorý slúži pre odvádzanie prípadného nevyužitého tepla do okolia. Tým je zamedzené prekročenie maximálnej teploty vo výmenníku a možné poškodenie zariadenia.

V závere práce je základné ekonomické zhodnotenie navrhnutých riešení, a to vo forme vyčíslenia možných ročných úspor pri využití odpadového tepla (obr. 6.1). Keby spomínaný obostavaný objem bol vykurovaný spaľovaním čierneho uhlia, ročné úspory by boli 3,458 mil. Kč. Pri zásobníkovom ohreve teplej vody elektrinou alebo plynovým kotlom ročné úspory činia 2,439 mil. Kč, resp. 1,448 mil. Kč.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮV

- [1] *Druhotné energetické zdroje (DZE)* [online]. 2011 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://www.cenyenergie.cz/druhotne-energeticke-zdroje-dze/#/promo-ele-mini>
- [2] MATĚJŮ, Dalibor. *Energetika – vybrané pojmy (I): Obnovitelné zdroje energie v energetickém mixu* [online]. 2013 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/9668-energetika-vybrane-pojmy-i>
- [3] *Netradiční energetické zdroje* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: https://energetika.plzen.eu/alternativni-zdroje-energie/netradicni-energeticke-zdroje/chap_119005/netradicni-energeticke-zdroje.aspx
- [4] BUDÍN, Jan. *Využití odpadního tepla pro výrobu elektřiny, tepla a chladu* [online]. 2015 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/technologie/teplo/vyuziti-odpadniho-tepla-pro-vyrobu-elektriny-tepla-a-chladu/>
- [5] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009, 109 s. ISBN 978-80-214-3955-9.
- [6] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. ISBN 80-214-0363-2.
- [7] *Výměníky tepla* [online]. ČVUT, 2011 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [8] *Floating head heat exchanger* [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <http://www.ansonindustry.com/pressure-vessel/floating-head-heat-exchanger.html>
- [9] WILSON, Alistair. *What is double pipe heat exchanger?* [online]. 2016 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-double-pipe-heat-exchanger>
- [10] *Heat Transfer by Heat Exchangers TEMA Design* [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: http://www.wermac.org/equipment/heatexchanger_part5.html
- [11] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbood*. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 978-143-9842-126.
- [12] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. 2. vydání. Brno: CERM, 2001, 160 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [13] *What is Heat Transfer?* [online]. 2017 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/docs/content/simwiki/heattransfer/whatisht.html>
- [14] FÍK, Josef. *Základní fyzikální vlastnosti ZP (I)* [online]. 2004 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1921-zakladni-fyzikalni-vlastnosti-zp-i>
- [15] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 176 s. ISBN 80-010-2035-5.
- [16] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 213 s. ISBN 80-214-0160-5.
- [17] INCROPERA, Frank P. a David P. DEWITT. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 5th ed. New York: J. Wiley, c2002. ISBN 04-713-8650-2.
- [18] KAKAÇ, S. a Hongtan LIU. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, c2002, 501 s. ISBN 08-493-0902-6.
- [19] *Properties of mixture Water/Glycol* [online]. 1997 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://detector-cooling.web.cern.ch/detector-cooling/data/Table%208-3-1.htm>

- [20] *Single-Phase Shell-Side Flows and Heat Transfer* [online]. 2016 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://docplayer.net/20875952-Chapter-3-single-phase-shell-side-flows-and-heat-transfer.html>
- [21] *Hodnoty fyzikálních veličin vybraných kovů* [online]. [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/37-hodnoty-fyzikalnich-velicin-vybranych-kovu>
- [22] BROŽ, Karel. *Zásobování teplem*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 217 s. ISBN 80-010-2521-7.
- [23] STN 06 0320. *Ohrievanie úžitkovej vody. Navrhovanie a projektovanie*. 1986.
- [24] JELÍNEK, Vladimír, Vladimíra LINHARTOVÁ a Jiří DRAŠNAR. *Případová studie využití odpadního tepla z technologického procesu* [online]. 2015 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/uspory-vytapani/12524-pripadova-studie-vyuziti-odpadniho-tepla-z-technologickeho-procesu>
- [25] PETRÁŠ, Dušan a Miroslav KOTRBATÝ. *Vykurovanie veľkopriestorových a halových objektov*. 2007. ISBN 978-80-8076-047-2.
- [26] BROŽ, Karel. *Vytápění*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 205 s. ISBN 80-010-2536-5.
- [27] *Ako v domácnosti znížiť spotrebu tepla na vykurovanie a ohrev vody: Ceny palív, elektriny a tepla* [online]. 2018 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.siea.sk/letaky/c-4595/ako-v-domacnosti-znizit-spotrebu-tepla-na-vykurovanie-a-ohrev-vody/>
- [28] *Teplá voda je komfort, za ktorý si treba priplatiť. Ako v domácnosti znížiť spotrebu tepla na vykurovanie a ohrev vody*. 2018.

ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

Symbol	Jednotka	Veličina
a	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	súčiniteľ teplotnej vodivosti
a	$[-]$	koeficient
c	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	merná tepelná kapacita
C_{bh}	$[-]$	obtoková plocha medzi zväzkom rúrok a plášťom
d	$[-]$	počet dní vo vykurovacom období
d_1	$[m]$	vnútorný priemer rúrky
d_2	$[m]$	vonkajší priemer rúrky
d_e	$[m]$	hydraulický priemer
D_S	$[m]$	vnútorný priemer plášťa
E	$[W \cdot m^{-2}]$	sálavosť telesa
E_p	$[m^3]$	najvyššia denná spotreba teplej vody
$E_{p,rok}$	$[m^3]$	ročná spotreba teplej vody
f	$[-]$	faktor pomerného zväčšenia suchého vzduchu
f	$[-]$	súčiniteľ trenia
h_p	$[m]$	výška prepážky
i_{11}	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$	merná entalpia spalín na vstupe
i_{12}	$[kJ \cdot Nm^{-3}]$	merná entalpia spalín na výstupe
J_b	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a plášťom
J_c	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci podiel pozdĺžne obtekaných rúrok na priečnom prúdení výrezu prepážok
J_l	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv skratových prúdov medzi prepážkou a plášťom
J_r	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci nepriaznivý tvar teplotného profilu v prúde pracovnej látky pri laminárnom prúdení
J_s	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci neoprepážkované priestory pod vstupnými hrdlami MP
k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prechodu tepla
k	$[m]$	absolútna drsnosť

k_L	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prechodu tepla na 1 m dĺžky rúrky
k_{r1}	$[-]$	relatívna drsnosť
L_{bb}	$[m]$	vôľa medzi zväzkom rúrok a plášťom
L_{bc}	$[m]$	rozstup prepážok
L_{bi}	$[m]$	šírka neoprepážkovaného priestoru
L_{bo}	$[m]$	šírka neoprepážkovaného priestoru
L_{sb}	$[m]$	tolerancia medzi prepážkou a plášťom
L_{tb}	$[m]$	tolerancia medzi prepážkou a rúrkou
L_{th}	$[m]$	pozdĺžny rozstup rúrok
L_{tp}	$[m]$	rozstup rúrok
L_{tr}	$[m]$	dĺžka rúrok
M	$[g \cdot mol^{-1}]$	molárna hmotnosť
\dot{M}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostný prietok
n	$[-]$	počet osôb
n_c	$[-]$	počet rúrok vo výreze prepážky
n_{CH}	$[-]$	počet chodov
N_b	$[-]$	počet prepážok
N_{rp}	$[-]$	počet priečne obtekaných radov rúrok medzi hranami prepážok
N_{rv}	$[-]$	počet radov rúrok vo výreze nad prepážkou
N_{tr}	$[-]$	počet rúrok
Nu	$[-]$	Nusseltovo číslo
p_1	$[Pa]$	tlak spalín
P_{tv}	$[kJ]$	denná úspora tepla pre ohrev teplej vody
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
q	$[W \cdot m^{-2}]$	merný tepelný tok
q_m	$[kJ]$	stredná špecifická spotreba pri jednom odbere
q_n	$[kW]$	smerný tepelný príkon na prípravu teplej vody na jednu zásobovanú osobu
q_{op}	$[W \cdot m^{-3}]$	merná tepelná strata obostavaného priestoru
Q_{max}	$[kW]$	maximálna tepelná strata budovy
Q_{op}	$[kW]$	potreba tepla podľa obostavaného priestoru

