



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

CITLIVOSTNÍ ANALÝZA VÝMĚNÍKU TEPLA

HEAT EXCHANGER DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Patrik Kováč

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Patrik Kováč**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
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 bakalářské práce:

Citlivostní analýza výměníku tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla jsou základní jednotkou jakékoli energetické technologie. Pochopení principu přestupu tepla a návrhu výměníku patří mezi základní energetické dovednosti.

Obsahem bakalářské práce je návrh tepelného výměníku spaliny–vzduch pro využití zbytkové energie spalin. Návrh bude obsahovat tepelný a hydraulický výpočet a základní konstrukční výkres.

Cíle bakalářské práce:

- rešerše výměníků tepla
- výpočet teplosměnné plochy zadaného výměníku
- citlivostní analýza výkonu výměníku na vybrané veličiny
- výkres výměníku

Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-8-214-4300-6.

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

Termín odevzdání bakalářské 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

Táto bakalárska práca rieši návrh rúrkového výmenníku tepla spaliny-vzduch pre využitie zvyškovej energie spalín pre predohrev spaľovacieho vzduchu. Práca obsahuje popis, rozdelenie a požiadavky rúrkových výmenníkov tepla, stechiometrické výpočty, návrh geometrických rozmerov, tepelný a hydraulický výpočet. Hlavnou súčasťou práce je analýza citlivosti výmenníku tepla na vybrané veličiny a zhodnotenie výsledkov. Práca obsahuje konštrukčný výkres navrhnutého výmenníku.

Kľúčové slová

výmenník tepla, analýza citlivosti, zdieľanie tepla, spaliny-vzduch

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a tube heat exchanger for use of the residual flue gas energy for preheating of combustion air. The thesis contains description, categorization and requirements of tube heat exchangers, stoichiometric calculations, design of geometric dimensions, thermal and hydraulic calculation. The main part of the thesis is the analysis of heat exchanger sensitivity to selected parameters and evaluation of results. The thesis contains a design drawing of the designed exchanger.

Key words

heat exchanger, sensitivity analysis, heat sharing, flue gas-air

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

KOVÁČ, Patrik. Citlivostní analýza výměníku tepla [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-22], 75 s. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116601>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som bakalársku prácu na tému **Citlivostní analýza výměníku tepla** vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených v zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

.....
Dátum

.....
Meno a priezvisko

POĎAKOVANIE

Ďakujem týmto vedúcemu práce doc. Ing. Marekovi Balášovi, Ph.D. za ochotu, cenné rady a pomoc na konzultáciách pri vypracovaní bakalárskej práce. Ďalej by som chcel poďakovať prof. Ing. Josefovi Štětinovi, Ph.D. za pomoc.

OBSAH

ÚVOD	15
1 VÝMENNÍK TEPLA	16
1.1 Rozdelenie tepelných výmenníkov	16
1.2 Výmenníky tepla so zväzkom rúrok v plášti	18
1.2.1 Rozdelenie zväzkových výmenníkov	19
2 FAKTORY OVPLYVŇUJÚCE PRECHOD TEPLA VO VÝMENNÍKU.....	21
2.1 Materiál	21
2.2 Geometria rúr a rúrkového zväzku	21
2.3 Priehradky	22
2.4 Pasívne víriče	22
2.5 Rebrovanie.....	23
2.6 Úprava vonkajšieho povrchu rúrky	23
3 NÁVRH VÝMENNÍKU TEPLA	25
3.1 Zadanie výpočtu	25
3.2 Bilancia výmenníka	25
3.3 Vlastnosti spalín	26
3.4 Stechiometrický výpočet	28
3.4.1 Vzduch.....	28
3.4.2 Spaliny	29
3.5 Vlastnosti vzduchu	32
3.6 Definovanie základnej geometrie.....	33
3.7 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla v rúrkovom priestore	34
3.8 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla v medzirúrkovom priestore	35
3.9 Výkon výmenníku	41
3.10 Tlakové straty v rúrkovom priestore	42
3.11 Tlakové straty v medzirúrkovom priestore	44
3.12 Výsledné parametre navrhnutého výmenníka	47
4 ANALÝZA CITLIVOSTI VÝMENNÍKA TEPLA	49
4.1 Počiatočné podmienky analýzy	49
4.2 Zmena výšky priehradky	50
4.3 Zmena počtu priehradiek.....	51
4.4 Zmena hrúbky steny rúrky	52
4.5 Zmena vnútorného priemeru rúrky.....	54
4.6 Zmena koeficientu pre rozstup rúrok k_t	56
4.7 Zmena vôle medzi rúrkou a stenou výmenníka k_v	57
4.8 Zmena vôle pre osadenie rúrky v priehradke k_d	58
4.9 Zmena vôle medzi priehradkou a stenou výmenníka k_p	60
4.10 Zmena rozdielu výstupných teplôt $t_{12}-t_{22}$	62
5 ZHODNOTENIE	64

6 ZÁVER.....	65
ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	67
ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK	68
ZOZNAM OBRÁZKOV	72
ZOZNAM TABULIEK	73
ZOZNAM GRAFOV.....	74
ZOZNAM PRÍLOH.....	75

ÚVOD

Výmenníky tepla sú široko rozšírené zariadenia, ktoré plnia funkciu prenosu tepla medzi dvoma látkami s rôznymi teplotami. Používajú sa napríklad v energetickom, potravinárskom, chemickom a farmaceutickom priemysle. Stretávame sa s nimi každodenne a to napríklad chladnička, klimatizácia alebo chladič v aute.

Pri návrhu výmenníku tepla sa kladie veľký dôraz na to, aby bol prenos tepla čo najefektívnejší. Hlavnou požiadavkou je tiež nízka cena a prevádzkové náklady, kompaktnosť, nízka hmotnosť, malé tlakové straty a bezporuchová prevádzka. Na všetky uvedené požiadavky vplyva mnoho faktorov. Tie najhlavnejšie sú požadovaný výkon, vlastnosti pracovných látok, geometria a materiál výmenníku [1].

Prvá a druhá kapitola sa zaoberajú rešeršou tepelných výmenníkov zo zameraním na výmenníky so zväzkom rúrok v plášti a faktormi, ktoré ovplyvňujú prechod tepla.

Tretia kapitola sa zameriava na návrh zadaného výmenníka, čo zahrňuje tepelné a hydraulické výpočty. Konkrétne sa jedná o jednoduchý rúrkový výmenník tepla spaliny-vzduch pre využitie zvyškovej energie spalín pre predohrev spaľovacieho vzduchu.

Posledné dve kapitoly sa zaoberajú analýzou vybraných veličín a celkovým zhodnotením výsledkov.

1 VÝMENNÍK TEPLA

Výmenník tepla je zariadenie, v ktorom sa predáva tepelná energia z teplejšieho média na chladnejšie. Využívajú sa primárne v chladiacich alebo vykurovacích procesoch. Médium – pracovná látka, môže byť v plynnom alebo kvapalnom skupenstve. Typickým príkladom je radiátor, chladnička, klimatizácia alebo chladič v automobile. V technickej praxi sa na výmenníky tepla kladú rôzne nároky, to hlavne cena, kompaktnosť a tlakové straty.

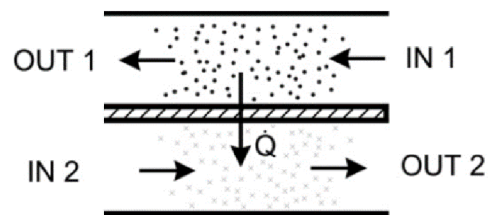
Prenos tepla prebieha pomocou troch fyzikálnych mechanizmov. Vedením (kondukciou), prúdením (konvekciou) a žiarením (radiáciou). V praxi dochádza ku kombinácií všetkých troch mechanizmov [1].

1.1 Rozdelenie tepelných výmenníkov

Podľa zdroja [1] je výmenníky možné rozdeliť nasledovne:

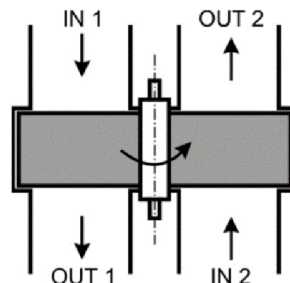
Podľa základných pracovných pochodov

- Rekuperáčny (Obr. 1-1) – pracovným látkam je zabránený priamy kontakt. Tepelná výmena prebieha cez nepriepustnú stenu a to kondukciou a konvekciou (prestupom tepla).



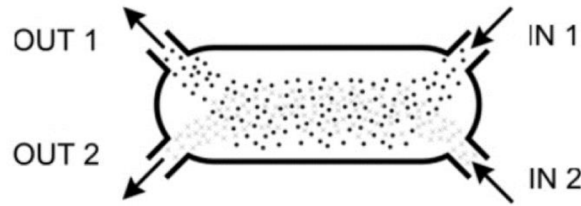
Obr. 1-1 Rekuperáčny výmenník [1]

- Regeneráčny (Obr. 1-2) – prenos tepla zabezpečuje konštrukcia výmenníka, ktorá akumuluje teplo horúcej pracovnej látky a následne ho odovzdá chladnejšej látke v tom istom priestore. Nevýhodou tohto typu je, že môže dôjsť k zmiešaniu médií.



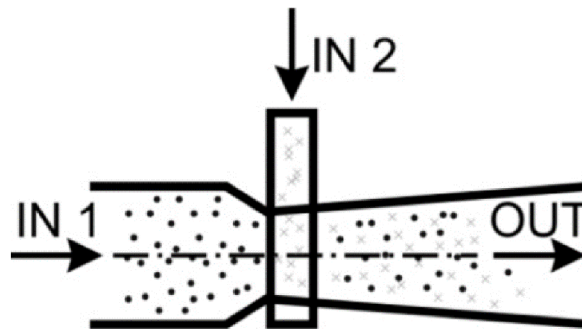
Obr. 1-2 Regeneráčny výmenník [1]

- Kontaktné (Obr. 1-3) – média majú rôzne fázy, ktoré si predávajú teplo pri priamom kontakte. Po výmene sú média od seba oddelené. Teplovýmenná plocha je priamo úmerná ploche častíc pevnej fázy.



Obr. 1-3 Kontaktný výmenník [1]

- d) Zmiešavacie (Obr. 1-4)– dochádza k miešaniu horúceho a chladného média za vzniku zmesi.

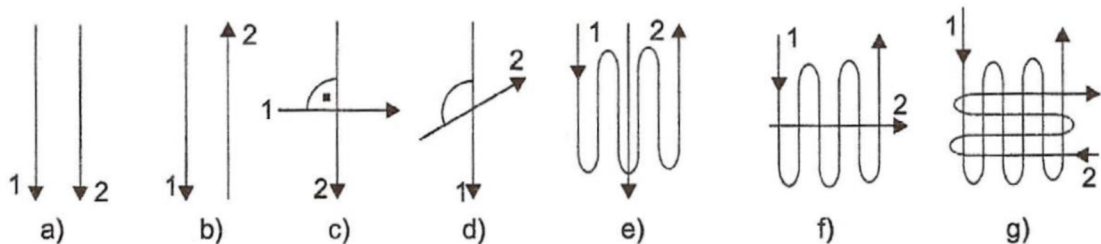


Obr. 1-4 Zmiešavací výmenník [1]

Podľa smeru prúdenia médií

- Súprúdové – rovnobežný a rovnaký smer prúdenia média
- Protiprúdové – rovnobežný ale opačný smer prúdenia
- Krížové- smery prúdenia sú mimo bežné a v kolmom priemete zvierajú pravý uhol
- So šikmým vzájomným prúdom – smery prúdenia v kolmom priemete zvierajú ostrý alebo tupý uhol
- Viacnásobne súprúdové, protiprúdové a krížové prúdenie
- S kombinovaným prúdením

Smery prúdenia sú schematicky naznačené na Obr. 1-5.



Obr. 1-5 Smer prúdenia [4]

- a) súprúd, b) protiprúd, c) krížový prúd, d) šikmý prúd, e) až g) kombinovaný prúd

Podľa spôsobu prenosu tepla

- Konvenčný – k prenosu tepla dochádza primárne konvekciou
- Sálavé (radiačné) - k prenosu tepla dochádza primárne sálaním
- Kombinované – k prenosu tepla dochádza sálaním aj prúdením

Podľa účelu a použitia

- Ohrievače – zvyšovanie teploty bez zmeny fáz
- Chladiče – ochladzovanie bez zmeny fáz
- Výparníky a odparky – ohrievanie kvapaliny, ktorá sa zmení na paru
- Kondenzátory – ochladzovanie plynu, ktorý sa zmení na kvapalinu (kondenzuje)
- Prehrievače a prihrievače – zvyšovanie teploty sýtej alebo prehriatej pary
- Sušiarne – znižovanie vlhkosti látky v pevnej fáze pomocou privedeného tepla
- Termické odplyňovaky vody – vylučovanie pohltených plynov vo vode pomocou ohrevu
- Vykurovacie telesá ústredného kúrenia – ohrev okolitého vzduchu pomocou vykurovacieho média

Podľa konštrukčného riešenia výhrevnej plochy

- Bubnové
- Doskové
- Trubkové
- Zväzkové
- Skrutkové
- Rebrové

Podľa kombinácie teplotných médií

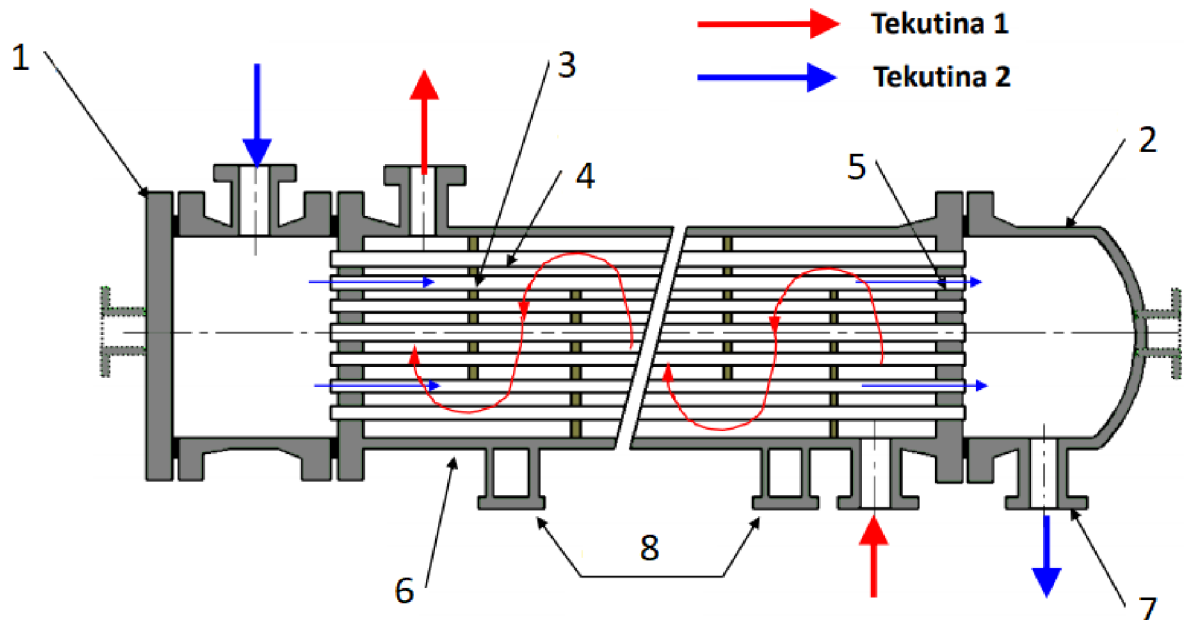
- Kvapalinové (voda – voda)
- Plynné (para - vzduch, spaliny - vzduch, spaliny – para)
- Kombinované (para - voda, para - olej, spaliny – voda)

1.2 Výmenníky tepla so zväzkom rúrok v plášti

Výmenníky tepla so zväzkom rúrok v plášti sú najstarším a najbežnejším druhom rekuperačného výmenníka. Sú vhodné pre širokú škálu použitia a poskytujú veľký rozsah pomeru výhrevnej plochy a objemu výmenníka [2]. Taktiež sa dajú použiť pri vysokých a nízkych tlakoch a teplotách. Výmenníky sú väčšinou jednoducho čistiteľné (mechanicky a chemicky) a časti ktoré sú najviac opotrebitel'ne, ako tesnenia a rúrky, je možné vymeniť [1].

Schéma na Obr. 1-6 zobrazuje rúrkový výmenník s rovnými rúrkami. Skladá sa z prednej (1) a zadnej komory (2), kde vstupuje a vystupuje médium tečúce v rúrkach výmenníka. Vstupy a výstupy sú opatrené prírubami (7). Rúrky (4) sú zväčša oceľové alebo mosadzné s hrúbkou steny 1,5-2,5 mm. Prietokový prierez zväzku trubiek je spravidla 2 – 3× menší ako prietokový prierez medzirúrkového priestoru. Na uchytenie rúr sa používajú dve

růrkovnice (5). V případě s U rúrkami sa použije iba na jednom konci. Priehradky (3) usmerňujú prúdenie v medzi rúrkovom priestore a zároveň zabráňujú ohýbaniu a chveniu rúrok. Najbežnejšie priehradky sú segmentové alebo koncentrické. Plášť (6) obaľuje rúrky s priehradkami. Pri väčších priemeroch je zhotovený zo zkrúženej ocele a pri menších priemeroch z bezšvových rúr. Na plášti sa nachádzajú podstavce pre uchytenie výmenníka (8) [1].



Obr. 1-6 Schéma rúrkového výmenníka [3]

1 – predná komora, 2 – zadná komora, 3 – priehradky, 4 – rúrky, 5 – rúrkovnica. 6 – plášť,
7 – príruby, 8 – úchytky

1.2.1 Rozdelenie zväzkových výmenníkov

Rúrkové zväzkové výmenníky rozdeľujeme podľa [1], [4] na:

- S rovnými rúrkami** – rúrky sú pevne spojené s rúrkovnicou čo pri vyšších teplotných rozdieloch zvyšuje napätie a mohlo by dôjsť k poškodeniu [3].

Riešenie teplotných dilatácií sa realizuje:

- pomocou kompenzátoru dĺžkovej dilatácie na plášti výmenníka – pružné zvlnenie. Používa sa pri väčších tepelných tokoch
- upchávkovým uložením – málo používané pre zložitosť a udržiavanie upchávky (doťahovanie, utesňovanie)
- s plávajúcou hlavou – sú značne rozšírené, používajú sa pri výmenníku typu para – voda alebo voda – voda

- Článkový rúrkový výmenník a dvojrúrkový, rúrka v rúrke** - Rozšírený typ, realizuje sa ako súprúdový výmenník s pozdĺžnym obmývaním vonkajšieho povrchu. Výhodou rovných trubiek je jednoduchá výroba, nízka hmotnosť vďaka

možnosti využitia minimálnej hrúbky stien, možnosť výmeny poškodenej trubky a jednoduché mechanické čistenie.

- c) **S U rúrkami** – hlavnou výhodou týchto výmenníkov je odstránenie problému s teplotnou dilatáciou. U rúrky sú uchytené len v jednej rúrkovnici a môžu sa voľne rozťahovať. Používajú sa trubky s veľmi malým priemerom a hrúbkou steny, čím sa znižujú rozmery a hmotnosť výmenníka. Nevýhodou je nemožnosť mechanického čistenia vnútorného povrchu rúrok a výmena poškodených rúrok. Pri vysokých tlakoch sa zväčšuje hrúbka rúrkovnice až do 500 mm.
- d) **So skrutkovito vinutými rúrkami** – rúrky je možné viesť vo viacerých radách. Výhodou je jednoduchá výroba a zachovania priečného obtekania pri protipúde média, vďaka čomu sa znižuje potrebná teplovýmenná plocha. Nevýhodou je horšie využitie priestoru nádoby výmenníka a to, že rúrka je vyrobená z jedného kusa a musí sa pro oprave vymeniť celá.

2 FAKTORY OVPLYVŇUJÚCE PRECHOD TEPLA VO VÝMENNÍKU

Snahou návrhu a konštrukcie každého výmenníka tepla je splniť rôzne protichodné požiadavky. Aby pri čo najmenších možných rozmeroch, hmotnosti a cene mal čo najmenšiu teplovýmennú plochu pre požadovaný tepelný tok a malé tlakové straty. Tak isto aby v prevádzke mal nízku poruchovosť a jednoduchú prípadnú opravu. Pre tepelný výpočet je hlavný cieľ stanoviť hodnoty prenosových súčiniteľov. Ich veľkosti závisia na vlastnostiach pracovnej látky, rýchlosti prúdenia, veľkosti a tvaru povrchu výmeny tepla a na veľa ďalších faktorov, ktoré sú bližšie rozobrané v tejto kapitole [1], [2].

V rekuperačných výmenníkoch sa teplo všeobecne šíri všetkými tromi spôsobmi: vedením, prúdením aj sálaním. Sálanie uvažujeme iba pri vysokých teplotách nad 500 °C, kde výmenný povrch má veľký rozdiel teplôt a kde teplo vyžarujú plyny [5], [2].

Dôležité konštrukčné a geometrické detaily

2.1 Materiál

Voľba materiálu výrazne ovplyvní hodnotu súčiniteľa tepelnej vodivosti λ (ktorý je funkciou teploty). V technickej praxi nás zaujíma nie len táto hodnota, ale aj cena, hmotnosť, odolnosť proti použitému médiu. Najviac používané materiály pre rúrky sú uvedené v Tab. 2-1:

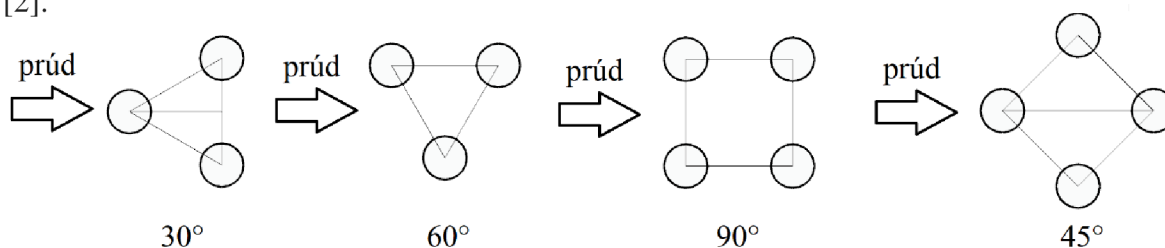
Tab. 2-1 Súčinitele tepelnej vo vodivosti [1]

Materiál	λ [W · m ⁻¹ · K ⁻¹]
Nerezová oceľ	15-30
Uhlíková oceľ	50
Mosadz	120
Hliník	230
Meď	380

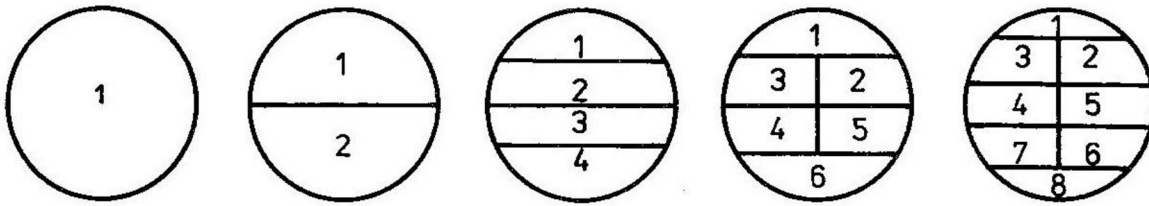
2.2 Geometria rúr a rúrkového zväzku

Ďalším dôležitým parametrom je geometria rúr a rúrkového zväzku. Menší priemer rúrok zvyšuje súčiniteľ prechodu tepla na úkor tlakových strát a požiadaviek na čistenie [2]. Vnútorý priemer rúrok sa pohybuje medzi 12 mm až 20 mm, hrúbka stien od 1,5 mm do 2,5mm. Ich dĺžka je maximálne do 6000 mm a priemer plášťa v rozmedzí 219 mm až 1500 mm [1].