$Q_{r,vyk}$	[G]	teoretická ročná potreba tepla
Q_{Sp}	[kJ]	kapacita zásobníka
\dot{q}	[W · m ⁻²]	merný tepelný tok
\dot{Q}	[kW]	skutočný výkon výmenníka
\dot{Q}_b	[kW]	minimálny výkon výmenníka
R_{st}	[m ² · K · W ⁻¹]	tepelný odpor steny
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s_b	[m]	hrúbka prepážok
S	[m ²]	veľkosť teplovýmennej plochy
S_{1tp}	[m ²]	teplovýmenná plocha na strane spalín
S_{2tp}	[m ²]	teplovýmenná plocha na strane chladiwa
S_m	[m ²]	prierez medzi prepážkami
S_{sb}	[m ²]	plocha medzi prepážkou a plášťom
S_{sv}	[m ²]	prietočný prierez zväzku rúrok
S_{tb}	[m ²]	plocha medzi prepážkou a rúrkou
S_{tr}	[m ²]	prierez rúrky
S_{vp}	[m ²]	prierez výrezu prepážky
t_{11}	[°C]	vstupná teplota spalín
t_{12}	[°C]	výstupná teplota spalín
t_{21}	[°C]	vstupná teplota chladiaceho média
t_{22}	[°C]	výstupná teplota chladiaceho média
t_{st}	[°C]	teplota steny
\bar{t}	[°C]	stredná teplota
T	[K]	absolútna teplota telesa
T_w	[K]	teplota povrchu obtekaného telesa
T_∞	[K]	teplota tekutiny v dostatočnej vzdialenosti od povrchu
V_{op}	[m ³]	objem obostavaného priestoru
V_{os}	[m ³]	denná spotreba teplej vody na jedného pracovníka
V_{Sp}	[m ³]	objem zásobníka
\dot{V}	[m ³ · s ⁻¹]	objemový prietok
\dot{V}_{Ar}	[m ³ · m ⁻³]	objem argónu v spalinách

\dot{V}_{CO_2}	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	objem oxidu uhličitého v spalinách
\dot{V}_{H_2O}	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	objem vodnej pary v spalinách
\dot{V}_{N_2}	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	objem dusíka v spalinách
$\dot{V}_{O_{2min}}$	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	minimálne množstvo kyslíka pre spálenie 1 Nm ³ ZP
\dot{V}_{SP}	$[Nm^3 \cdot s^{-1}]$	teoretický objemový tok spalín
\dot{V}_{SP}	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	celkové množstvo spalín na vstupe
\dot{V}_{SPr}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	skutočný objemový tok spalín pri strednej teplote
\dot{V}_{SP}^{in}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	skutočný objemový tok spalín na vstupe
\dot{V}_{VZ}	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	skutočné množstvo vzduchu
\dot{V}_{VZmin}	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	minimálny objem vzduchu pre spálenie 1 Nm ³ ZP
\dot{V}_{ZP}	$[Nm^3 \cdot h^{-1}]$	spotreba zemného plynu
w	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť prúdenia
w	$[-]$	hmotnostný zlomok v spalinách
x	$[-]$	objemový zlomok v spalinách
x_9	$[-]$	substitučný faktor
x_{10}	$[-]$	substitučný faktor
x_{13}	$[-]$	substitučný faktor
z_1	$[-]$	korekčný faktor
z_2	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci zmenu látkových vlastností v medznej vrstve
z_3	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a plášťom
z_4	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv skratových prúdov medzi prepážkou a plášťom
z_5	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv veľkostí neoprepážkovaných priestorov pod hrdlami
α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prestupu tepla
α	$[-]$	prebytok vzduchu
α_1	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prestupu tepla z ohrievacej látky do steny
α_2	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prestupu tepla zo steny do ohrievanej látky
α_{2i}	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	ideálny súčiniteľ prestupu tepla
δ_1	$[m]$	hrúbka steny rúrky

δ_2	[m]	hrúbka steny plášt'a
Δp_{m1}	[Pa]	tlakové straty miestne
Δp_{t1}	[Pa]	tlakové straty vyvolané trením
Δp_{tn}	[Pa]	tlakové straty v neoprepážkovanom priestore
Δp_{to}	[Pa]	tlakové straty v oprepážkovanom priestore
Δp_{tv}	[Pa]	tlakové straty v priestoru nad zrezaním prepážok
Δp_{z1}	[Pa]	tlakové straty v rúrkovom priestore
Δp_{z2}	[Pa]	tlakové straty v medzirúrkovom priestore
Δt_{ln}	[°C]	stredný logaritmický teplotný spád
$\Delta \theta$	[K]	teplotný spád vody
ε	[—]	emisný súčiniteľ
ε	[—]	súčiniteľ nesúčasnosti prevádzky
η	[—]	tepelná účinnosť výmenníka
η	[Pa · s]	dynamická viskozita
θ_c	[°C]	vstupná teplota vody
θ_e	[°C]	vonkajšia výpočtová teplota
$\theta_{e,pr}$	[°C]	priemerná teplota vonkajšieho vzduchu vo vykurovacom období
θ_H	[°C]	výstupná teplota vody
θ_i	[°C]	vnútorná výpočtová teplota
λ	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]	súčiniteľ tepelnej vodivosti
λ_{11}	[—]	stratový súčiniteľ
λ_{22}	[—]	stratový súčiniteľ priečného obtekania rúrok
ν	[m ² · s ⁻¹]	kinematická viskozita
ξ_{11}	[—]	stratový súčiniteľ miestneho odporu pre vstup a výstup
ξ_{12}	[—]	stratový súčiniteľ miestneho odporu pre ohyb prúdu
ρ	[kg · m ⁻³]	objemová hmotnosť
σ	[W · m ⁻²]	Stefan-Boltzmannova konštanta
σ	[—]	koeficient pre prietokový ohrev
Φ_{DHW}	[kW]	príkion prietokového ohrevu teplej vody