Usporiadanie rúrok je na Obr. 2-1. Pri pozdĺžnom obtekaní rúrok nezáleží na geometrickom usporiadaní. Pri priečnom obtekaní sa používa usporiadanie s uhlom 30° alebo 45°. Ak sa má zväzok čistiť musí sa použiť variant s uhlom 45° (90° v technicky zdôvodnených prípadoch). Rúrky je taktiež možné rozložiť do viacerých chodov, vid' Obr. 2-2 [2].



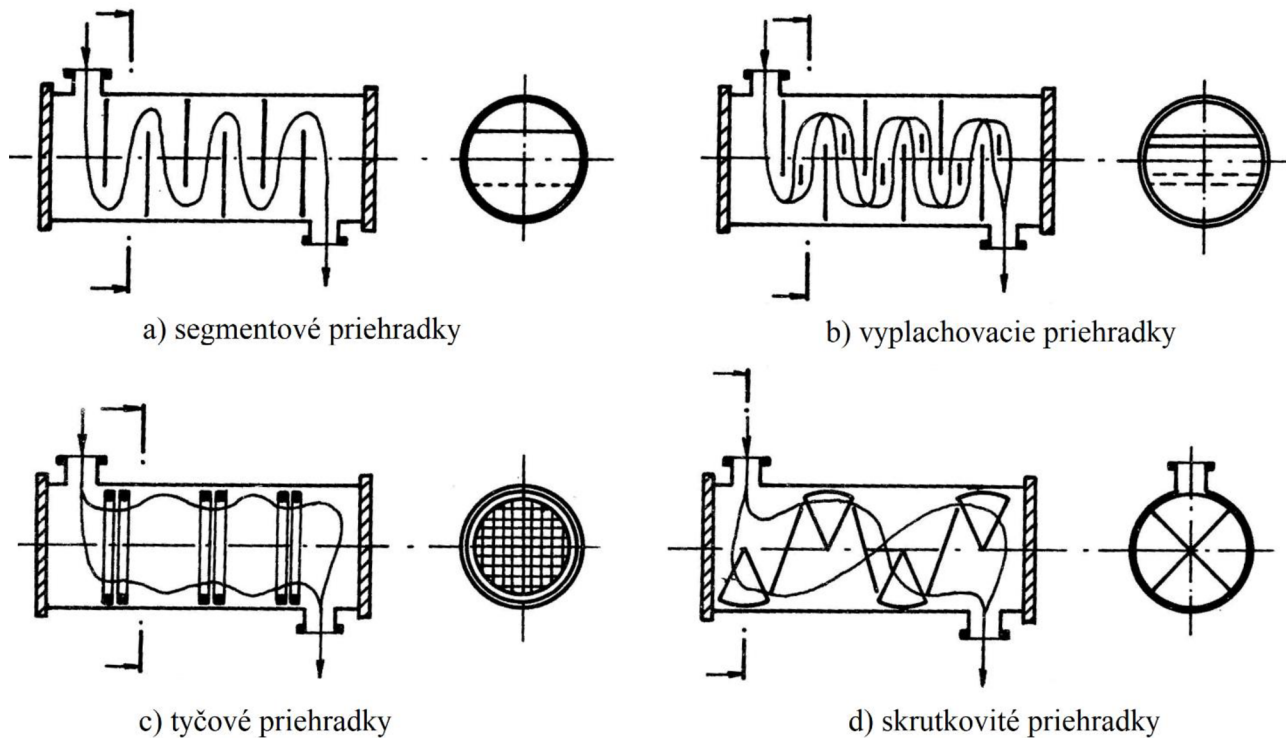
Obr. 2-1 Rozloženie rúrok, prekreslené podľa [2]



Obr. 2-2 Rozdelenie rúrok do chodov [2]

2.3 Priehradky

Priehradky sa používajú pre zvýšenie rýchlosti pracovnej látky v medzirúrkovom priestore a predlžujú dráhu prúdu. Zároveň ho nútia ku kolmému priečnemu obmývaniu rúrkovej výhrevnej plochy. Bežne sa používajú priehradkové systémy znázornené na Obr. 2-3: segmentové, vyplachovacie, tyčové a skrutkovité. Voľba priehradiek do istej miery predurčuje veľkosť tlakových strát v medzirúrkovom priestore. Najvýhodnejší sa ukazuje skrutkový priehradkový systém [2].

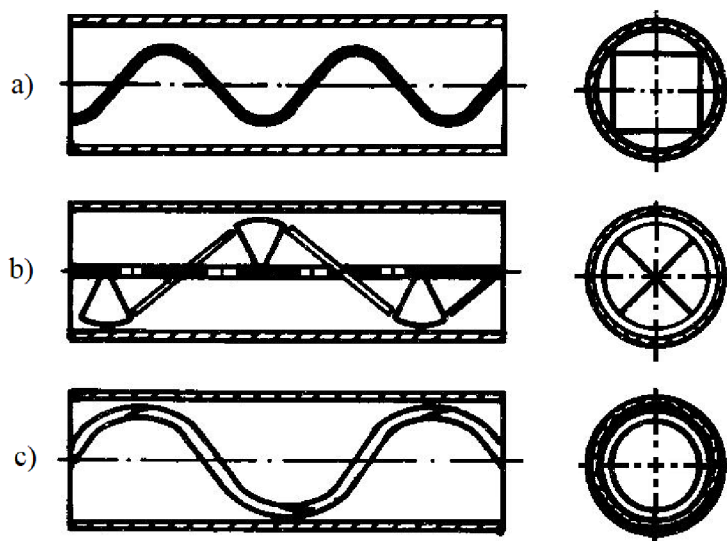


Obr. 2-3 Priehradkové systémy [2]

2.4 Pasívne víriče

Pasívne víriče (Obr. 2-4) zvyšujú turbulencie prúdu a tým aj súčiniteľ prestupu tepla v medzirúrkovom priestore. Využívajú sa primárne v laminárnom a prechodovom režime prúdenia. Zvyšovaním turbulencií sa taktiež zvyšujú tlakové straty výmenníka [2]. Najčastejšie fungujú ako [6]:

- pulzátory – zvlnené plechové pásy orientované v smere osi rúrky
- mixéry – pás plechu skrútený do skrutkovice
- deštruktory medznej vrstvy – tvorené špirálami smerom k stene rúrky



Obr. 2-4 Pasívne viriče

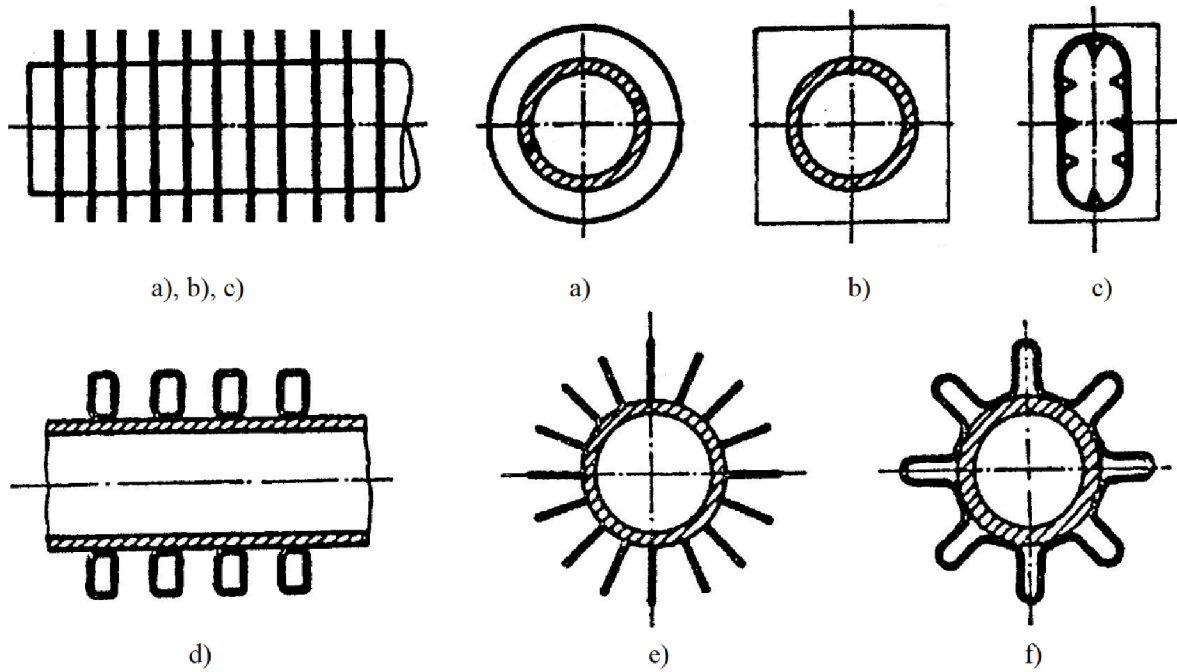
a) pulzátory, b) mixéry, c) deštruktory medznej vrstvy

2.5 Rebrovanie

Rebrovaním sa efektívne zväčšuje teplovýmenná plocha pri malom prírastku na hmotnosti. Vďaka tomu sa zväčšuje tepelný tok rúrkou. Dochádza ku zníženiu tlakových strát z dôvodu zníženia počtu potrebných rúrok [1]. Rebrovanie sa umiestňuje na vonkajší alebo vnútorný povrch rúrky, spravidla na stranu s menším súčiniteľom prestupu tepla. V opačnom prípade rebrovanie nemá prakticky zmysel. Pokiaľ sú súčinitele prestupu tepla približne rovnaké, má zmysel rebrovanie umiestniť jedine na obe strany rúrky. Rebrovanie môže byť priečne alebo pozdĺžne, kde pozdĺžne je použiteľné iba pri pozdĺžnom obtekaní. Najčastejšie rebrá sú priečne kruhové, môžu byť valcované z materiálu rúrky alebo navinuté na rúrkou ako pás, viz Obr. 2-5 [2].

2.6 Úprava vonkajšieho povrchu rúrky

Rúrky je možné deformovať pre zvýšenie súčiniteľa prestupu tepla, napríklad zakrútiť do oválneho tvaru alebo vytvoriť závit. Tieto úpravy sa odporúčajú pre oblasti laminárneho a prechodového prúdenia [2].



Obr. 2-5 Rebrovanie rúrok [4]

a) kruhové rebrá, b) štvorcové rebrá, c) liatinová rúrka s vnútorným aj vonkajším rebrovaním, d) rebrá z drôtového profilu, e) pozdĺžne rebrovanie, f) pásové pozdĺžne rebrovanie

3 NÁVRH VÝMENNÍKU TEPLA

3.1 Zadanie výpočtu

Výmenník je navrhovaný pre média spaliny-vzduch. Spaliny vznikli spálením smrekovej štiepky, ktorej zloženie je uvedené v Tab. 3-1. Vzduch je určený na spaľovanie a je predhrievaný pre zvýšenie účinnosti kotla. Jedná sa o jednoduchý protiprúdový zväzkový výmenník s jednosegmentovými priehradkami.

Tab. 3-1 Prvkové zloženie paliva

Prvok	C	H ₂	N ₂	S	O ₂
[%]	47,04	5,4	0,24	0,04	39,01

Výpočet výmenníku vychádza z nasledujúcich hodnôt:

- teplota splín privádzaných do výmenníku $t_{11} = 230 \text{ }^\circ\text{C}$
- teplota vzduchu na vstupe výmenníku $t_{21} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$
- hmotnostný tok paliva $\dot{M}_{pv} = 26 \text{ kg/hod}$
- súčiniteľ prebytku vzduchu $\alpha = 1,65$
- vlhkosť spalín $W = 5,15 \text{ } \%$

3.2 Bilancia výmenníka

Základom tepelného výpočtu je rovnica (1) tepelnej bilancie v entalpickom tvare pre plynné média. Spaliny budú označené (prvým) indexom 1 a vzduch indexom 2. Pri plynoch sa merné entalpie i_n prepočítavajú na objem – kJ/mN^3 . Pre vzduch je jednoduchšie použiť kJ/kg .

$$\dot{Q}_b = \dot{V}_{SP} \cdot (i_{11} - i_{12}) = \dot{V}_{VZ} \cdot (i_{22} - i_{21}) \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

Objemové toky spalín sú známe zo stechiometrických výpočtov. Hodnoty merných entalpií sú uvedené v Tab. 3-2. Entalpiu i_{21} vzduchu na vstupe do výmenníku pri teplote $t_{21} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ a relatívnej vlhkosti 70 % ide odčítať z Mollierovho diagramu pre vlhký vzduch [7]. Teplotu výstupného vzduchu je potrebné si určiť – volím $t_{22} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$. Obdobne ako pri entalpii i_{21} sa určí merná entalpia i_{22} . Vstupnú mernú entalpiu spalín i_{11} pre teplotu $t_{11} = 230 \text{ }^\circ\text{C}$ je možné určiť z merných entalpií jednotlivých zložiek spalín v Tab. 3-3 a ich zastúpenia podľa vzťahu (2).

Tab. 3-2 Merné entalpie vzduchu pri teplote t_{21} a t_{22} [7]

	$i_{2n}^{\text{kg}} [\text{kJ/kg}]$
$t_{21} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$	52,03
$t_{22} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$	153,13

Tab. 3-3 Merné entalpie zložiek spalín pri teplote t_{11} [8]

n	O ₂	N ₂	SO ₂	Ar	CO ₂	H ₂ O
$i_n [\text{kJ/mN}^3]$	308,94	299,56	417,89	213,84	458,99	351,99

$$i_{11} = \sum i_n \cdot x_n \quad \left[\frac{kJ}{m^3} \right] \quad (2)$$

$$i_{11} = 308,94 \cdot 0,07485 + 299,56 \cdot 0,70641 + 417,89 \cdot 3,5 \cdot 10^{-5} + 213,84 \cdot 0,0083 + 458,99 \cdot 0,1113 + 351,99 \cdot 0,0991 = 322,49 \frac{kJ}{m^3}$$

Z objemového toku vzduchu je potrebné určiť hmotnostný tok, ktorý sa prepočíta cez hustotu vzduchu vzťahnutú k strednej teplote podľa vzťahu. Tá je daná nasledujúcim vzťahom

$$t_2 = \frac{(t_{21} + t_{22})}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (3)$$

$$t_2 = \frac{(22 + 120)}{2} = 71 \text{ } ^{\circ}C$$

Pre teplotu t_2 je hustota $\rho_2 = 1,0111 \text{ kg/m}^3$. Hmotnostný tok je potom

$$\dot{M}_{VZ} = \dot{V}_{VZ} \cdot \rho_2 \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (4)$$

$$\dot{M}_{VZ} = 0,05671 \cdot 1,0111 = 0,05271 \frac{kg}{s}$$

Chýbajúcu entalpiu výstupných spalín je možné dopočítať úpravou rovnice (1)

$$i_{12} = i_{11} - \frac{\dot{M}_{VZ}}{\dot{V}_{SP}} (i_{22}^{kg} - i_{21}^{kg}) \quad \left[\frac{kJ}{m^3} \right] \quad (5)$$

$$i_{12} = 322,49 - \frac{0,05271}{0,05671} (153,13 - 52,03) = 254,697 \frac{kJ}{m^3}$$

Inverzne zo vzťahu (2) v programe Excel je možné zistiť, že táto entalpia zodpovedá výstupnej teplote spalín $t_{12} = 164,05 \text{ } ^{\circ}C$

Tepelný výkon na strane vzduchu sa spočíta zo vzťahu (1)

$$\dot{Q}_b = 0,05271 \cdot (153,13 - 52,03) = 5,329 \text{ kW}$$

3.3 Vlastnosti spalín

Pre výpočet súčiniteľov prestupu tepla je nutné poznať vlastnosti spalín pre strednú teplotu t_1 danú nasledujúcim vzťahom

$$t_1 = \frac{(t_{11} + t_{12})}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (6)$$

$$t_1 = \frac{(230 + 164,05)}{2} = 197,03 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tab. 3-4 Vlastnosti jednotlivých složek spalín pro střední teplotu t_1 [9] [10]

n	O ₂	N ₂	SO ₂	Ar	CO ₂	H ₂ O
r_n [J/K·kg]	259,83	296,84	129,79	208,12	188,92	461,4
η_n [Pa·s·10 ⁵]	28,8861	24,5833	22,1310	32,6362	20,3767	16,0567
λ_n [W/m·K]	0,03926	0,03689	0,03058	0,02451	0,01892	0,03301
c_n [J/K·kg]	910,427	1052,36	977,235	520,676	714,267	1948,51

Plynová konstanta spalín je určená nasledujúcim vzťahom a plynové konstanty jednotlivých zložiek sú uvedené v Tab. 3-4.

$$r_1 = \sum r_n \cdot w_n \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \right] \quad (7)$$

$$r_1 = 259,83 \cdot 0,07485 + 296,84 \cdot 0,70641 + 129,79 \cdot 3,5 \cdot 10^{-5} + 208,12 \cdot 0,0083 + \\ + 188,92 \cdot 0,1113 + 461,4 \cdot 0,0991 = 277,93 \frac{\text{J}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$$

Zo stavovej rovnice sa určí hustota spalín. Počíta sa s barometrickým tlakom

$$\rho_1 = \frac{p_b}{t_1 \cdot r_1} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (8)$$

$$\rho_1 = \frac{101325}{(273,15 + 197,03) \cdot 277,93} = 0,7754 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dynamická viskozita pre strednú teplotu sa vypočíta podľa vzťahu (9). Dynamické viskozity každej zložky sú v Tab. 3-4.

$$\eta_1 = \sum \eta_n \cdot x_n \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad (9)$$

Dynamická viskozita je potom

$$\eta_1 = 2,314 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Kinematická viskozita je daná vzťahom

$$v_1 = \frac{\eta_1}{\rho_1} \quad \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right] \quad (10)$$

$$v_1 = \frac{2,314 \cdot 10^{-5}}{0,7754} = 2,9843 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Súčiniteľ tepelnej vodivosti pre strednú teplotu je daný nasledujúcim vzťahom. Hodnoty jednotlivých súčiniteľov sú uvedené v Tab. 3-4.

$$\lambda_1 = \sum \lambda_n \cdot x_n \quad \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (11)$$

Kde po dosadení súčiniteľ tepelnej vodivosti je

$$\lambda_1 = 0,03459 \frac{W}{m \cdot K}$$

Tepelná kapacita spalín sa vypočíta z nasledujúceho vzťahu. Tepelné kapacity každej zložky sú v Tab. 3-4.

$$c_1 = \sum c_n \cdot w_n \quad \left[\frac{J}{K \cdot kg} \right] \quad (12)$$

Po dosadení

$$c_1 = 1010,099 \frac{J}{K \cdot kg}$$

Pre výpočet rýchlostí je potrebné vzťahnúť objemový tok ku strednej teplote, tlak uvažujem nemenný atmosférický

$$\dot{V}_{SPstred} = \frac{273,15 + t_1}{273,15} \cdot \dot{V}_{SPstred} \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (13)$$

$$\dot{V}_{SPstred} = \frac{273,15 + 206,31}{273,15} \cdot 0,05671 = 0,0976 \frac{m^3}{s}$$

3.4 Stechiometrický výpočet

Pre výpočet bilancie výmenníku je potrebné určiť objemové toky, zloženie a vlastnosti spalín. Budem predpokladať dokonalé spaľovanie ideálneho plynu za prebytku vzduchu. Vzťahy uvedené v tejto kapitole sú podľa zdroja [1].

3.4.1 Vzduch

Minimálne množstvo potrebného kyslíku na spálenie 1 kg paliva je možné vypočítať podľa nasledujúceho vzťahu

$$V_{O_2min} = \frac{22,39}{12,01} C + \frac{22,39}{4,063} H_2 + \frac{22,39}{32,06} S - \frac{22,39}{32} O_2 \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (14)$$

$$V_{O_2min} = \frac{22,39}{12,01} 0,4704 + \frac{22,39}{4,032} 0,054 + \frac{22,39}{32,06} 0,0004 - \frac{22,39}{32} 0,3901 = 0,9045 \frac{m^3}{kg}$$

Z objemového zloženia suchého vzduchu je možné vypočítať objem vzduchu na dokonalé spálenie 1 kg paliva

$$V_{VZmin}^s = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2min} \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (15)$$

$$V_{VZmin}^s = \frac{100}{21} \cdot 0,9045 = 4,3055 \frac{m^3}{kg}$$

Ako okysličovadlo sa bežne používa atmosférický vzduch, ktorý obsahuje vodnú paru. Objem vzduchu s vodnou parou je väčší, čo vyjadruje faktor pomerného zväčšenia. Pri konštrukčných výpočtoch pre bežné klimatické podmienky volím faktor $f = 1,016$, čo odpovedá približne relatívnej vlhkosti 70 % a teplote 20 °C. Minimálny objem vlhkého vzduchu sa vypočíta

$$V_{VZmin} = f \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (16)$$

$$V_{VZmin} = 1,016 \cdot 4,3055 = 4,3744 \frac{m^3}{kg}$$

Predpoklad dokonalého spaľovania môže byť splnený len pri nadbytku vzduchu. Pri minimálnom objeme vzduchu nie je možné zaručiť dokonalé premiešanie častíc kyslíku s časticami horľavých látok. Objem vzduchu s prebytkom kyslíku je daný vzťahom

$$V_{VZ} = \alpha \cdot V_{VZmin} \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (17)$$

$$V_{VZ} = 1,65 \cdot 4,3744 = 7,2177 \frac{m^3}{kg}$$

Z hmotnostného toku paliva je možné spočítať objemový tok vzduchu

$$\dot{V}_{VZ} = V_{VZ} \cdot \dot{M}_{PV} \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (18)$$

$$\dot{V}_{VZ} = 7,2177 \cdot \frac{26}{3600} = 0,05213 \frac{m^3}{s}$$

3.4.2 Spaliny

Pre určenie objemového toku a vlastností spalín je potrebné zistiť ich presné zloženie. Nasledujúce (minimálne) objemy zložiek spalín sú bez prebytku vzduchu pri dokonalom spaľovaní.