Dolný index

1

Popis

spaliny

1w

vnútorná stena rúrky

2

chladiivo

2w

vonkajšia stena rúrky

v

voda

Horný index

Popis

S

suchý

V

vlhký

Skratky

Popis

DEZ

druhotné energetické zdroje

MP

medzirúrkový priestor

RP

rúrkový priestor

TÚV

teplá úžitková voda

ZP

zemný plyn

ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK

Obr. 2.1 Spôsoby prenosu tepelnej energie vo výmenníkoch [5]	13
Obr. 2.2 Schéma a priebeh teplôt súprúdového výmenníka [5], [7]	14
Obr. 2.3 Schéma a priebeh teplôt protiprúdového výmenníka [5], [7]	14
Obr. 2.4 Schéma krížového prúdu [5]	14
Obr. 2.5 Schéma kombinovaných prúdov [7]	15
Obr. 2.6 Plášťový rúrkový výmenník s rovnými rúrkami [5]	17
Obr. 2.7 Plášťový rúrkový výmenník s prepážkami [7]	17
Obr. 2.8 Schéma plášťového výmenníka s plávajúcou hlavou [8]	18
Obr. 2.9 Plášťový výmenník s plávajúcou hlavou [8]	18
Obr. 2.10 Článkový výmenník [9]	19
Obr. 2.11 Vlásokový výmenník tepla s U-rúrkami [10]	19
Obr. 2.12 Schéma vlásokového výmenníka s U-rúrkami [10]	20
Obr. 2.13 Ležatý výmenník so skrutkovicovo vinutými rúrkami [7]	20
Obr. 2.14 Usporiadanie rúrok: a) 30°, b) 60°, c) 90°, d) 45° [11]	21
Obr. 3.1 Spôsoby prenosu tepla [13]	22
Obr. 3.2 Prechod tepla rovinnou stenou [5]	25
Obr. 3.3 Prechod tepla valcovou stenou [5]	26
Obr. 4.1 Skratové prúdy vo výmenníku [11]	43
Obr. 4.2 Schematické usporiadanie prepážok [11]	45
Obr. 4.3 Schéma rúrkovnice (367 rúrok)	46
Obr. 4.4 Schematické znázornenie Δp_{to} v medzitrubkovom priestore [20]	49
Obr. 4.5 Schematické znázornenie Δp_{tm} v medzitrubkovom priestore [20]	50
Obr. 4.6 Schematické znázornenie Δp_{tv} v medzitrubkovom priestore [20]	50
Obr. 6.1 Diagram na porovnanie úspor	57
Tab. 4.1 Prvkové zloženie tranzitného zemného plynu [14]	27
Tab. 4.2 Prvkové zloženie vzduchu [15]	27
Tab. 4.3 Objemové a hmotnostné zloženie spalín [15]	31
Tab. 4.4 Merné entalpie [kJ/Nm ³] zložiek spalín pre $t_{11} = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $t_{12} = 115\text{ }^{\circ}\text{C}$ [15]	32
Tab. 4.5 Fyzikálne vlastnosti zložiek spalín pre strednú teplotu \bar{t}_1 [16]	34
Tab. 4.6 Fyzikálne vlastnosti chladiva pre strednú teplotu \bar{t}_2 [19]	41
Tab. 4.7 Konštanty pre šachovnicovo usporiadaný, priečne obtekaný zväzok rúrok [12]	41
Tab. 4.8 Vlastnosti chladiva pre navrhovanú vonkajšiu teplotu steny rúrok \bar{t}_{2w} [19]	42
Tab. 4.9 Zhrnutie zadaných, navrhnutých a vypočítaných parametrov výmenníka	52