Dusík z horľaviny a zo spaľovacieho vzduchu

$$V_{N_2min} = \frac{22,4}{28,013} N_2 + 0,007805 \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (19)$$

$$V_{N_2min} = \frac{22,4}{28,013} 0,0024 + 0,007805 \cdot 4,3055 = 3,3624 \frac{m^3}{kg}$$

Oxid siričitý zo síry v horľavine paliva

$$V_{SO_2min} = \frac{21,89}{32,06} S \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (20)$$

$$V_{SO_2min} = \frac{21,89}{32,06} 0,0004 = 2,73 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{kg}$$

Argón zo spaľovacieho vzduchu

$$V_{Armin} = 0,0092 \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (21)$$

$$V_{Armin} = 0,0092 \cdot 4,3055 = 0,03961 \frac{m^3}{kg}$$

Oxid uhličitý z uhlíku horľaviny a zo spaľovacieho vzduchu

$$V_{CO_2min} = \frac{22,26}{12,01} C + 0,0003 \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (22)$$

$$V_{CO_2min} = \frac{22,26}{12,01} 0,4704 + 0,0003 \cdot 4,3055 = 0,8732 \frac{m^3}{kg}$$

Vodná para z horľaviny paliva, z vlhkosti paliva a z vlhkosti vzduchu

$$V_{H_2Omin} = \frac{44,81}{4,032} H_2 + \frac{22,41}{18,015} W + (f - 1) \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (23)$$

$$V_{H_2Omin} = \frac{44,81}{4,032} 0,054 + \frac{22,41}{18,015} 0,0515 + (1,016 - 1) \cdot 4,3055 = 0,7331 \frac{m^3}{kg}$$

Minimálny objem vlhkých spalín pri dokonalom spálení 1kg paliva a žiadnom prebytku vzduchu

$$V_{SPmin} = V_{CO_2min} + V_{SO_2min} + V_{N_2min} + V_{Armin} + V_{H_2Omin} \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (24)$$

$$V_{SPmin} = 0,8732 + 2,73 \cdot 10^{-4} + 3,3624 + 0,03961 + 0,7331 = 5,009 \frac{m^3}{kg}$$

Skutočný objem vlhkých spalín pri spálení 1kg paliva a prebytku vzduchu

$$V_{SP} = V_{SPmin} + (\alpha - 1) \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (25)$$

$$V_{SP} = 5,009 + (1,65 - 1) \cdot 4,3055 = 7,8518 \frac{m^3}{kg}$$

Objemový tok spalín z hmotnostného toku paliva

$$\dot{V}_{SP} = V_{SP} \cdot \dot{M}_{PV} \quad \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (26)$$

$$\dot{V}_{SP} = 7,8518 \cdot \frac{26}{3600} = 0,05671 \frac{m^3}{s}$$

Objemové zloženie paliva bolo určené bez prebytku vzduchu. Pre presné určenie vlastností je potrebné zahrnúť prebytočný vzduch.

Kyslík, ktorý ostal po spaľovaní

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (27)$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,65 - 1) \cdot 4,3055 = 0,5877 \frac{m^3}{kg}$$

Celkový objem dusíku po spaľovaní

$$V_{N_2} = V_{N_2min} + 0,7805 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (28)$$

$$V_{N_2} = 3,3624 + 0,7805 \cdot (1,65 - 1) \cdot 4,3055 = 5,5467 \frac{m^3}{kg}$$

Oxid siričitý sa vo vzduchu vyskytuje v nepatrnom množstve, takže sa môže zanedbať

$$V_{SO_2} = V_{SO_2min} = 2,73 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{kg} \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (29)$$

Celkový objem argónu po spaľovaní

$$V_{Ar} = V_{Armin} + 0,0092 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZmin}^s \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (30)$$

$$V_{Ar} = 0,03961 + 0,0092 \cdot (1,65 - 1) \cdot 4,3055 = 0,0654 \frac{m^3}{kg}$$

Celkový objem oxidu uhličitého po spařování

$$V_{CO_2} = V_{CO_2min} + 0,003 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZmin}^S \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (31)$$

$$V_{CO_2} = 0,8732 + 0,003 \cdot (1,65 - 1) \cdot 4,3055 = 0,8740 \frac{m^3}{kg}$$

Celkový objem vodnej pary po spařování

$$V_{H_2O} = V_{H_2Omin} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZmin}^S \quad \left[\frac{m^3}{kg} \right] \quad (32)$$

$$V_{H_2O} = 0,7331 + (1,016 - 1) \cdot (1,65 - 1) \cdot 4,3055 = 0,7779 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové zlomky n-tej zložky spalín je možné určit podľa rovnice (33) a hmotnostné zlomky podľa rovnice (34). Molárne hmotnosti jednotlivých zložiek M_n s výsledkami sú uvedené v Tab. 3-5.

$$x_n = \frac{V_n}{V_{SP}} \quad [-] \quad (33)$$

$$w_n = \frac{M_n \cdot x_n}{\sum M_n \cdot x_n} \quad [-] \quad (34)$$

Tab. 3-5 Zloženie spalín

	O ₂	N ₂	SO ₂	Ar	CO ₂	H ₂ O
M _n [g/mol]	32	28,012	44,01	39,95	64,066	18,015
x _n [-]	0,07485	0,70641	3,5 · 10 ⁻⁵	0,0083	0,1113	0,0991
w _n [-]	0,07619	0,6295	4,9 · 10 ⁻⁵	0,0106	0,2269	0,0568

3.5 Vlastnosti vzduchu

Pre výpočet súčiniteľov prestupu tepla je potrebné poznať vlastnosti vzduchu pre strednú teplotu t_2 . Vlastnosti vzduchu pre strednú teplotu vzduchu t_2 sú uvedené v Tab. 3-6.

Tab. 3-6 Vlastnosti vzduchu pre strednú teplotu t_2 [10] [7]

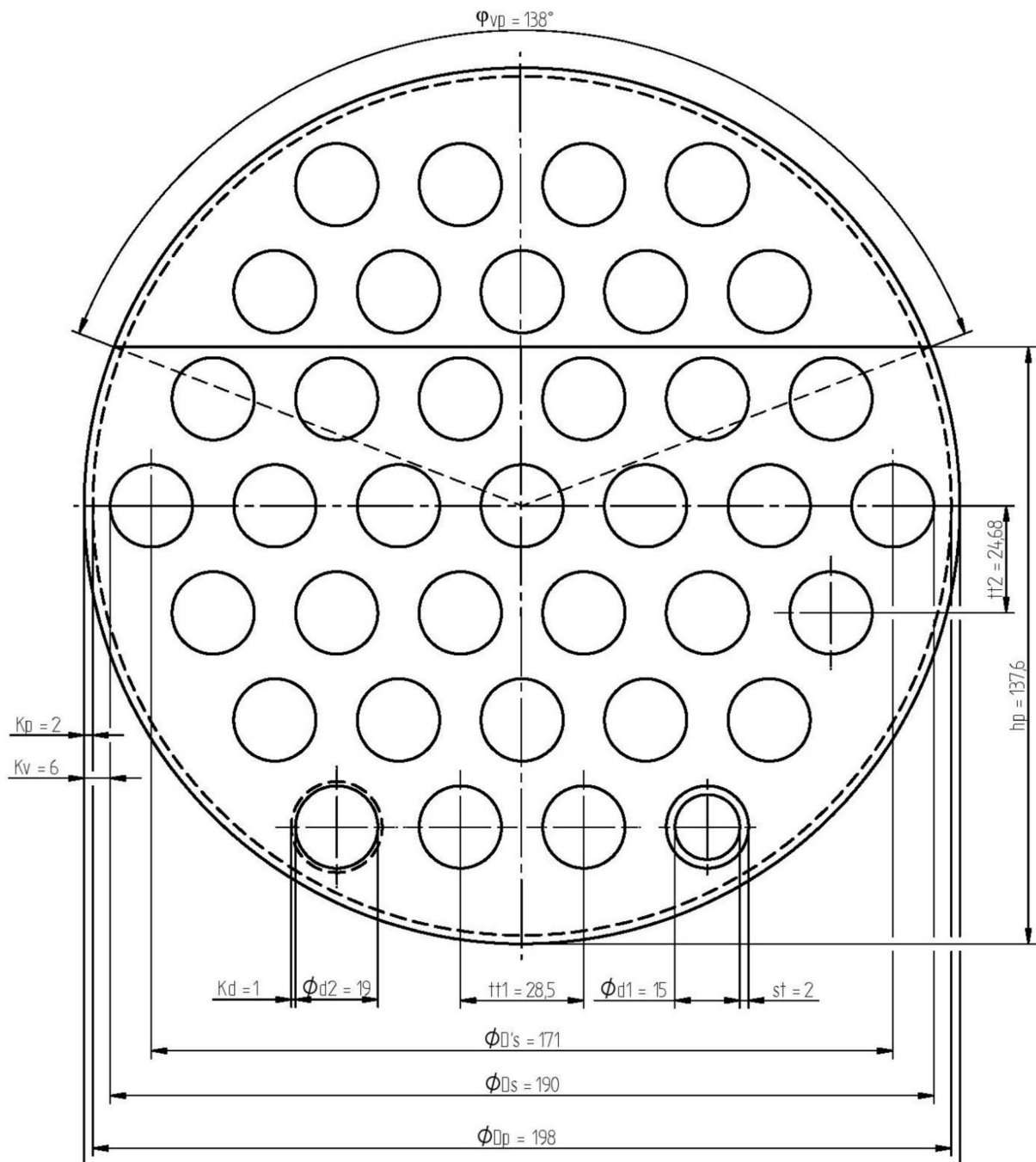
ρ_2 [kg/m ³]	η_2 [Pa·s·10 ⁵]	ν_2 [m ² /s·10 ⁵]	λ_2 [W/m·K]	c_2 [J/K·kg]
1,0111	2,0460	2,0235	0,02966	1002,913

Rovnako ako pri spalínach je potrebné vzťahnúť objemový tok ku strednej teplote, analogicky podľa vzťahu (13)

$$\dot{V}_{VZstred} = \frac{273,15 + 71}{273,15} \cdot 0,05213 = 0,0657 \frac{m^3}{s}$$

3.6 Definovanie základnej geometrie

Navrhovaný výmenník znázornený na Obr. 3-1 obsahuje $n_1 = 37$ rúrok, ktorými prúdia spaliny. Vonkajší priemer rúrky $d_2 = 19$ mm a hrúbka steny $s_t = 2$ mm. Dĺžka rúrok je $l_t = 0,98$ m. Vnútorň priemer plášťa výmenníka je $D_s = 202$ mm. Výška segmentovej priehradky h_p je približne 68 % z D_s . Počet priehradiek $n_p = 7$, s rozstupom $t_p = 125$ mm. D_s je priemer zväzku rúrok a D'_s je priemer zväzku rúrok v ich ose. Priemer priehradky $D_p = 198$ mm. Zvyšná geometria výmenníku je popísaná v nasledujúcich kapitolách alebo je zrejma z Obr. 3-1.



Obr. 3-1 Rozloženie rúrok

3.7 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla v rúrkovom priestore

Výpočet v tejto kapitole je podľa zdroja [1] a [2].

Rýchlosť prúdenia spalín v rúrkach sa spočíta ako

$$w_1 = \frac{\dot{V}_{SPstred}}{S_1} \quad \left[\frac{m}{s}\right] \quad (35)$$

Kde S_1 je plocha zväzku rúrok a je daná nasledujúcim vzťahom

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot n_1 \quad [m^2] \quad (36)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 0,015^2}{4} \cdot 37 = 6,538 \cdot 10^{-3} m^2$$

Potom rýchlosť w_1 podľa rovnice (36) je

$$w_1 = \frac{0,0976}{6,538 \cdot 10^{-3}} = 14,93 \frac{m}{s}$$

Súčiniteľ prestupu tepla sa vypočíta z definičného vzťahu pre Nusseltovo číslo

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\lambda_1} \quad [-] \quad (37)$$

Nusseltovo číslo pre zdieľanie tepla nútenou konvekciou pre turbulentné prúdenie kanálom má tvar [1]

$$Nu_1 = 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \quad [-] \quad (38)$$

Reynoldsovo číslo je

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1} \quad [-] \quad (39)$$

$$Re_1 = \frac{14,93 \cdot 0,015}{2,9843 \cdot 10^{-5}} = 7503,71$$

Prandtlovo číslo je

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \eta_1}{\lambda_1} \quad [-] \quad (40)$$

$$Pr_1 = \frac{1010,099 \cdot 2,314 \cdot 10^{-5}}{0,03459} = 0,676$$

Nusseltovo číslo z rovnice (38) má hodnotu

$$Nu_1 = 0,023 \cdot 7503,71^{0,8} \cdot 0,676^{0,4} = 24,77$$

Potom súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín, vyjadrený z rovnice (37), má hodnotu

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

$$\alpha_1 = \frac{24,77 \cdot 0,015}{0,03459} = 57,1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

3.8 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla v medzirúrkovom priestore

V medzirúrkovom priestore sú použité jednosegmentové priehradky, kde dochádza k pričnému obtekaniu rúrok. Výpočet v tejto kapitole je podľa zdroja [2].

Ako v minulej kapitole, opäť sa pri výpočte súčiniteľa prestupu tepla bude vychádzať z definičného vzťahu pre Nusseltovo číslo (37) a špecifickej rovnice pre daný priehradkový systém zistenej experimentálne.

$$Nu_2 = \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right) y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 \quad [-] \quad (41)$$

kde y členy sú korekčné faktory rozvedené nižšie v tejto kapitole.

Definícia Nusseltovho čísla pre medzirúrkový priestor analogicky k rovnici (37)

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 \cdot l_2}{\lambda_2} \quad [-]$$

Pričom pre charakteristický rozmer, ktorý je v danom prípade dĺžka prúdnice l_2 , platí

$$l_2 = \frac{\pi \cdot d_2}{2} \quad [m] \quad (42)$$

$$l_2 = \frac{\pi \cdot 0,019}{2} = 0,0299 \text{ m}$$

Ďalej pre zložky Nusseltovho čísla platí

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} \quad [-] \quad (43)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot (Pr_2^{2/3} - 1)} \quad [-] \quad (44)$$

Reynoldsovo číslo je dané vzťahom

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot l_2}{\nu_2} \quad [-] \quad (45)$$

Rýchlost w_2 v rúrkovom zväzku sa dá získať zo vzťahu

$$w_2 = \frac{\dot{V}_{VZstred}}{S_{2N} \cdot \psi} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (46)$$

Veľkosť voľného nezaplneného prierezu medzi dvoma priehradkami v osi výmenníka je daná vzťahom

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_1 \quad [m^2] \quad (47)$$

$$S_{2N} = (0,125 - 0,003) \cdot 0,202 = 24,54 \cdot 10^{-3} m^2$$

kde t_p je rozostup priehradiek a s_p je hrúbka priehradky.

Medzerovitosť rúrkového zväzku ψ pre $x_7 > 1$ sa určí zo vzťahu (50). Koeficienty pre 30° usporiadanie rúrok majú nasledujúci tvar

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{d_2} \quad [-] \quad (48)$$

$$x_6 = \frac{28,5}{19} = 1,9$$

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{d_2} \quad [-] \quad (49)$$

$$x_7 = \frac{24,68}{19} = 1,65$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} \quad [-] \quad (50)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,9} = 0,5866$$

Po spätnom dosadení do vzťahov (46) a (45) je rýchlosť a Reynoldsovo číslo

$$w_2 = \frac{0,0657}{24,54 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5866} = 4,56 \frac{m}{s}$$

$$Re_2 = \frac{4,56 \cdot 0,0299}{2,0235 \cdot 10^{-5}} = 6656,17$$

Pre Prandtlovo číslo platí vzťah

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} \cdot \eta_2}{\lambda_2} \quad [-] \quad (51)$$

$$Pr_2 = \frac{1002,93 \cdot 2,046 \cdot 10^{-5}}{0,02966} = 0,6919$$

Zložky Nusseltovho čísla po dosadení do vzťahov (43) a (44) majú hodnotu

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{6656,17} \cdot \sqrt[3]{0,6919} = 47,91$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot 6656,17^{0,8}}{1 + 2,443 \cdot 6656,17^{-0,1} \cdot (0,6919^{2/3} - 1)} = 37,59$$

Výpočet korekčných faktorov

y_2 - zohľadňuje zmenu látkových vlastností v medznej vrstve vrátane vplyvu smeru tepelného toku. Pre plyny, kde je smer tepelného toku do medzirúrkového priestoru, platí

$$y_2 = \left(\frac{T_2}{T_{2s}} \right)^{0,25} \quad [-] \quad (52)$$

$$y_2 = \left(\frac{71 + 273,15}{112,5 + 273,15} \right)^{0,25} = 0,972$$

kde T_{2s} je stredná teplota povrchu rúrky zo strany vzduchu

y_3 - zohľadňuje prevod súčiniteľa prestupu tepla z rady na zväzok rúrok pre 30°

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot x_7} \quad [-] \quad (53)$$

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,65} = 1,41$$

y_4 - zohľadňuje nepriaznivý tvar teplotného profilu v prúde pracovnej látky pre laminárne prúdenie, pre $Re > 100$ platí

$$y_4 = 1 \quad [-] \quad (54)$$

y_5 - zohľadňuje podiel pozdĺžne obtekaných rúrok na priečnom prúdení vo výreze priehradky

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32} \quad [-] \quad (55)$$

kde pre x_8 platí

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_1} \quad [-] \quad (56)$$

$$n_1 \text{ je } x_8 = \frac{9}{37} = 0,24$$

celkový počet rúrok a n_{tv} počet rúrok vo výreze priehradky, ktorý je zrejmy z Obr. 3-1 .

Uvedené vzťahy pre y_5 platia za predpokladu

$$\frac{t_p}{D_1} \in (0,2; 1) \quad a \quad x_8 \leq 0,8$$

kde t_p je rozostup priehradiek.

$$\frac{t_p}{D_1} = \frac{108}{202} = 0,53$$

Podmienky sú splnené, y_5 má hodnotou

$$y_5 = 1 - 0,24 + 0,524 \cdot 0,24^{0,32} = 1,091$$

y_6 - zohľadňuje vplyv skratových prúdov medzi priehradkou a plášťom a medzi rúrkami zväzku a otvormi v priehradkách

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) \cdot \exp\left(-1,5 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}}\right) \quad [-] \quad (57)$$

kde S_{tp} je prietokový prierez medzi otvormi v priehradke a rúrkami

$$S_{tp} = \left(n_1 - \frac{n_{tv}}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} \quad [m^2] \quad (58)$$

kde d_{2p} je priemer pre osadenie rúrky v priehradke a je definovaný vól'ou k_d (na jednej strane rúrky). Vól'u volím $k_d = 1 \text{ mm}$

$$d_{2p} = d_2 + 2 \cdot k_d \quad [mm] \quad (59)$$

$$d_{2p} = 19 + 2 \cdot 1 = 21 \text{ mm}$$

Po dosadení S_{tp} má hodnotu

$$S_{tp} = \left(37 - \frac{9}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (0,021^2 - 0,019^2)}{4} = 2,043 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

S_{ps} je prietokový prierez medzi priehradkou a plášťom, uhol φ_{vp} je zrejmy z Obr. 3-1

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_p^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} \quad [m^2] \quad (60)$$

kde D_p je vonkajší priemer priehradky a je definovaný vól'ou k_p medzi priehradkou a plášťom výmenníka (z jednej strany). Vól'u volím $k_p = 2 \text{ mm}$

$$D_p = D_1 - 2 \cdot k_p \quad [\text{mm}] \quad (61)$$

$$D_p = 202 - 2 \cdot 2 = 198 \text{ mm}$$

Prietokový prierez S_{ps} má hodnotu

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,202^2 - 0,198^2) \cdot \frac{360 - 138}{360} = 7,78 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

S_{2Z} je prietokový prierez zaplneného priestoru medzi dvoma priehradkami v osi výmenníka, rozmery sú na Obr. 3-1

$$S_{2Z} = \left(D_1 - D_s + \frac{D_s - d_2}{t_{t1}} \cdot (t_{t1} - d_2) \right) \cdot (t_p - s_p) \quad [\text{m}^2] \quad (62)$$

$$S_{2Z} = \left(0,202 - 0,19 + \frac{0,19 - 0,019}{0,0285} \cdot (0,125 - 0,019) \right) \cdot (0,108 - 0,003) = \\ = 8,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Dosadením do rovnice (57) má y_6 hodnotu

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{2,043 \cdot 10^{-3}}{2,043 \cdot 10^{-3} + 7,78 \cdot 10^{-4}} + \\ + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{2,043 \cdot 10^{-3}}{2,043 \cdot 10^{-3} + 7,78 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot \exp \left(-1,5 \cdot \frac{2,043 \cdot 10^{-3} + 7,78 \cdot 10^{-4}}{8,38 \cdot 10^{-3}} \right) = \\ = 0,719$$

Vzťah pre y_6 je splnený za predpokladu, že

$$\frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}} \leq 0,8 \quad (63)$$

$$\frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}} = \frac{2,043 \cdot 10^{-3} + 7,78 \cdot 10^{-4}}{8,38 \cdot 10^{-3}} = 0,36$$

Podmienka je plnená.

y_7 zohľadňuje vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a plášťom výmenníka pre $Re > 100$ a pri nepoužití tesniacich líšt

$$y_7 = \exp \left(-1,35 \cdot \frac{S_{ss}}{S_{2Z}} \right) \quad [-] \quad (64)$$

kde S_{ss} prietokový prierez obtokového prúdu medzi dvoma priehradkami v osi výmenníka

$$S_{SS} = \frac{1}{2} \cdot (D_1 - D_s - t_{t1} + d_2) \cdot (t_p - s_p) \quad [m^2] \quad (65)$$

$$S_{SS} = \frac{1}{2} \cdot (0,202 - 0,19 - 0,0285 + 0,019) \cdot (0,125 - 0,003) = 3,037 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Po dosadení do rovnice (64) dostávame

$$y_7 = \exp\left(-1,35 \cdot \frac{3,037 \cdot 10^{-4}}{8,38 \cdot 10^{-3}}\right) = 0,952$$

Vzťah platí ak

$$\frac{S_{SS}}{S_{2Z}} \leq 0,5$$

$$\frac{S_{SS}}{S_{2Z}} = \frac{3,037 \cdot 10^{-4}}{8,38 \cdot 10^{-3}} = 0,036$$

Podmienka je splnená.

y_8 - zohľadňuje vplyv neoprepážkovaných priestorov pod vstupnými hrdlami pre $Re > 100$

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot \left(\frac{l_{tn}}{2 \cdot t_p}\right)^{0,4}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p}} \quad [-] \quad (66)$$

kde l_{tn} je dĺžka pred prvou a poslednou priehradkou. Volím $l_{tn} = 115$ mm. Po dosadení

$$y_8 = \frac{(7 - 1) + 2 \cdot \left(\frac{0,115}{2 \cdot 0,125}\right)^{0,4}}{(7 - 1) + \frac{0,115}{0,125}} = 1,079$$

Hodnota Nussletovho čísla podľa vzťahu (41)

$$Nu_2 = \left(0,3 + \sqrt{37,59^2 + 47,91^2}\right) \cdot 0,972 \cdot 1,405 \cdot 1 \cdot 1,091 \cdot 0,719 \cdot 0,952 \cdot 1,079 = 67,28$$

Definícia Nusseltovho čísla pre medzirúrkový priestor analogicky k rovnici (37)

$$\alpha_2 = \frac{l_2 \cdot Nu_2}{\lambda_2}$$

$$\alpha_2 = \frac{0,0298 \cdot 67,28}{0,02966} = 66,86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

3.9 Výkon výmenníku

Minimální výkon výmenníku bol určený z bilančnej rovnice, zo vzťahu (1). Tento výpočet však nezahrňuje zanašanie výmenníka, poprípade rezervu kvôli nepresnosti výpočtu. Preto je potrebné aby reálny výkon bol väčší ako minimálny.

Pri výpočte reálneho výkonu výmenníka s valcovými rúrkami sa vychádza z nasledujúcej rovnice [1]

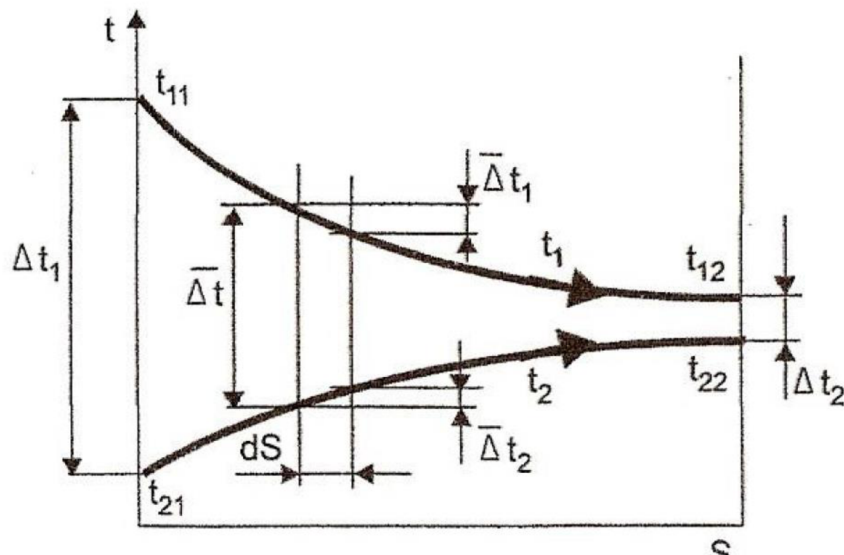
$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t_{ln} \cdot l_t \cdot n_1 \quad [W] \quad (67)$$

Kde k je súčiniteľ prestupu tepla, Δt_{ln} je stredný logaritmickej spád, l_t je dĺžka rúrok $l_t = 0,96\text{m}$ a počet rúrok $n_1 = 37$.

Stredný logaritmickej spád je daný vzťahom

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)} \quad [^\circ\text{C}] \quad (68)$$

Pre protiprúdový výmenník platí vzťah (69) a (70). Priebeh teplôt je znázornený na Obr. 3-2.



Obr. 3-2 Priebeh teplôt pri protiprúdom výmenníku [4]

$$\Delta t_1 = t_{11} - t_{21} \quad [^\circ\text{C}] \quad (69)$$

$$\Delta t_1 = 230 - 22 = 208 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{12} - t_{22} \quad [^\circ\text{C}] \quad (70)$$

$$\Delta t_2 = 164,05 - 120 = 44,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Logaritmickej spád je potom podľa vzťahu (68)

$$\Delta t_{ln} = \frac{208 - 44,05}{\ln\left(\frac{208}{44,05}\right)} = 105,62^\circ\text{C}$$

Súčiniteľ prestupu tepla k pre valcovú stenu je daný rovnicou (71). Materiál rúrky uvažujeme bežnú oceľ používanú pre daný účel. Tepelná vodivosť uhlíkovej ocele je $\lambda = 50 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right] \quad (71)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{57,1 \cdot 0,015} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln\left(\frac{0,021}{0,015}\right) + \frac{1}{66,85 \cdot 0,021}} = 1,605 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Skutočný výkon výmenníka z rovnice (67) je

$$\dot{Q} = 1,605 \cdot 105,62 \cdot 0,98 \cdot 37 = 6127,75 \text{ W}$$

Z nasledujúcej rovnice je možné zistiť o koľko je výmenník predimenzovaný voči minimálnemu výkonu

$$\varepsilon = \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_b} - 1\right) \cdot 100 \% \quad [\%] \quad (72)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{6127,75}{5328,48} - 1\right) \cdot 100 \% = 15 \%$$

Výmenník je predimenzovaný o 15 % čo postačuje na kompenzáciu zanášania, ktoré nebolo nikde zohľadnené a na možné nepresnosti vo výpočte.

3.10 Tlakové straty v rúrkovom priestore

Výpočet v tejto kapitole je podľa zdroja [2].

Tlakové straty v rúrkovom priestore sú dané vzťahom

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_1 \quad [\text{Pa}] \quad (73)$$

kde Δp_{t1} sú tlakové straty trením v rúrkach

Δp_1 sú miestne tlakové straty vyvolané menistými odpormi

Tlakové straty trením

Tlakové straty trením v kruhových rúrkach majú tvar

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad [Pa] \quad (74)$$

kde λ_{11} , z_1 a z_2 sú stratové súčinitele.

Pre $Re > 2320$ má stratový súčiniteľ λ_{11} tvar

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{3/2}} \right]^{1/12} \quad [-] \quad (75)$$

kde x_9 a x_{10} sú substitučné faktory, ktorá sa určia podľa nasledujúcich vzťahov. Pre výpočet je požitá hodnota strednej absolútnej drsnosti steny $k = 0,2$ mm,

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_1} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{k}{d_1}} \right] \right\}^{16} \quad [-] \quad (76)$$

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{7503,7} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{0,2}{0,015}} \right] \right\}^{16} = 5,1618 \cdot 10^{17}$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_1} \right)^{16} \quad [-] \quad (77)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{7503,7} \right)^{16} = 1,5334 \cdot 10^{11}$$

Potom stratový súčiniteľ λ_{11} podľa vzťahu (75) má hodnotu

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{7503,7} \right)^{12} + \frac{1}{(5,1618 \cdot 10^{17} + 1,5334 \cdot 10^{11})^{3/2}} \right]^{1/12} = 0,0489$$

Súčiniteľ z_1 sa vypočíta z rovnice (78), l_t je dĺžka rúrok

$$z_1 = \frac{l_t}{d_1} \quad [-] \quad (78)$$

$$z_1 = \frac{0,96}{0,015} = 64,09$$

Korekčný súčiniteľ z_2 zohľadňuje zmenu dynamickej viskozity v medznej vrstve s ohľadom na smer tehlého toku pre plyny

$$z_2 = \left(\frac{T_{1S}}{T_1} \right)^{0,6} \quad [-] \quad (79)$$

kde T_{1S} je teplota povrchu rúrky

$$z_2 = \left(\frac{141,4 + 273,15}{71 + 273,15} \right)^{0,6} = 1,12$$

Po dosadení do rovnice (74) majú tlakové hodnoty trením hodnotu

$$\Delta p_{t1} = 0,0489 \cdot \frac{0,7754 \cdot 14,93^2}{2} \cdot 64,09 \cdot 1,12 = 307,8 \text{ Pa}$$

Miestne tlakové straty

Tlakové straty miestne zostávajú z tlakovej straty na vstupe a výstupe pracovnej látky rúrok zväzku. Pri výpočte jednochodého výmenníka sa vzťah zjednoduší na

$$\Delta p_{m1} = \xi_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (80)$$

kde $\xi_{11} = 0,7$ je stratový súčiniteľ miestneho odporu pre vstup a výstup z rúrok, potom

$$\Delta p_{m1} = 0,7 \cdot \frac{0,7754 \cdot 14,93^2}{2} = 60,5 \text{ Pa}$$

Celkové tlakové straty v rúrkovom priestore sú podľa vzťahu (73)

$$\Delta p_{z1} = 307,8 + 60,5 = 368,3 \text{ Pa}$$

3.11 Tlakové straty v medzirúrkovom priestore

Tlakové straty pri jednosmegmentvom priehradkovom systéme s jedným chodom sa vypočítajú ako

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} \quad [\text{Pa}] \quad (81)$$

kde

Δp_{to} sú tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúrok v priehradkovom priestore zväzku

Δp_{tn} sú tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúrok v neoprepážkovanom priestore

Δp_{tv} sú tlakové straty trením pri pozdĺžnom a pri priečnom obtekaní rúrok v priestore nad zarezaním priehradiek (vrátane otočenia prúdu)

Pre tlakové straty trením Δp_{to} platí vzťah

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad [Pa] \quad (82)$$

kde n_{rp} je počet priechne obtekaných rúrok na zrezaní priehradky, ktorý je zrejmy z obrázku Obr. 3-1 $n_{rp} = 3$.

Stratový súčiniteľ λ_{22} pre 30° usporiadanie rúrok a pre $Re_2 10^4 - 10^3$ má tvar

$$\lambda_{22} = 0,486 \cdot \left(\frac{1,33}{t_{t1}/d_2} \right)^{\frac{7}{1+0,14 \cdot Re_2^{0,5}}} \cdot Re_2^{-0,152} \quad [-] \quad (83)$$

$$\lambda_{22} = 0,486 \cdot \left(\frac{1,33}{28,5/19} \right)^{\frac{7}{1+0,14 \cdot 6656^{0,5}}} \cdot 6656^{-0,152} = 0,151$$

Súčiniteľ z_3 zohľadňuje obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a výmenníkom. Je daný vzťahom

$$z_3 = \exp \left(-3,7 \cdot \frac{S_{ss}}{S_{2Z}} \right) \quad [-] \quad (84)$$

$$z_3 = \exp \left(-3,7 \cdot \frac{3,037 \cdot 10^{-4}}{8,38 \cdot 10^{-3}} \right) = 0,875$$

Súčiniteľ z_4 zohľadňuje vplyv skratových prúdov medzi priehradkou a plášťom a medzi rúrkami zväzku a otvormi v priehradkách. Vypočíta sa z nasledujúceho vzťahu

$$z_4 = \exp \left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) \cdot \left(\frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}} \right)^{x_{13}} \right] \quad [-] \quad (85)$$

pre exponent x_{13} platí

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(\frac{S_{ps}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) + 0,8 \right] \quad [-] \quad (86)$$

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(\frac{7,78 \cdot 10^{-4}}{2,04 \cdot 10^{-3} + 7,78 \cdot 10^{-4}} \right) + 0,8 \right] = 0,609$$

Po dosadení má z_4 hodnotu

$$z_4 = \exp \left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{7,78 \cdot 10^{-4}}{2,04 \cdot 10^{-3} + 7,78 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot \left(\frac{2,04 \cdot 10^{-3} + 7,78 \cdot 10^{-4}}{8,38 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,609} \right] \\ = 0,42$$

Tlakové straty trením podľa vzťahu (82) sú

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot 0,151 \cdot 3 \cdot (7 - 1) \cdot 1,011 \cdot 4,56^2 \cdot 1,12 \cdot 0,875 \cdot 0,42 = 43 \text{ Pa}$$

Tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúrok v neoprepážkovanom priestore Δp_{tn} sú dané nasledujúcim vzťahom

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \quad [\text{Pa}] \quad (87)$$

kde n_{rv} je počet rúrok vo výreze ovplyvnených priečnym prúdením pracovnej látky.
 z_5 je korekčný faktor. Počet rúrok n_{rv} je daný rovnicou

$$n_{rv} = \frac{0,8}{t_{t2}} \cdot \left(\frac{D_1 + D'_s}{2} - h_p \right) \quad [-] \quad (88)$$

$$n_{rv} = \frac{0,8}{0,0247} \cdot \left(\frac{0,202 + 0,171}{2} - 137,6 \right) = 1,58$$

Pre korekčný faktor z_5 platí

$$z_5 = 2 \cdot \left(2 \cdot \frac{t_p}{l_{tn}} \right)^{1,8} \quad [-] \quad (89)$$

$$z_5 = 2 \cdot \left(2 \cdot \frac{125}{115} \right)^{1,8} = 8,03$$

Po dosadení do rovnice (87) sú tlakové straty Δp_{tn}

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0,151 \cdot (3 + 1,58) \cdot 1,011 \cdot 4,56^2 \cdot 1,12 \cdot 8,03 = 210,8 \text{ Pa}$$

Pre tlakové straty trením pri pozdĺžnom a pri priečnom obtekaní rúrok v priestore nad zarezaním priehradiek $Re_2 > 100$ platí

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2v}^2}{2} \cdot z_4 \right] \quad [\text{Pa}] \quad (90)$$

Rýchlosť w_{2v} je vzťahnutá ku strednému geometrickému priemeru prietochných prierezov S_{2Z} a S_{vZ} podľa vzťahu

$$w_{2v} = \frac{\dot{V}_{VZstred}}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ}}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (91)$$

kde S_{vZ} je prietochný prierez zaplneného priestoru vo výreze nad priehradkou a je daný vzťahom

$$S_{vz} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \left(\frac{\varphi_{vp}}{360} - \frac{\sin(\varphi_{vp})}{2\pi} \right) - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (92)$$

$$S_{vz} = \frac{\pi \cdot 0,202^2}{4} \left(\frac{138}{360} - \frac{\sin(138)}{2\pi} \right) - 9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,019^2}{4} = 8,71 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Po dosadení do rovnice (91) je rýchlosť

$$w_{2v} = \frac{0,0657}{\sqrt{8,38 \cdot 10^{-3} \cdot 8,71 \cdot 10^{-3}}} = 11,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Z rovnice (90) sú tlakové straty Δp_{tv}

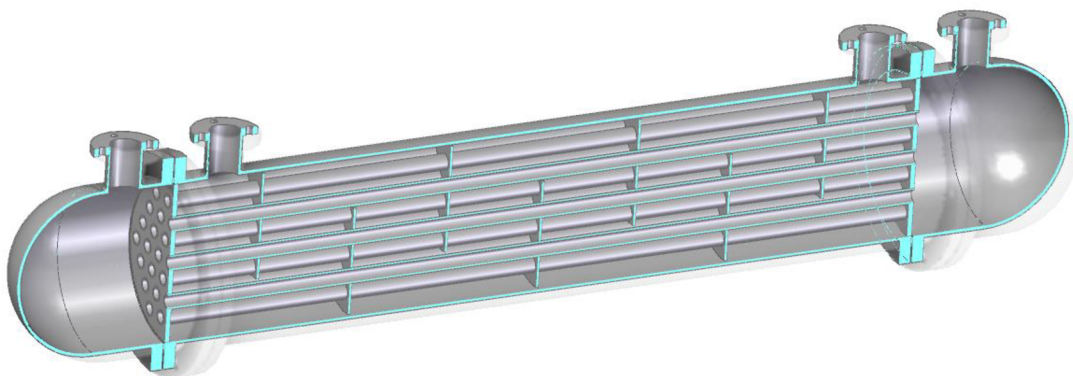
$$\Delta p_{tv} = 7 \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot 1,58) \cdot \frac{1,011 \cdot 11,42^2}{2} \cdot 0,42 \right] = 568,5 \text{ Pa}$$

Celkové tlakové straty v medzirúrkovom priestore zo vzťahu (81) sú

$$\Delta p_{z2} = 43 + 210,8 + 568,5 = 822,3 \text{ Pa}$$

3.12 Výsledné parametre navrhnutého výmenníka

Všetky důležité parametre navrhnutého výměníka sú v Tab. 3-7. Kompletnejší rozpis parametrov je uvedený v údajovom hárku výmenníka (datasheet) v prílohe. Konštrukčný výkres sa taktiež nachádza v prílohe. Navrhnutý výmenník je znázornený na Obr. 3-3.



Obr. 3-3 Navrhnutý výmenník

Tab. 3-7 Parametre navrhnutého výmenníku

Potrebný výkon výmenníka	\dot{Q}_b	5328	W
Skutočný výkon výmenníka	\dot{Q}	6128	W
Objemový tok vzduchu	\dot{V}_{VZ}	0,0521	m ³ /s
Objemový tok spalín	\dot{V}_{SP}	0,0567	m ³ /s
Teplota vzduchu na vstupe	t ₂₁	22	°C
Teplota vzduchu na výstupe	t ₂₂	120	°C
Teplota spalín na vstupe	t ₁₁	230	°C
Teplota vody na výstupe	t ₁₂	164	°C
Počet rúrok	n ₁	37	ks
Dĺžka rúrok	l _t	0,98	m
Roztup rúrok	t _t	28,5	mm
Usporiadanie rúrok	α _t	30	°
Vnútorňý priemer rúrky	d ₁	15	mm
Vonkajší priemer rúrky	d ₂	19	mm
Hrúbka steny rúrky	s _t	2	mm
Vnútorňý priemer plášťa	D ₁	202	mm
Vonkajší priemer plášťa	D ₂	210	mm
Rozstup priehradiek	t _p	125	mm
Dĺžka pred prvou priehradkou	l _{tn}	115	mm
Dĺžka za poslednou priehradkou	l _{tn}	115	mm
Výška priehradky	h _p	137,6	mm
Počet priehradiek	n _p	7	ks
Vôľa medzi rúrkou a stenou výmenníka	k _v	6	mm
Vôľa pre osadenie rúrky v priehradke	k _d	1	mm
Vôľa medzi priehradkou a stenou výmenníka	k _p	2	mm
Rýchlosť na strane spalín	w ₁	14,93	m/s
Rýchlosť na strane vzduchu	w ₂	4,56	m/s
Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín	α ₁	57,11	W/m ² K
Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu	α ₂	66,85	W/m ² K
Súčiniteľ prechodu tepla	k _t	1,605	W/mK
Tlaková strata na strane spalín	Δp _{z1}	368	Pa
Tlaková strata na strane vzduchu	Δp _{z2}	822	Pa

4 ANALÝZA CITLIVOSTI VÝMENNÍKA TEPLA

Pri návrhu výmenníka tepla je dôležitá optimalizácia výstupných parametrov, ktoré sú zväčša protichodné. Zmenšovaním teplovýmennej plochy sa zvyšujú tlakové straty a tým aj náklady na čerpaciu energiu – ventilátory, čerpadlá.

4.1 Počiatočné podmienky analýzy

Ako počiatočný stav pre analýzu je zvolený výmenník, spočítaný v kapitole 3, ktorého parametre sú uvedené v Tab. 3-7. Výpočet bude prebiehať v programe Excel 2016. Zmenou geometrických parametrov výmenníka, pri zachovanom tepelnom výkone $\dot{Q} = 6128 \text{ W}$ sa budú sledovať vybrané parametre:

- dĺžka rúrok l_t
- tlakové straty v rúrkovom priestore Δp_{z1}
- tlakové straty v medzirúrkovom priestore Δp_{z2}
- súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín α_1
- súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu α_2
- súčiniteľ prechodu tepla k_t
- rýchlosť na strane spalín w_1
- rýchlosť na strane vzduchu w_2
- priblíženie sa ideálnemu súčiniteľu prechodu tepla Nu_2/Nu_{2i}

Meniť sa budú nasledovné parametre:

- výška priehradky h_p
- počet priehradiek n_p
- hrúbka steny rúrky s_t
- vnútorný priemer rúrky d_i
- koeficient pre rozstup rúrok k_t
- vôľa medzi rúrkou a stenou výmenníka k_v
- vôľa pre osadenie rúrky v priehradke k_d
- vôľa medzi priehradkou a stenou výmenníka k_p
- rozdiel výstupných teplôt $t_{12}-t_{22}$

Zmena sa týka všetkých (ôsmich) dôležitých nezávislých geometrických parametrov okrem počtu rúrok. Tento parameter veľmi podstatne zmení konfiguráciu celého výmenníka a výsledok by nebol relevantný. Pri zmene dĺžok rúrok a zachovaní počtu priehradiek sa ich rozstup mení rovnomerne a dĺžka pred prvou a za poslednou ostáva nezmenená.

Parameter Nu_2/Nu_{2i} vyjadruje priblíženie sa ideálnej hodnote súčiniteľa prechodu tepla v medzirúrkovom priestore s jednosegmentovými priehradkami. Pre Nu_{2i} platí vzťah

$$Nu_{2i} = \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right) \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \quad [-] \quad (93)$$

$$Nu_{2i} = \left(0,3 + \sqrt{37,59^2 + 47,91^2} \right) \cdot 0,972 \cdot 1,405 \cdot 1 = 67,3$$

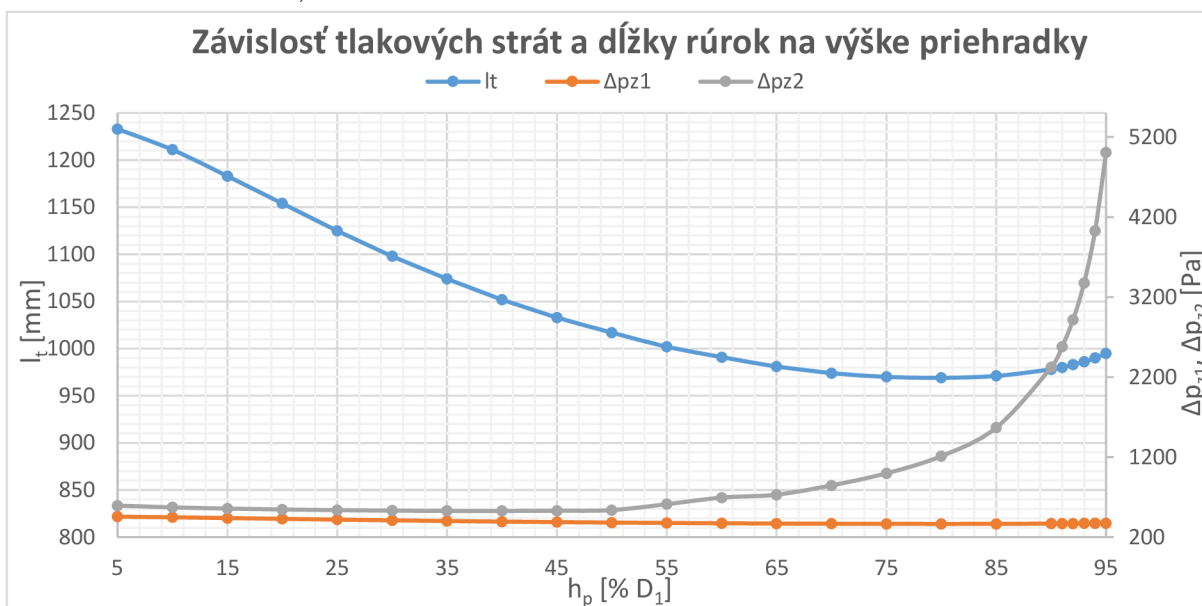
Pre navrhnutý výmenník sa reálny súčiniteľ prestupu tepla približuje tomu ideálnemu

$$\frac{Nu_2}{Nu_{2i}} = \frac{67,3}{83,58} = 0,81 \quad [-] \quad (94)$$

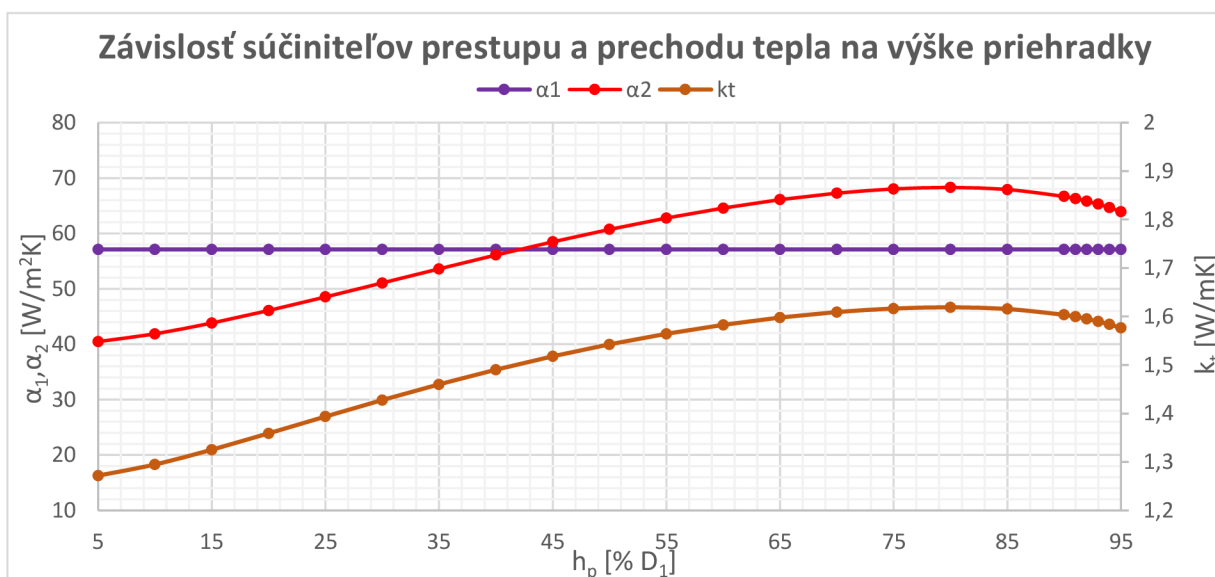
Pre každý analyzovaný parameter sú zostrojené 3 grafy, vždy 3 sledované veličiny v jednom grafe. Body v grafe reprezentujú vypočítanú hodnotu. Tieto body sú preložené krivkou.

4.2 Zmena výšky priehradky

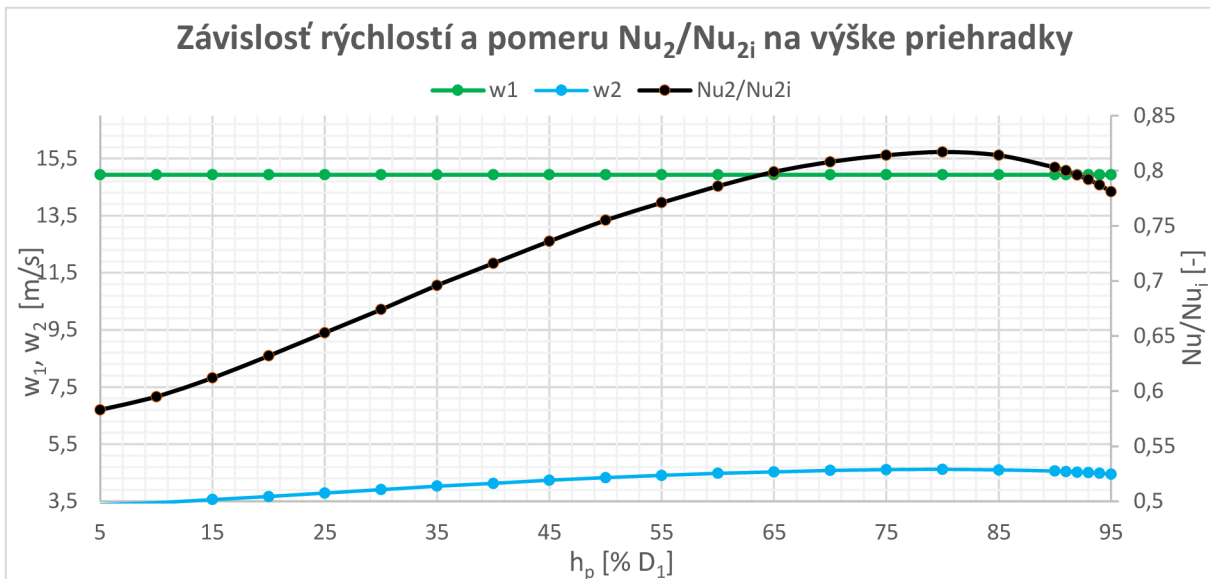
Výška priehradky je definovaná percentuálne z vnútorného priemeru plášt'a výmenníka. Od 5 % D_1 do 90 % D_1 je krok pre výpočet 5 %, od 90 % D_1 do 95 % D_1 je krok 1 %. Zvyšné geometrické parametre sú zachované pri konštantnom výkonne výmenníka. Výsledky sú znázornené v Graf 2, Graf 1 a Graf 3.



Graf 2 Závislosť tlakových strát a dĺžky rúrok na výške priehradky



Graf 1 Závislosť súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na výške priehradky

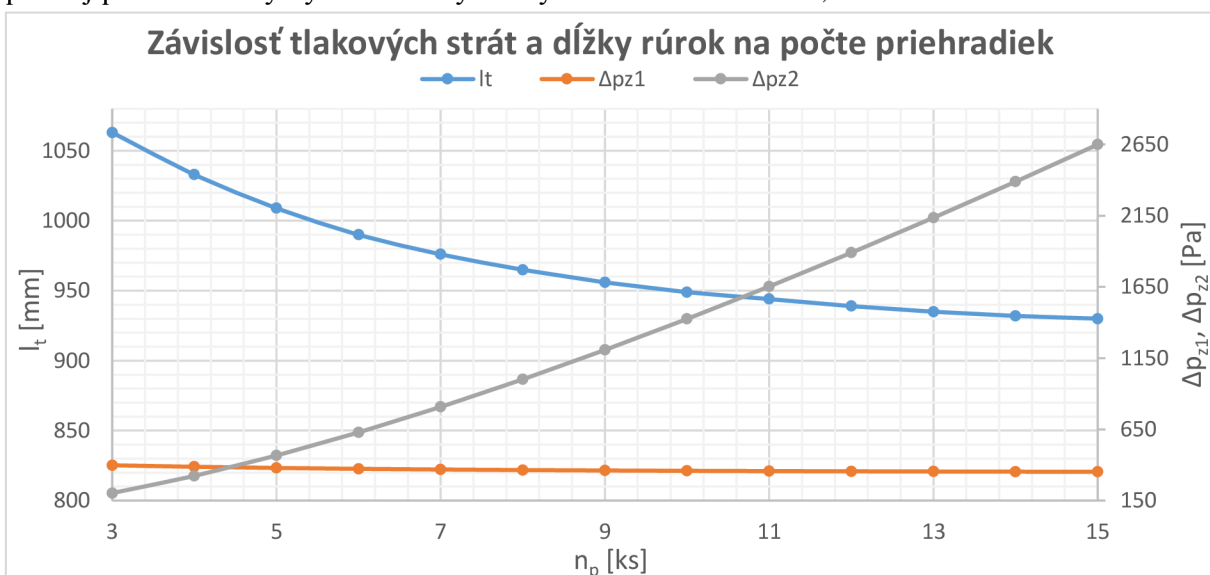


Graf 3 Závislost' rychlostí a poměru Nu_2/Nu_{2i} na výšce priehradky

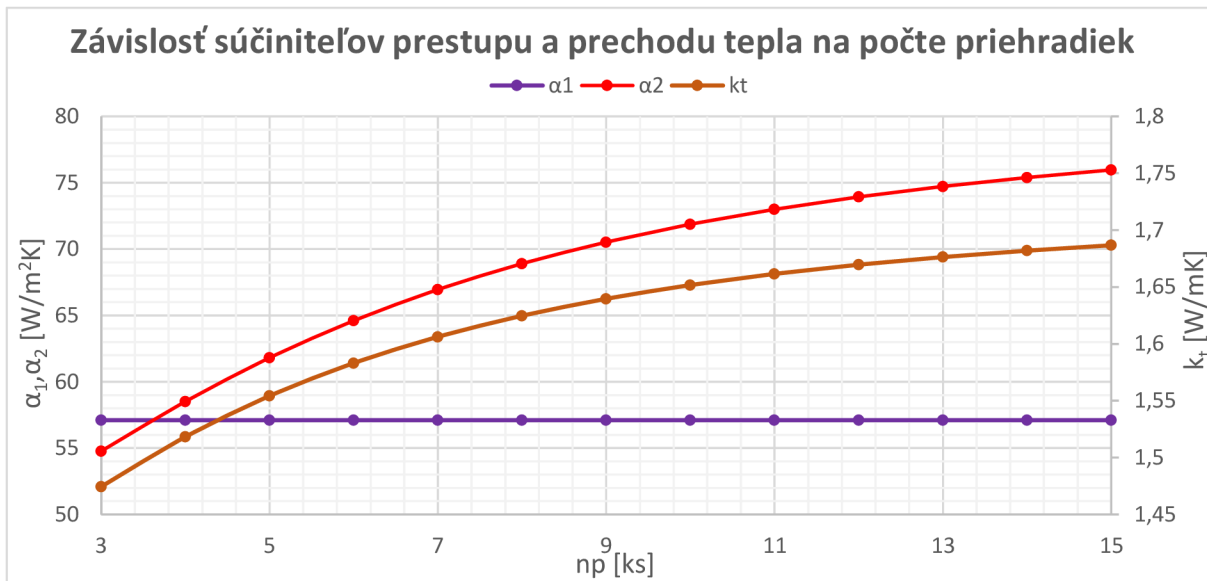
Najefektívnejšia výška priehradky v danom výmenníku vzhľadom na dĺžku výmenníka sa ukázala pri hodnote približne 75 % D_1 . Ďalej rastú rozmery výmenníka a zároveň značne narastajú tlakové straty v medzirúrkovom priestore z dôvodu malého prietokového prierezu. Zároveň pomer Nu_2/Nu_{2i} ukázal, že pri tejto hodnote sa hodnota súčiniteľa prechodu tepla najviac priblíži ideálnej hodnote.

4.3 Zmena počtu priehradiek

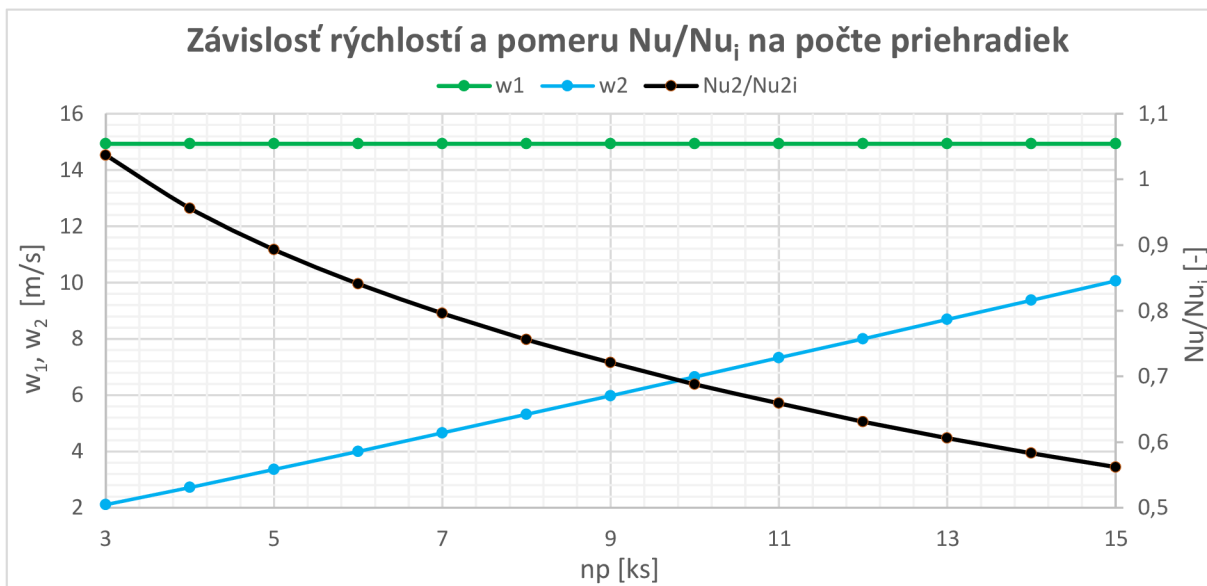
Analýza sa zaoberá zmenou počtu priehradiek od 3 do 15. Výpočtové vzťahy boli neplatné pre menej ako 3 priehradky. V tomto prípade sa menila aj dĺžka pred prvou a za poslednou priehradkou l_{tn} tak by výsledné rozloženie priehradiek bolo rovnomerné – čo platí aj pre navrhnutý výmenník. Výsledky sú uvedené v Graf 4, Graf 5 a Graf 6.



Graf 4 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na počte priehradiek



Graf 5 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na počte priehradiek



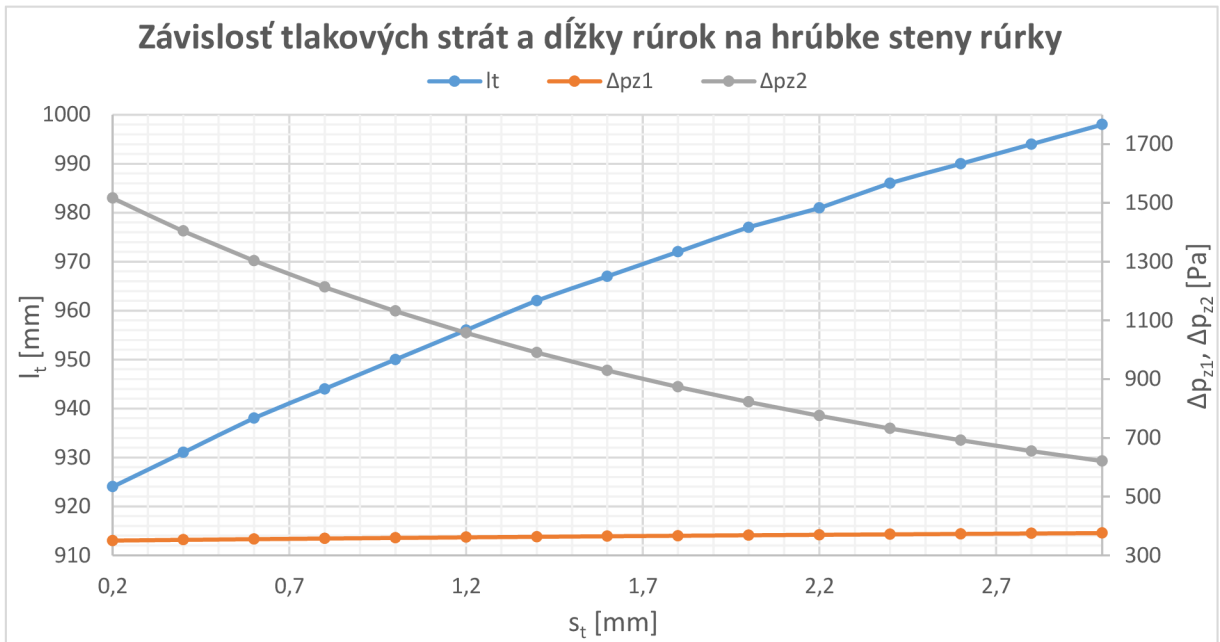
Graf 6 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_1 na počte priehradiek

Pri zmene počtu priehradiek rastú tlakové straty rýchlejšie ako klesá dĺžka výmenníka. Z grafu vyplýva, že optimálny počet je približne do 9 priehradiek (pre daný výmenník). Pri vyššom počte narastajú tlakové straty omnoho výraznejšie ako sa skrátuje dĺžka rúrok.

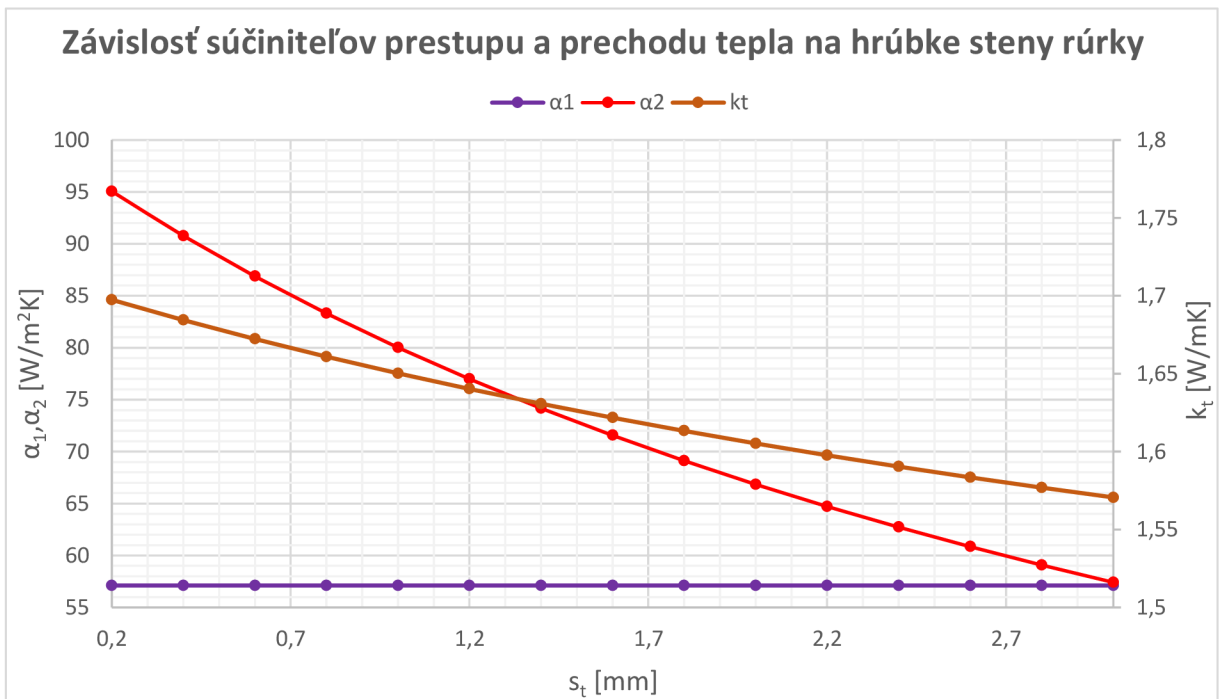
4.4 Zmena hrúbky steny rúrky

Zmena hrúbky steny rúrky pri konštantnom vnútornom priemere rúrky d_1 . Priemer sa menil od 0,2 mm po 3 mm po kroku 0,2 mm. Doporučená hrúbka steny je od 0,5 mm do 2,5 mm [1]. Pri tejto zmene sa zväčšoval aj vonkajší priemer rúrky d_2 . S tým sa mierne zväčšil rozstup rúrok a vonkajší priemer rúrok a priemer plášťa. Všetky zmeny sú proporčné voči

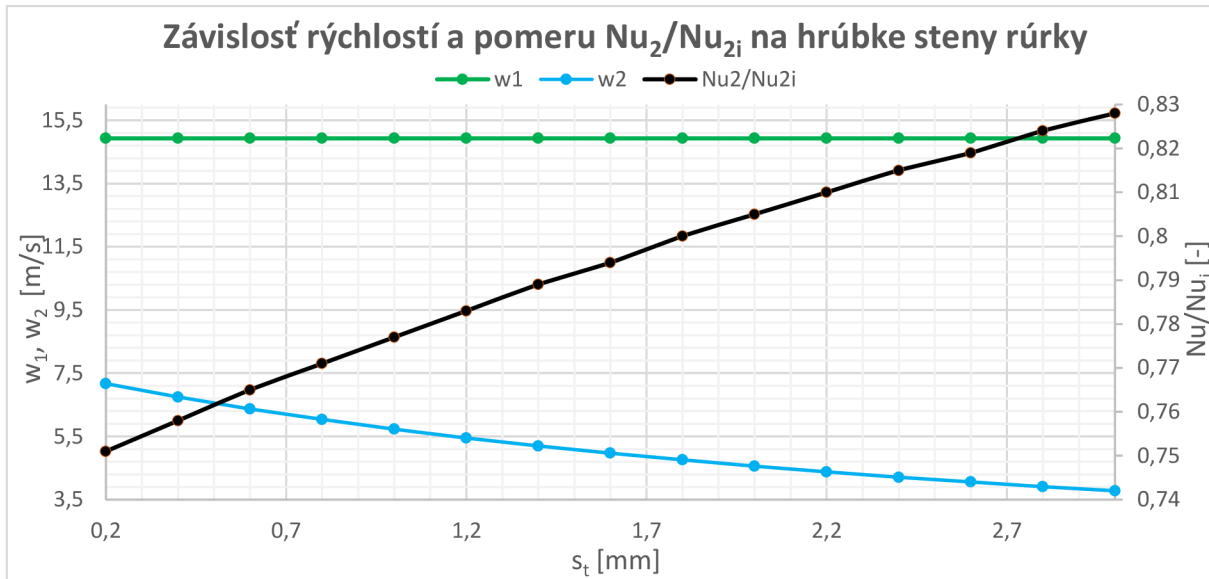
původnému výměníku, čím sú výsledné hodnoty mierne ovplyvnené. Výsledný sú zobrazené v Graf 7, Graf 8 a Graf 9.



Graf 7 Závislosť tlakových strát a dĺžky rúrok na hrúbke steny rúrky



Graf 8 Závislosť súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na hrúbke steny rúrky

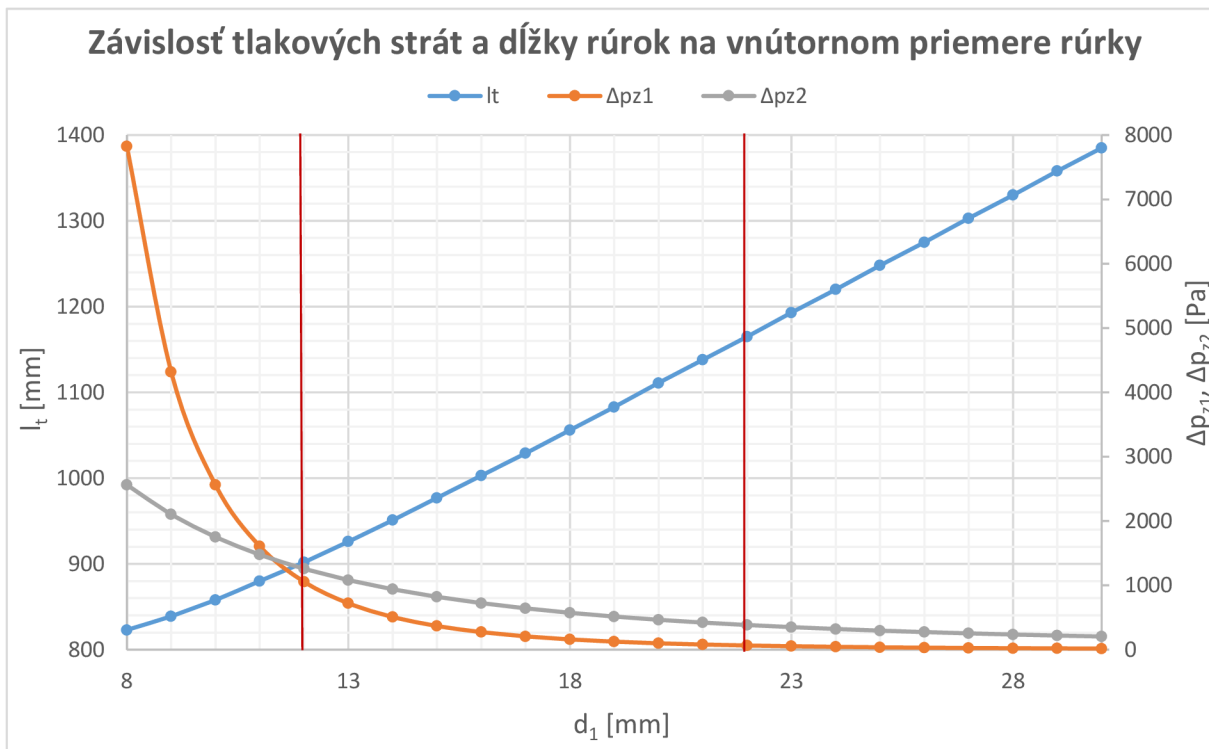


Graf 9 Závislost' rychlostí a poměru Nu_2/Nu_{2i} na hrúbke steny rúrky

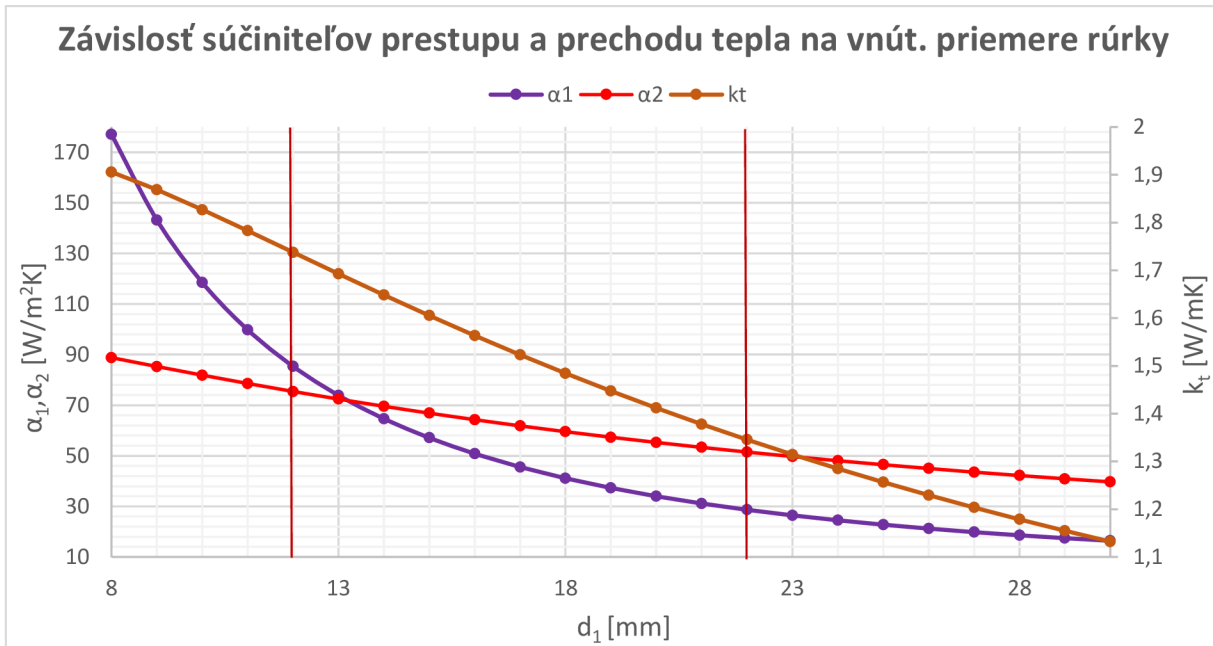
Citlivost' výměníka na zmenu hrúbky steny rúrky je relativne malá, keď zanedbáme faktor celkovej zmeny vonkajšieho priemeru d_2 a s tým spojené zmeny. Hrúbka steny má hlavný vplyv na životnosť výměníka. Pri zvyšovaní rýchlosti spalín v rúrkovom priestore dochádza k obrusovaniu stien a tým k nožnej poruche.

4.5 Zmena vnútorného priemeru rúrky

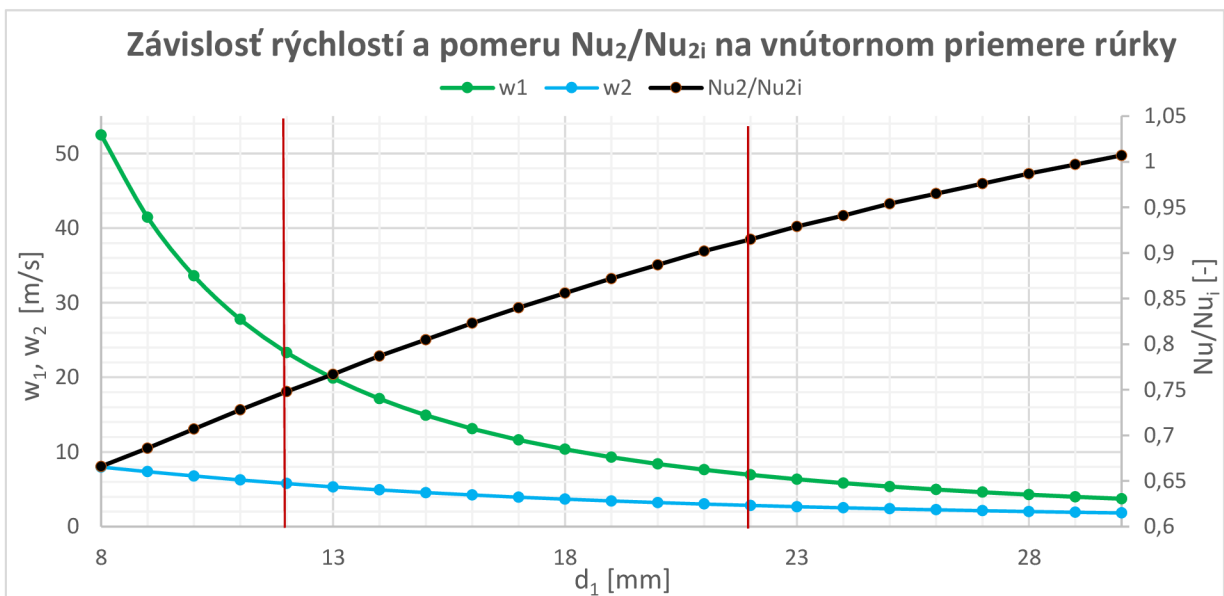
Zmena vnútorného priemeru rúrky je od 8 mm po 30 mm s krokom 1 mm. S touto zmenou značne rastú všetky radiálne rozmery výměníka. Výsledky sú znázornené v Graf 10, Graf 11 a Graf 12.



Graf 10 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na vnútornom priemere rúrky



Graf 11 Závislost' součinitelův přestupu a prechodu tepla na vnitř. průměru rúrky



Graf 12 Závislost' rychlostí a poměru Nu_2/Nu_{2i} na vnitřním průměru rúrky

Citlivost' na zmenu vnitřního průměru rúrky je velká. Straty v rúrkovom priestore so zmenšujúcim sa priemerom majú veľmi prudký nárast. Dĺžka výmenníka rastie lineárne zo zväčšujúcim sa priemerom.

Prvá zvislá červená čiara v grafoch ukazuje priemer $d_1 = 12$ mm do ktorého rýchlosť spalín bude väčšia ako 20 m/s. Pri rýchlosti spalín nad túto hodnotu sa značne zmenšuje životnosť výmenníka a zároveň je zložitejšie čistenie od nánosov. Preto priemer do 12 mm sa pre daný výmenník nepripúšťa.

Druhá zvislá červená čiara pri priemere $d_1 = 22$ mm znázorňuje zlom, kedy rýchlosť klesne pod 7 m/s. Pod túto hodnotu by rýchlosť spalín nemala klesnúť [1].

Doporučený vnitřný priemer rúrky sa pohybuje od 12 mm do 30 mm [1].

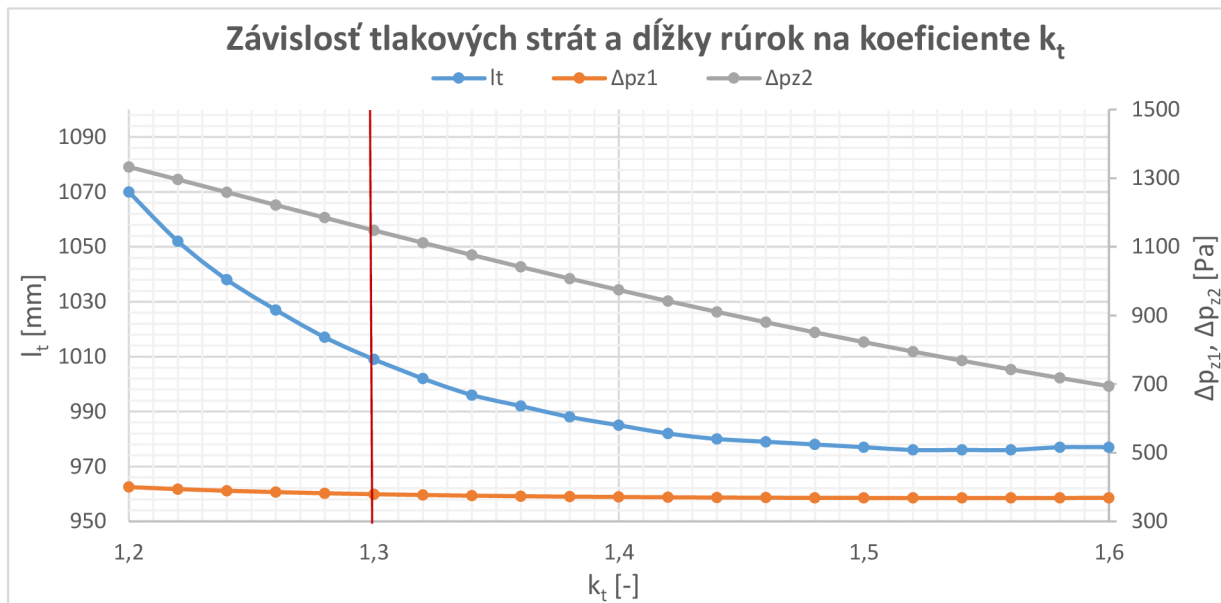
4.6 Zmena koeficientu pre rozstup rúrok k_t

Rozstup rúrok t_{t1} je zrejmý z Obr. 3-1. Rozstup je definovaný parametricky z vonkajšieho priemeru rúrky d_2 s koeficientom k_t podľa nasledujúceho vzťahu

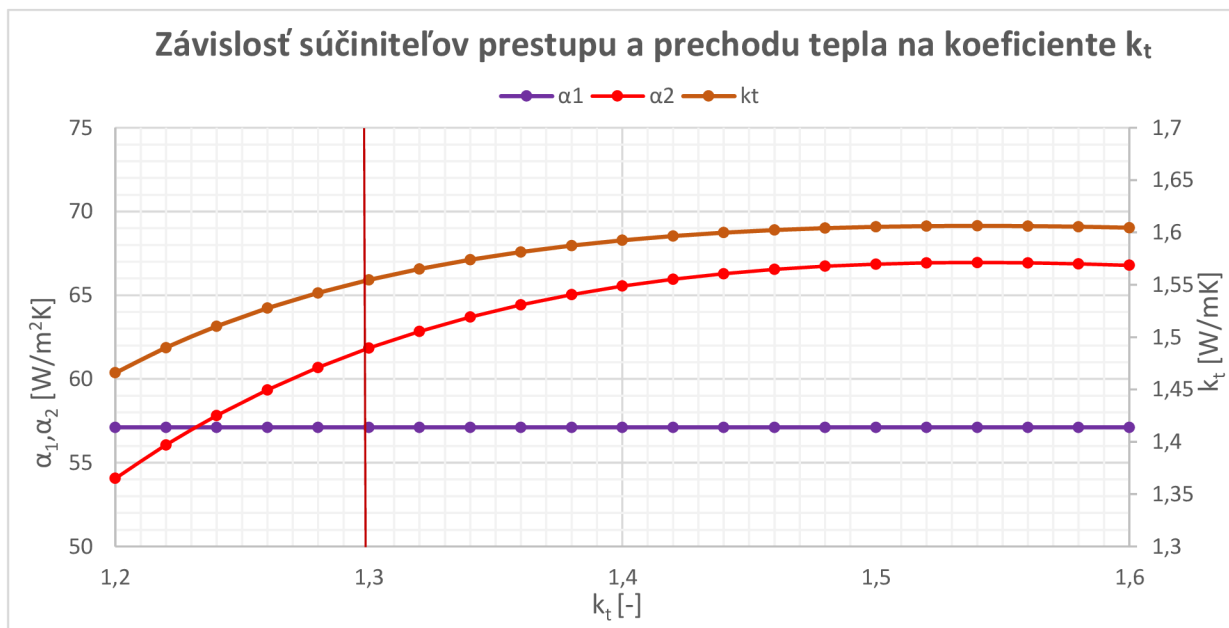
$$t_{t1} = d_2 \cdot k_t \quad [\text{mm}] \quad (95)$$

Pre navrhnutý výmenník má koeficient k_t hodnotu 1,5. Bežne sa volí k_t od 1,25 do 1,5, nie však aby rozstup bol menší ako $d_2 + 6 \text{ mm}$ [1].

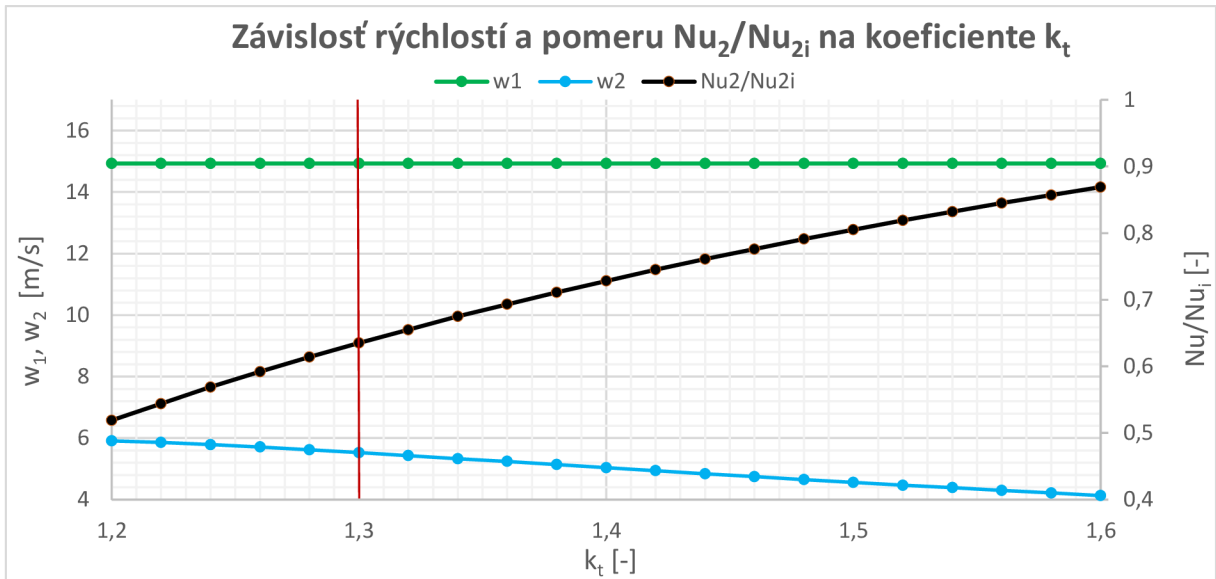
Výpočet prebiehal s koeficientom od 1,2 do 1,6 po kroku 0,02. Výsledky sú znázornené v Graf 14, Graf 13 a Graf 15.



Graf 14 Závislosť tlakových strát a dĺžky rúrok na koeficiente k_t



Graf 13 k_t Závislosť súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na koeficiente k_t



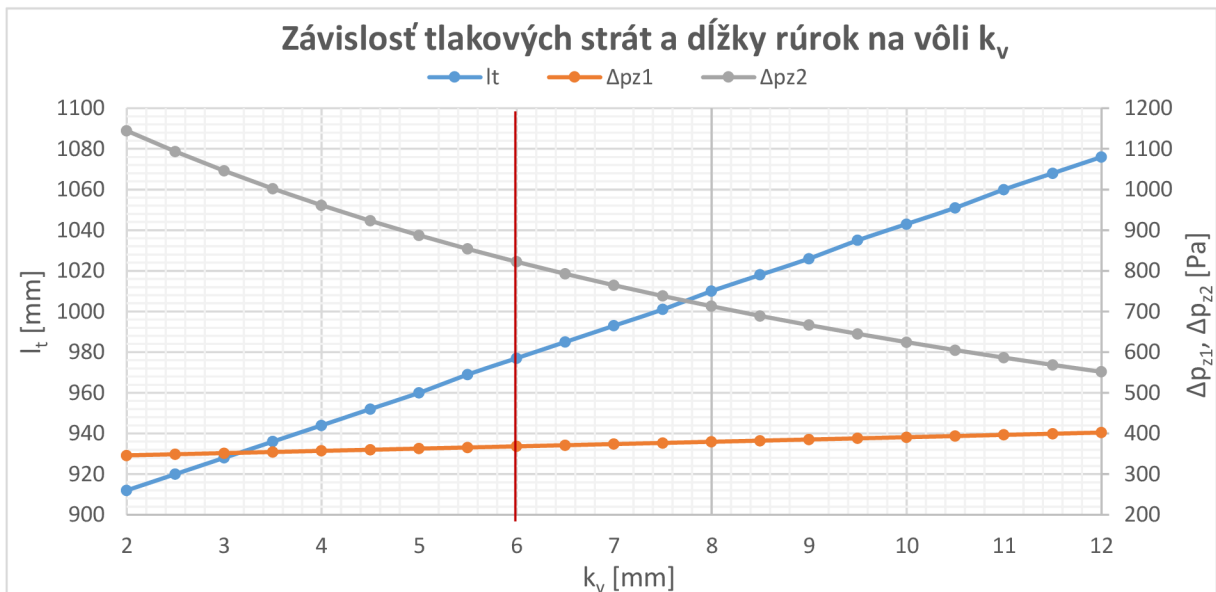
Graf 15 Závislost' rychlostí a poměru Nu_2/Nu_{2i} na koeficientu k_t

Koeficient rozstupu k_t má velký vplyv na délku výměníka. Od hodnoty přibližně 1,5 je délka rúrok přibližně konstantná. Zvyšovanie tohto parametra má pozitivny vplyv na všetky sledované veličiny.

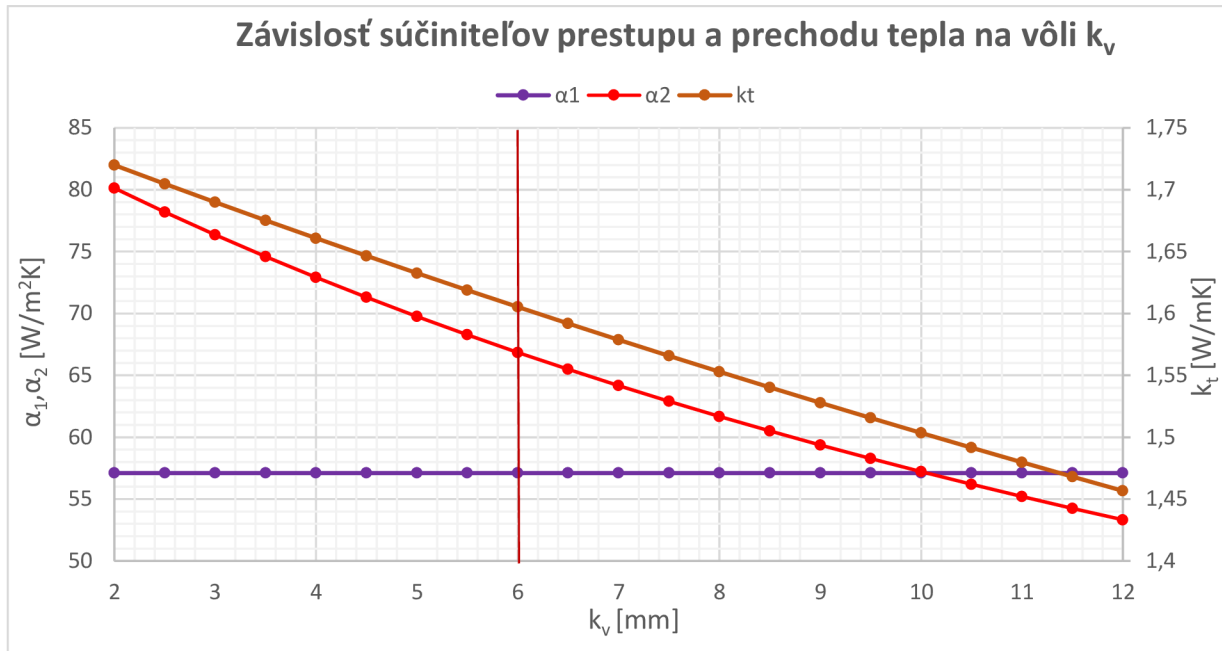
Červená čiara nad hodnotou koeficientu 1,3 oddeľuje oblasť, kde nie je splnená podmienka $t_{t1} > d_1 + 6\text{mm}$, od oblasti, kde podmienka splnená je (vpravo).

4.7 Zmena vôle medzi rúrkou a stenou výměníka k_v

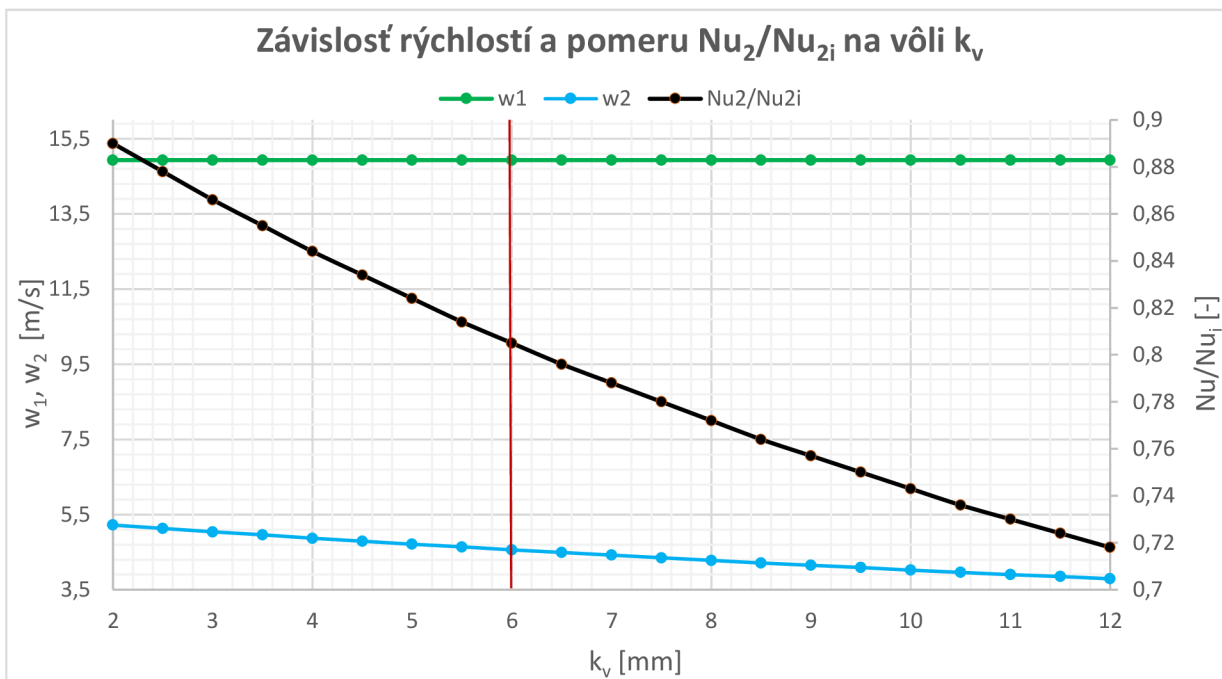
Vôľa je znázornená na Obr. 3-1. Výpočet prebiehal od hodnoty vôle 2 mm do 12 mm po kroku 0,5 mm. Výsledný sú znázornené v Graf 16, Graf 17 a Graf 18.



Graf 16 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na vóli k_v



Graf 17 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na vôle k_v

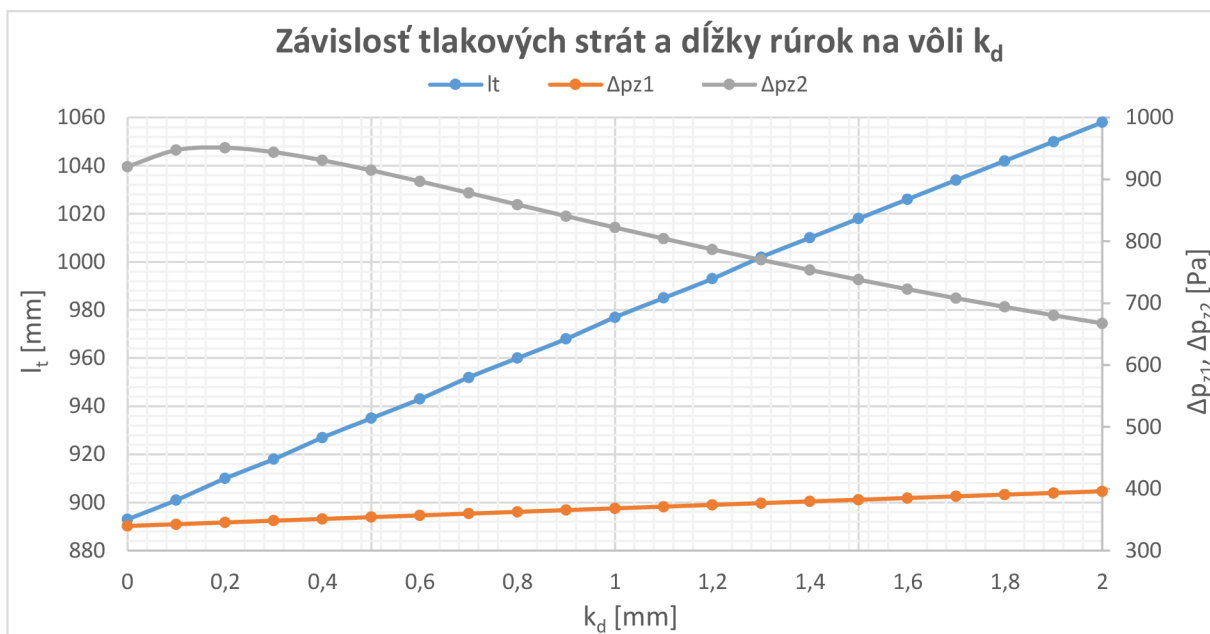


Graf 18 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na vôle k_v

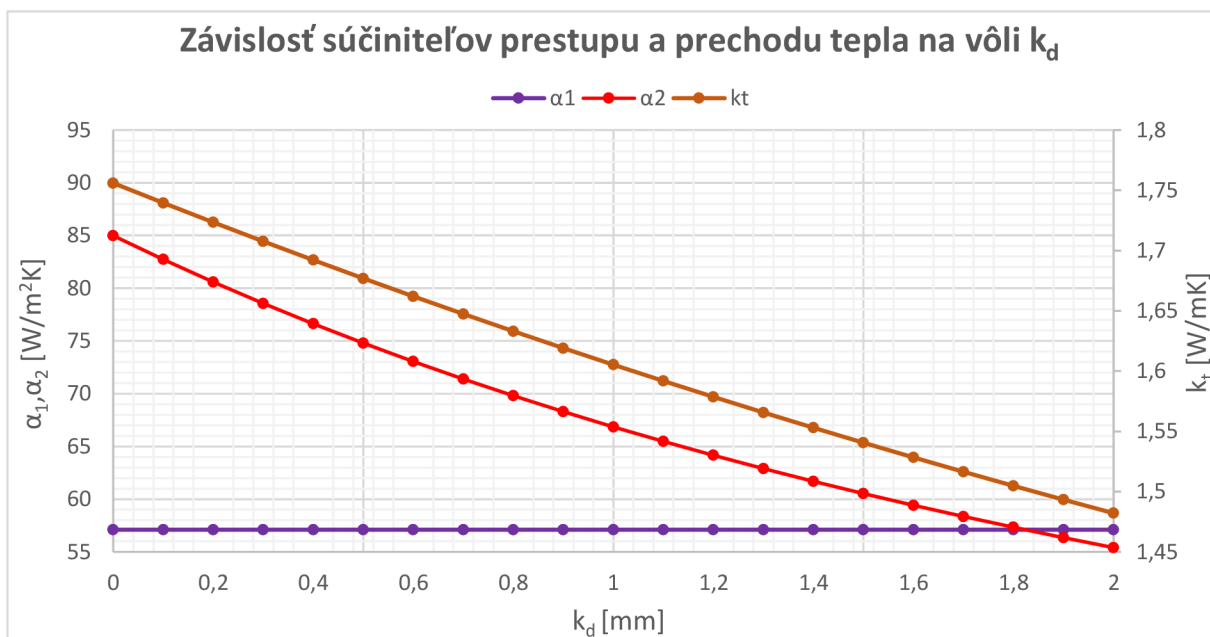
Z výsledkov je zrejmé, že zväčšovaním vôle k_v sa zhoršujú všetky sledované parametre výmenníka. Z konštrukčných dôvodov sa vôľa volí viac ako 6 mm, čo znázorňuje zvislá červená čiara [1]. Menšia vôľa kladie väčšie nároky na presnosť vyrábaných komponentov výmenníka čo zvyšuje cenu.

4.8 Zmena vôle pre osadenie rúrky v priehradke k_a

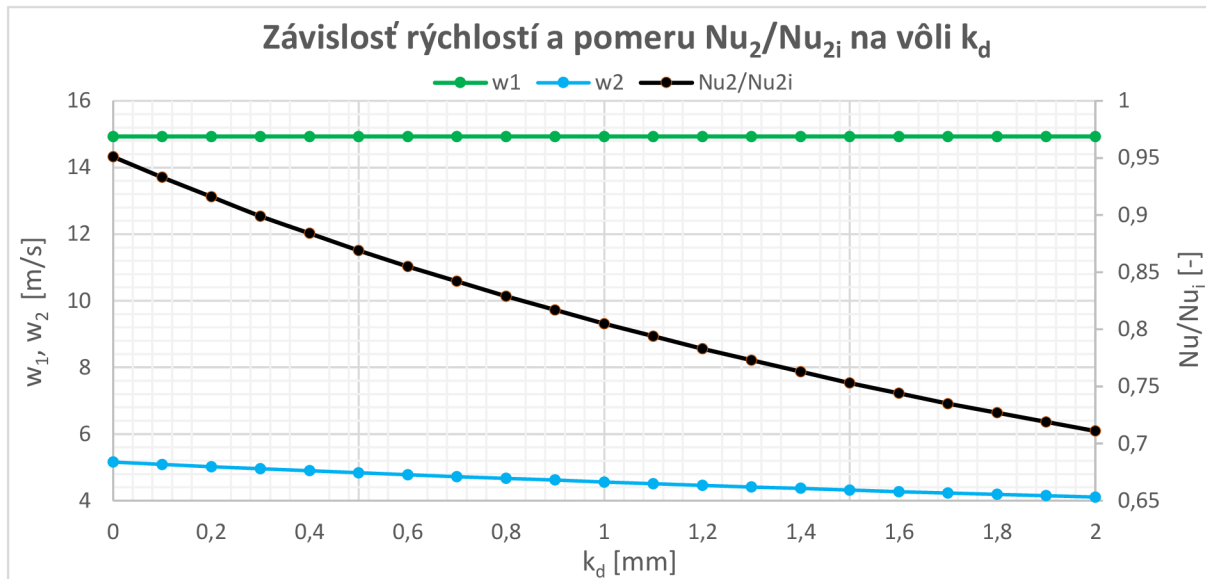
Vôľa k_a je znázornená na Obr. 3-1. Výpočet prebiehal od hodnoty vôle 0 mm do 2 mm po kroku 0,1 mm. Výsledný sú znázornené v Graf 19, Graf 20 a Graf 21.



Graf 19 Závislost tlakových strát a délky rúrok na vóli k_d



Graf 20 Závislost súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na vóli k_d

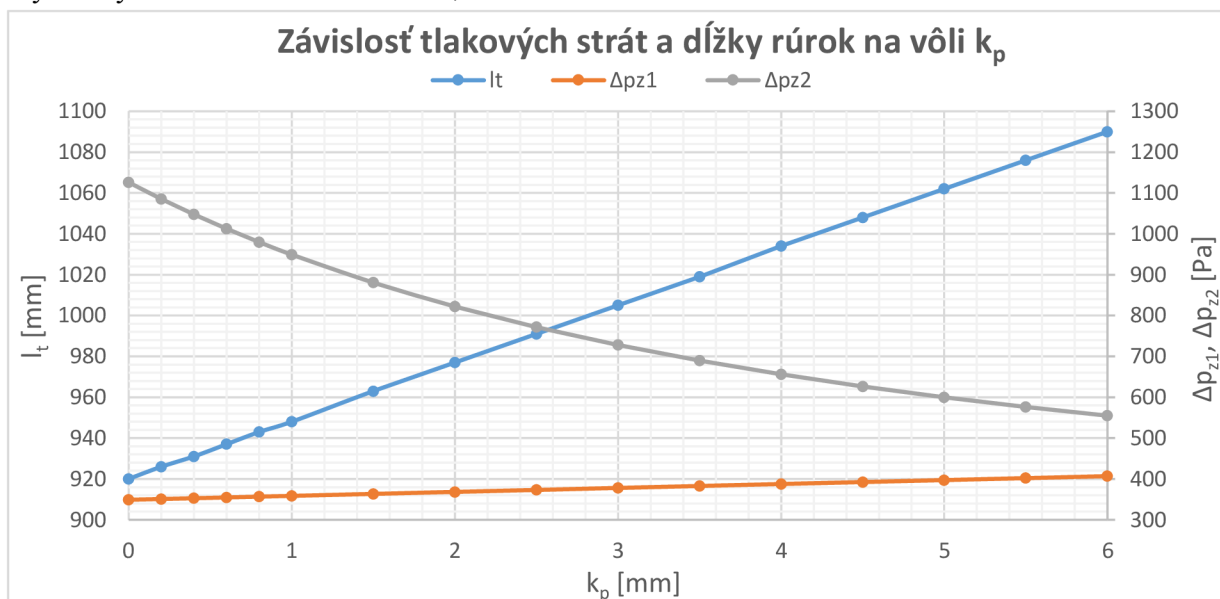


Graf 21 Závislost rychlostí a poměru Nu_2/Nu_{2i} na vůli k_d

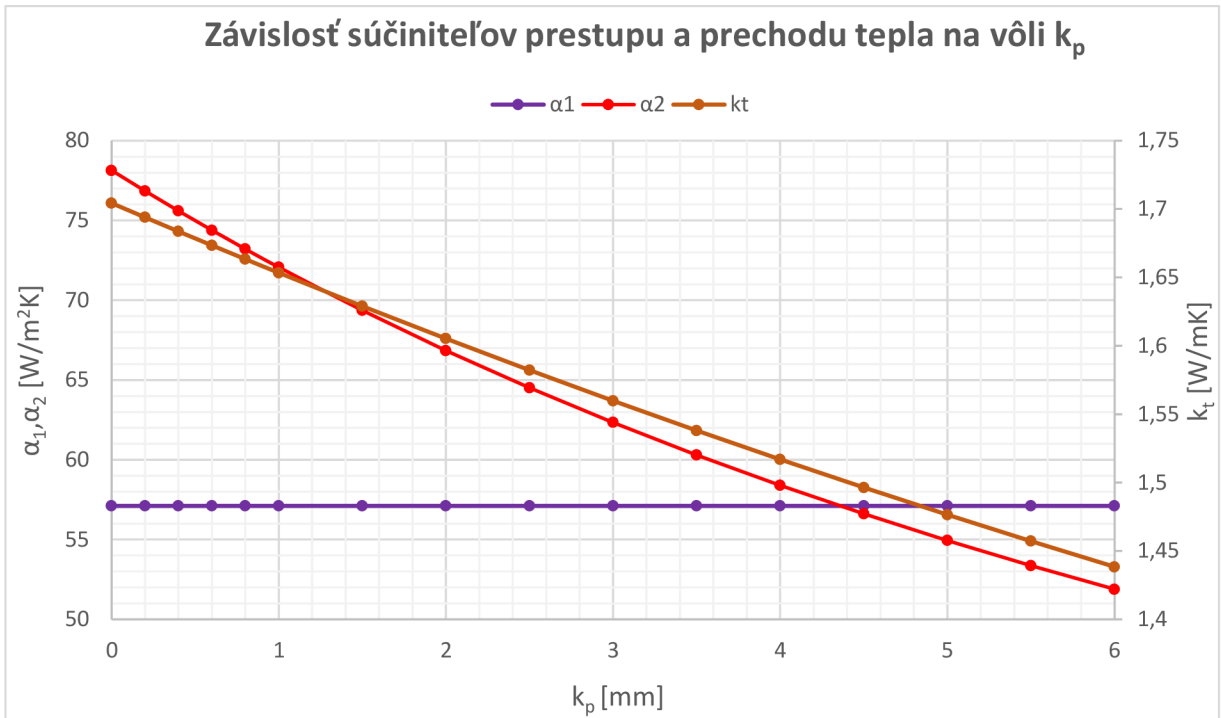
Výsledky sú obdobné ako pri vůli k_v , čím je menšia, tým lepšie vlastnosti výměníka má. Zaujímavý je mierny extrém tlakových strát Δp_{z2} pri vůli približne 0,15. Výpočtom sa zistila rovnaká tlaková strata pri nulovej vůli a pri vůli 0,45 mm. Tento fakt môže byť spôsobený neplatnosťou empirických vzťahov [2] pre výpočet tlakových strát s takto malými vůľami. Konkrétne sa jedná o koeficient z_4 uvedený vo vzťahu (85). Pre overenie správnosti by musel byť prevedený praktický test. Vůľa v priehradke z technologických dôvodov nemôže byť nulová.

4.9 Zmena vůle medzi priehradkou a stenou výměníka k_p

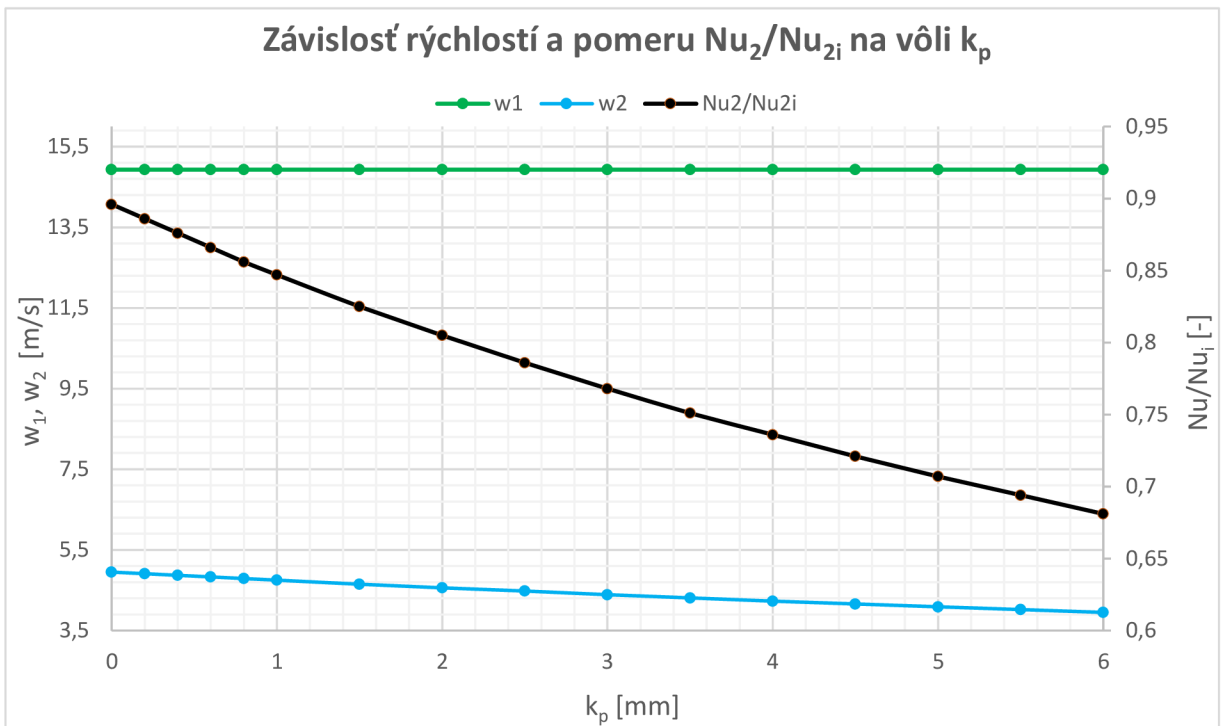
Vůľa k_p je znázornená na Obr. 3-1. Tejto vůli by bolo možné úplne zamedziť v prípade použitia tesniacich líšt, ktoré taktiež zvyšujú cenu výměníka. Výpočet prebiehal od hodnoty vůle 0 mm do 6 mm. Krok medzi 0 - 1 mm je 0,2 mm, na zvyšku intervalu je krok 0,5 mm. Výsledky sú znázornené v Graf 22, Graf 23 a Graf 24.



Graf 22 Závislost tlakových strát a dĺžky rúrok na vůli k_p



Graf 23 Závislosť súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na vôli k_p



Graf 24 Závislosť rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na vôli k_p

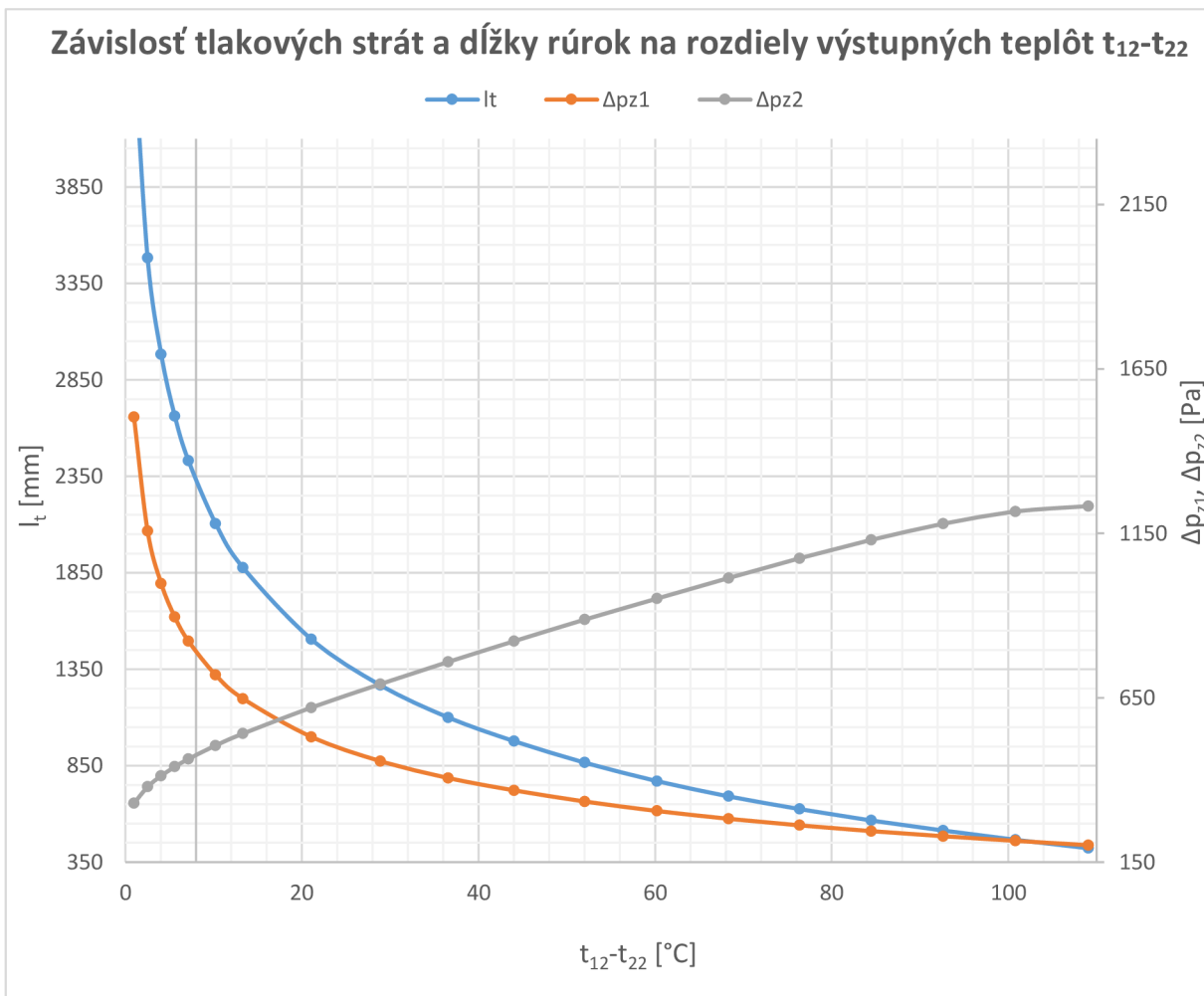
Vôľa medzi priehradkou a stenou výmenníka má najväčší vplyv z analyzovaných vôlí. Zväčšovanie jej hodnoty značne zníži tlakové straty v medzirúrkovom priestore a predĺži rúrky. Všetky sledované parametre majú rovnakých charakter pri zmene vôle ako predchádzajúce dve vôle.

4.10 Zmena rozdielu výstupných teplôt $t_{12}-t_{22}$

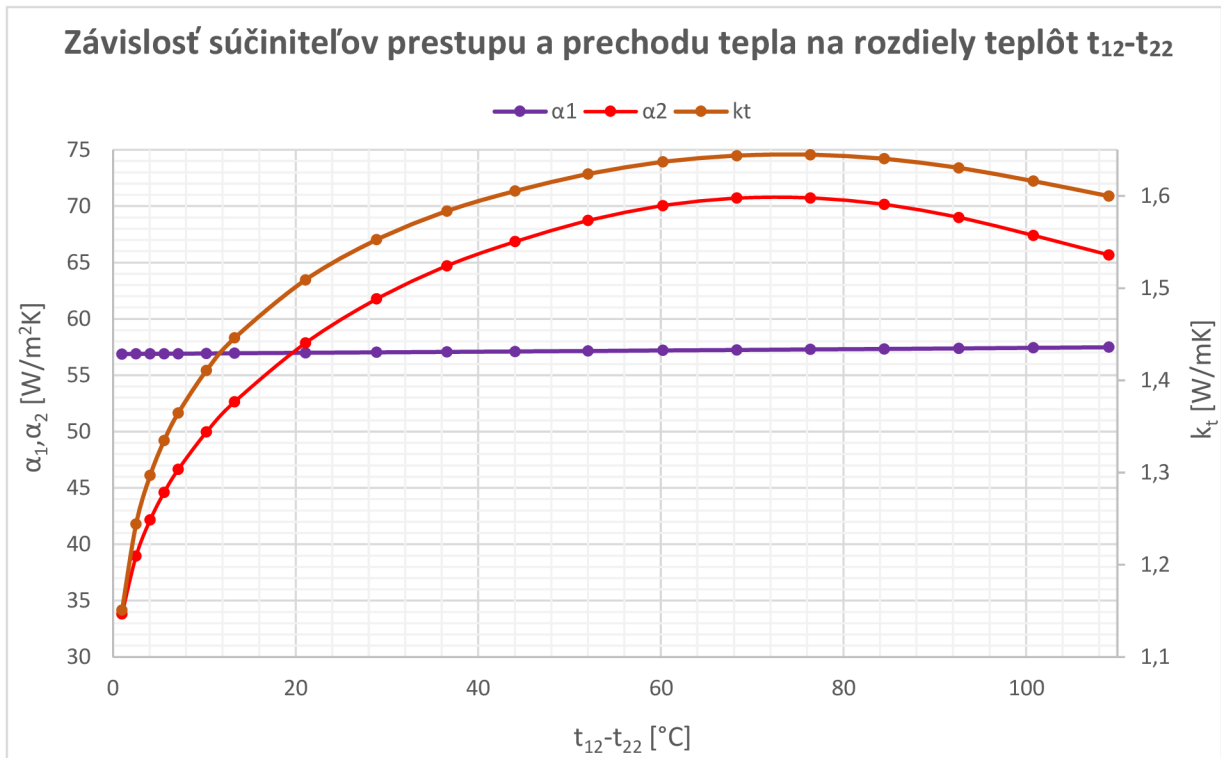
Posledný testovaný parameter nie je geometrický, ale rozdiel výstupných teplôt spalín a vzduchu $t_{12}-t_{22}$. Teplota výstupného vzduchu sa bude postupne zvyšovať dokedy sa výstupné teploty nevyrovnajú. Pre lepšiu názornosť výsledkov sú všetky teploty uvedené v Tab. 4-1. Výsledky sú uvedené v Graf 25, Graf 27 a Graf 26.

Tab. 4-1 Výstupné teploty vzduchu a spalín z výmenníka

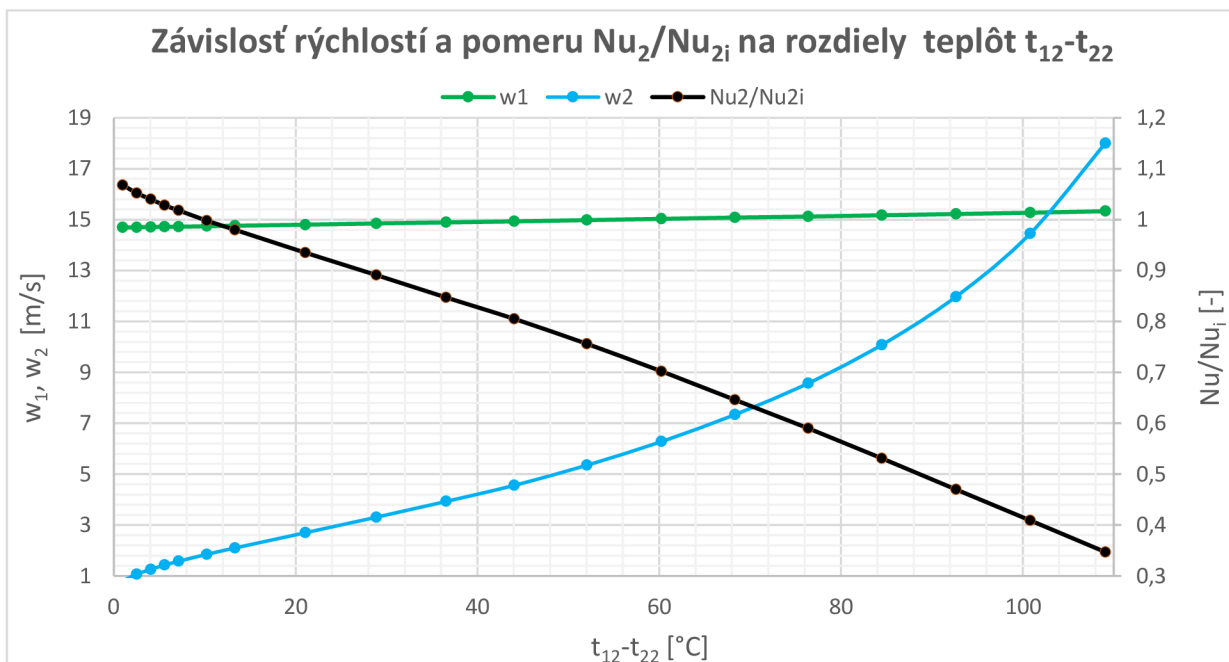
t_{22} [°C]	t_{12} [°C]	$t_{12}-t_{22}$ [°C]	t_{22} [°C]	t_{12} [°C]	$t_{12}-t_{22}$ [°C]
148	149,0	1,0	120	164,0	44,1
147	149,5	2,5	115	167,0	52,0
146	150,1	4,1	110	170,2	60,2
145	150,6	5,6	105	173,3	68,3
144	151,1	7,1	100	176,4	76,4
142	152,2	10,2	95	179,5	84,5
140	153,3	13,3	90	182,6	92,6
135	156,1	21,1	85	185,8	100,8
130	158,9	28,9	80	189,1	109,1
125	161,6	36,6			



Graf 25 Závislosť tlakových strát a dĺžky rúrok na rozdiely výstupných teplôt $t_{12}-t_{22}$



Graf 27 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na rozdiely teplôt $t_{12}-t_{22}$



Graf 26 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na rozdiely teplôt $t_{12}-t_{22}$

Zvyšovaním teploty výstupného vzduchu sa znižuje teplota výstupných spalín. Keď sa teploty takmer vyrovnajú, dĺžka rúrok výmenníka sa značne zväčšuje. S dĺžkou rúrok rastú aj (trece) tlakové straty v rúrkovom priestore. Nárast tlakových strát v medzirúrkovom priestore pri skracovaní rúrok je z veľkej časti spôsobený tým, že počet priehradiek ostal konštantný po celý výpočet.

5 ZHODNOTENIE

Analýza citlivosti výmenníka potvrdila predpoklad, že takmer každá zmena ktorá vedie ku skráteniu rúrok (zmenšeniu teplovýmennnej plochy) spôsobuje zvýšenie tlakových strát. Jediná výnimka zo sledovaných parametrov je koeficient pre rozstup rúrok.

Zmena výšky priehradky h_p má výrazný vplyv na dĺžku výmenníka a tlakové straty v medzirúrkovom priestore Δp_{z2} . Ukázalo sa, že na rýchlosť vzduchu w_2 je citlivosť nízka. To znamená, že zvýšenie súčiniteľa prechodu tepla je zapríčinené primárne predĺžením dráhy prúdiaceho vzduchu medzi priehradkami. Ideálna výška priehradky je okolo hodnoty 75 % D_1 .

Zmena počtu priehradiek n_p nemá taký zásadný vplyv na dĺžku výmenníka ako výška priehradky. Tlakové straty Δp_{z2} sa so zväčšujúcim počtom priehradiek zvyšujú výrazne, tak isto ako rýchlosť w_2 . Preto je vhodné znížiť počet priehradiek, ak sú tlakové straty kľúčovou požiadavkou na návrh výmenníka.

Zmena hrúbky steny rúrky s_t pri zachovaní vnútorného priemeru rúrky d_1 pôsobí minimálne na všetky sledované charakteristiky výmenníka. Skutočný dôvod citlivosti pri zmene s_t je to, že sa zväčšoval vonkajší priemer rúrky d_2 s ktorým rastú všetky radiálne rozmery výmenníka. Väčšia hrúbka steny rúrky je dôležitá pri vyšších rýchlostiach spalín, lebo dochádza k rýchlejšiemu opotrebeniu a nožnej poruche.

Zmena vnútorného priemeru rúrky d_1 má najväčší vplyv zo všetkých analyzovaných parametrov výmenníka. Zásadne sa mení rýchlosť vzduchu aj spalín. Rýchlosť spalín spĺňa požadované hodnoty 7 - 20 m/s len medzi priermi rúrky 13 - 21 mm. V tomto platnom intervale sa dĺžka rúrok skraca omnoho menej ako sa zvyšujú tlakové straty.

Zmena koeficientu pre rozstup rúrok k_t ukazuje zväčšenú citlivosť na sledované parametre v rozmedzí 1,2 až 1,46. Pri vyššej hodnote je dĺžka rúrok takmer konštantná a tlakové straty Δp_{z2} sa znižujú mierne. Rýchlosť vzduchu klesá približne lineárne so zväčšujúcou sa hodnotou koeficientu k_t . Medzi hodnotami k_t 1,2 až 1,3 nebola splnená podmienka minimálneho rozostupu rúrok $t_{t1} < d_1 + 6$ mm.

Zmena všetkých troch sledovaných vôlí k_v , k_d a k_p vykazuje podobný charakter. Zmenšovaním vôle sa výrazne skraca dĺžka rúrok a narastajú tlakové straty. Vôle sú dôležité z ekonomického a konštrukčného hľadiska. Ak ekonomické hľadisko nie je podstatné, je to ďalší spôsob ako zmenšiť rozmery a hmotnosť výmenníka – čo môže byť vhodné pre určité špeciálne aplikácie.

Zmenšovaním rozdielu výstupných teplôt $t_{12}-t_{22}$ rastie dĺžka výmenníka a zvyšujú sa tlakové straty v rúrkach, tlakové straty v medzirúrkovom priestore klesajú. Táto charakteristika ukazuje akú je možné dosiahnuť maximálnu výstupnú teplotu vzduchu. Dosiahnutie tejto teploty je značne neekonomické, z dôvodu príliš veľkej dĺžky výmenníka. Maximálna možná dosiahnuteľná teplota z ekonomického hľadiska je približne 125°C s daným výmenníkom.

6 ZÁVER

Prvá kapitola tejto záverečnej práce sa zaoberala rozdelením výmenníkov tepla so zameraním na výmenníky so zväzkom rúrok v plášti.

V druhej kapitole boli rozobrané hlavné faktory, ktoré ovplyvňujú prechod tepla v rúrkovom výmenníku. Jeho zlepšenie je možné doceliť napríklad zmenou geometrie výmenníka, použitím priehradkového systému, rebrovaním, úpravou povrchu rúrok alebo pomocou pasívnych víričov.

Tretia kapitola sa zaoberala návrhom zadaného jednochodého rúrkového výmenníka spaliny-vzduch určeného pre využitie zvyškovej energie spalín pre predohrev spaľovacieho vzduchu.

Pred samotným návrhom bolo potrebné určiť množstvo a zloženie spalín pomocou stechiometrických výpočtov. Po určení objemových tokov vzduchu a spalín bolo možné z bilančnej rovnice zistiť výstupnú teplotu spalín pre zvolenú teplotu výstupného vzduchu $t_{22} = 120$ °C. Teplota spalín na výstupe je $t_{12} = 164$ °C, pričom na vstupe bola $t_{11} = 230$ °C. Minimálny tepelný výkon výmenníka je $\dot{Q}_b = 5,33$ kW.

Navrhnutý výmenník, znázornený na Obr. 3-1, obsahuje 37 rúrok dlhých 0,98 m v ktorých prúdia spaliny. Dôvodom umiestnenia spalín do rúrok bola možnosť jednoduchšieho čistenia. V medzirúrkovom priestore prúdi vzduch, kde sa taktiež nachádza 7 jednosegmentových priehradiek s rozstupom 125 mm. Po výpočte súčiniteľa prechodu tepla bol určený reálny výkon výmenníka, ktorý je $\dot{Q} = 6,13$ kW. Tento výkon je o 15 % väčší, čo pokryje straty zanášaním, ktoré neboli zohľadnené pri výpočte. Hydraulickým výpočtom boli určené tlakové straty pre obe médiá. Tlakové straty spalín sú 368 Pa a vzduchu 822 Pa. Všetky dôležité parametre výmenníka sú uvedené v Tab. 3-7 a v údajovom hárku výmenníku v prílohe.

Výpočet a následná analýza boli prevedené v programe Excel, kde bol vytvorený výpočtový program.

Analýza citlivosti prebiehala na navrhnutom výmenníku. Zmenou deviatich vybraných parametrov (výška a počet priehradiek, hrúbka steny a vnútorný priemer rúrok, koeficient pre rozstup rúrok, vôľa medzi rúrkou a stenou výmenníka, vôľa pre osadenie rúrky v priehradke, vôľa medzi priehradkou a stenou výmenníka a rozdiel výstupných teplôt) sa sledovala analýza citlivosti deviatich vybraných veličín (dĺžka rúrok, tlakové straty a rýchlosti vzduchu a spalín, súčinitele prestupu a prechodu tepla a priblíženie sa ideálnemu súčiniteľu prechodu tepla).

Pri zmene jedného parametra sa sledovala zmena všetkých určených veličín. Hlavný parameter, ktorý bol zachovaný pri každej analýze je tepelný výkon $\dot{Q} = 6,13$ kW. Výsledky analýzy boli spracované graficky.

Výmenník najviac ovplyvní zmena vnútorného priemeru rúrky, kde menší priemer znamená väčšie tlakové straty a menšiu dĺžku rúrok.

Vyšší počet priehradiek negatívne ovplyvňuje tlakové straty a má menší pozitívny vplyv na dĺžku rúrok. Naproti tomu, výška priehradky pôsobí výraznejšie. Ideálna výška priehradky je okolo hodnoty 75 % vnútorného priemeru plášťa.

Hrúbka steny rúrky vplyva z vybraných parametrov najmenej, a jej zmenou sa menil vonkajší priemer rúrky, čo mierne skresľovalo výsledky. Jej zväčšovanie viedlo k zníženiu tlakových strát a predĺženiu rúrok.

Koeficient pre rozstup rúrok menil výsledné charakteristiky vo zvýšenej miere len na určitom intervale (1,2 až 1,46). Pri vyššej hodnote sa neprejavila jeho zmena v podstatnej

miere. Menší koeficient rozstupu rúrky znamená väčšie tlakové straty a dlhšie rúrky. Tento koeficient je jediný testovaný parameter, ktorý pri zmene vplyva rovnako na tlakové straty a dĺžku rúrok (na obe pozitívne/negatívne).

Všetky tri sledované vôle mali veľký vplyv a vykazujú rovnaký charakter. Zmenšováním vôle sa výrazne skrakuje dĺžka rúrok a narastajú tlakové straty. Vôle sú podstatné hlavne z ekonomického a konštrukčného hľadiska. Pri špeciálnych prípadoch, kde sa nehľadí na ekonomické hľadisko, zmenšovanie vólí môže priniesť veľkú možnosť zmenšenia rozmerov a hmotnosti výmenníka.

Zmenšováním rozdielu výstupných teplôt spalín a vzduchu sa podstatne zväčšuje dĺžka rúrok a tlakové straty v rúrkach. Tlakové straty v medzirúrkovom priestore naopak klesajú. Pri malom rozdielu teplôt spalín a vzduchu je výmenník mimoriadne neekonomický – dosahuje veľké rozmery. Navrhnutý výmenník je z ekonomického hľadiska schopný dosiahnuť maximálnu výstupnú teplotu vzduchu 125 °C.

Podrobnejšie výsledky analýzy sú zhrnuté v kapitole 5. Výkresová dokumentácia je uvedená v prílohe. V prípade realizácie tohto výmenníka by bolo potrebné zhotoviť podrobnejšiu výkresovú dokumentáciu.

Na túto prácu je možné nadviazať prácou, ktorá by sa zaoberala sledovaním požadovaných veličín pri súčasnej zmene dvoch alebo viacerých parametrov. Tento prístup by bol výhodný napríklad pri zmenách, ktoré výrazne menia geometriu výmenníka. Napríklad pri zmenšení vnútorného priemeru rúrky sa výmenník skrátí. So skrátením rúrok by sa mal znížiť počet priehradiek, aby nenarastali tlakové straty. Ďalším príkladom je súčasné sledovanie závislosti rozdielu výstupných teplôt a geometrických zmien výmenníka.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮV

Zdroje:

- [1] BALÁŠ, M. *Kotle a výměníky tepla*. 2. vydání. Brno: Cerm, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [3] ENERIT: ENERGETIKA – konstrukce trubkového výměníku. ENERIT: *ENERGETIKA – konstrukce trubkového výměníku* [online]. 2018 [cit. 2019-03-08]. Dostupné z: <http://enerit.cz/energetika-konstrukce-trubkoveho-vymeniku/>
- [4] OCHRANA, Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2847-3.
- [5] FERSTL, Karol a Michal MASARYK. *Prenos tepla*. Vyd. 1. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2011. Edícia vysokoškolských učebníc. ISBN 978-80-227-3534-6.
- [6] JELEMENSKÝ, Karol. *Výmenníky tepla: principy, výhody a nevýhody*. *IDB Journal*. 2001, 2001(2), 3. ISSN 1338-3337.
- [7] FLÉGL, Vlastimil. Program na výpočet parametrů vlhkého vzduch. *Pardubice, 2009*. Dostupné také z: <https://dk.upce.cz/handle/10195/33551>. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice Fakulta elektrotechniky a informatiky.
- [8] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. *přepřac*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2591-8.
- [9] Fyzikální vlastnosti vybraných plynů a par. In: *Tzb-info [online]*. b.r. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/8-fyzikalni-vlastnosti-vybranych-plynu-a-par>
- [10] E-tabulky. Ústav chemického inženýrstv [online]. b.r. [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: <http://uchi.vscht.cz/index.php/cs/studium/uplatneni-absolventu/e-tabulky>

ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

Označení	Legenda	Jednotka
c_1	Tepelná kapacita spalín	[J/kg·K]
c_2	Tepelná kapacita vzduchu	[J/kg·K]
d_1	Vnútorný priemer rúrky	[mm]
D_1	Vnútorný priemer plášťa	[mm]
d_{1p}	Priemer pre osadenie rúrky v priehradke	[mm]
d_2	Vonkajší priemer rúrky	[mm]
D_2	Vonkajší priemer plášťa	[mm]
D_p	Vonkajší priemer priehradky	[mm]
D_s	Priemer zväzku rúrok	[mm]
D'_s	Priemer zväzku rúrok (v osi rúrok)	[mm]
f	Faktor pomerného zväčšenia	[-]
h_p	Výška priehradky	[mm]
i_{11}	Merná entalpia vstupných spalín	[J/m ³]
i_{12}	Merná entalpia výstupných spalín	[J/m ³]
i^{kg}_{21}	Merná entalpia vstupného vzduchu	[J/kg]
i^{kg}_{22}	Merná entalpia výstupného vzduchu	[J/kg]
k_1	Stredná absolútna drsnosť rúrky	[mm]
k_d	Vôľa pre osadenie rúrky v priehradke	[mm]
k_p	Vôľa medzi priehradkou a stenou výmenníka	[mm]
k_t	Súčiniteľ prechodu tepla	[W/m·K]
k_t	Koeficient pre rozstup rúrok	[-]
k_v	Vôľa medzi rúrkou a stenou výmenníka	[mm]
l_2	Charakteristický rozmer (dĺžka prúdnice)	[m]
l_t	Dĺžka rúrok	[m]
l_m	Dĺžka pred prvou a za poslednou priehradkou	[mm]
M_n	Molárna hmotnosť n-tej zložky	[g/mol]
M'_{pv}	Hmotnostný tok paliva	[kg/hod]
M'_{vz}	Hmotnostný tok vzduchu	[kg/s]
n_1	Počet rúrok	[ks]
n_p	Počet priehradok	[ks]
n_{rp}	Počet priečne obtekaných rúrok na zrezaní priehradky	[-]
n_{rv}	Počet rúrok vo výreze	[-]
n_{tv}	Počet rúrok vo výreze priehradky	[-]
Nu_1	Nusseltovo číslo spalín	[-]

Označení	Legenda	Jednotka
Nu_2	Nusseltovo číslo vzduchu	[-]
Nu_{2i}	Ideálne Nusseltovo číslo	[-]
Nu_{lam}	Laminárna zložka Nusseltovho čísla	[-]
Nu_{turb}	Turbulentná zložka Nusseltovho čísla	[-]
Pr_1	Prandtlovo číslo spalín	[-]
Pr_2	Prandtlovo číslo vzduchu	[-]
\dot{Q}	Skutočný výkon výmenníka	[W]
\dot{Q}_b	Tepelný tok výmenníkom z bilančnej rovnice	[W]
r_1	Plynová konštanta spalín	[J/K·kg]
Re_1	Reynoldsovo číslo spalín	[-]
Re_2	Reynoldsovo číslo vzduchu	[-]
S_1	Prierez zväzku rúrok	[m ²]
S_{2N}	Veľkosť voľného nezaplneného prierezu v osi výmenníka	[m ²]
S_{2Z}	Prierez medzi jednou rozstupom priehradiek v osi výmenníka	[m ²]
s_p	Hrúbka priehradky	[mm]
S_{ps}	Prietokový prierez medzi priehradkou a plášťom	[m ²]
S_{sS}	Prierez obtokového prúdu	[m ²]
s_t	Hrúbka steny rúrky	[mm]
S_{tp}	Prietokový prierez medzi otvormi v priehradke a rúrkami	[m ²]
S_{vZ}	Prietokový prierez zaplneného priestoru vo výreze nad priehradkou	[m ²]
t_1	Stredná teplota spalín	[°C]
t_{11}	Teplota spalín na vstupe	[°C]
t_{12}	Teplota vody na výstupe	[°C]
t_2	Stredná teplota vzduchu	[°C]
t_{21}	Teplota vzduchu na vstupe	[°C]
t_{22}	Teplota vzduchu na výstupe	[°C]
t_p	Rozstup priehradiek	[mm]
t_r	Rozstup rúrok	[mm]
t_{r1}	Priečny rozstup rúrok	[mm]
t_{r2}	Pozdĺžny rozstup rúrok	[mm]
\dot{V}_{SP}	Objemový tok spalín	[m ³ /s]
$\dot{V}_{SPstred}$	Stredný objemový tok spalín	[m ³ /s]
\dot{V}_{VZ}	Objemový tok vzduchu	[m ³ /s]
$\dot{V}_{VZstred}$	Stredný objemový tok vzduchu	[m ³ /s]
w_1	Rýchlosť na strane spalín	[m/s]
w_2	Rýchlosť na strane vzduchu	[m/s]

Označení	Legenda	Jednotka
W_{2v}	Upravená rychlost vzduchu	[m/s]
W_n	Hmotnostný zlomek n-tej složky	[-]
X_{10}	Súčiniteľ x_{10}	[-]
X_{13}	Súčiniteľ x_{13}	[-]
X_6	Súčiniteľ x_6	[-]
X_7	Súčiniteľ x_7	[-]
X_8	Súčiniteľ x_8	[-]
X_9	Súčiniteľ x_9	[-]
X_n	Objemový zlomek n-tej složky	[-]
Y_2	Zmena látkových vlastností v medznej vrstve	[-]
Y_3	Prevod súčiniteľa prestupu tepla z rady na zväzok rúrok	[-]
Y_4	Súčiniteľ nepriaznivého tvaru teplotného profilu	[-]
Y_5	Podiel pozdĺžne obtekaných rúrok vo výrezu priehradky	[-]
Y_6	Vplyv skratových prúdov medzi priehradkou a plášťom	[-]
Y_7	Vplyv obtokových prúdov medzi zväzkom a plášťom	[-]
Y_8	Vplyv neopriehradkovaných priestorov pod vstupnými hrdlami	[-]
Z_1	Súčiniteľ z_6	[-]
Z_2	Súčiniteľ z_2	[-]
Z_2	Zmena látkových vlastností v medznej vrstve	[-]
Z_3	Vplyv obtokových prúdov	[-]
Z_4	Vplyv skratových prúdov	[-]
Z_5	Vplyv veľkosti neopriehradkovaného priestoru pod hrdlami	[-]
α	Súčiniteľ prebytku vzduchu	[-]
α_t	Usporiadanie rúrok	[°]
α_1	Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín	[W/m ² ·K]
α_2	Súčiniteľ prestupu tepla na strane vzduchu	[W/m ² ·K]
Δp_{m1}	Miestne tlakové straty	[Pa]
Δp_{t0}	Tlakové straty trením v priehradkovom priestore	[Pa]
Δp_{t1}	Tlakové straty trením v rúrkach	[Pa]
Δp_{tn}	Tlakové straty trením v neoprepážkovanom priestore	[Pa]
Δp_{tv}	Tlakové straty trením pri obtekaní rúrok	[Pa]
Δp_{z1}	Tlaková strata na strane spalín	[Pa]
Δp_{z2}	Tlaková strata na strane vzduchu	[Pa]
Δt_{ln}	Stredný logaritmickej spád pre protiprúd	[°C]
η_1	Dynamická viskozita spalín	[Pa·s]
η_2	Dynamická viskozita vzduchu	[Pa·s]
λ	Súčiniteľ tepelnej vodivosti rúrky	[W/m·K]

Označenie	Legenda	Jednotka
λ_1	Súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín	[W/m·K]
λ_{11}	Stratový súčiniteľ	[-]
λ_2	Súčiniteľ tepelnej vodivosti vzduchu	[W/m·K]
λ_{22}	Stratový súčiniteľ	[-]
ν_1	Kinematická viskozita spalín	[m ² /s]
ν_2	Kinematická viskozita vzduchu	[m ² /s]
ξ_{11}	Stratový súčiniteľ	[-]
ρ_1	Stredná hustota spalín	[kg/m ³]
ρ_2	Stredná hustota vzduchu	[kg/m ³]
Φ_{vp}	Uhol medzi okrajmi priehradky	[rad]
Ψ	Medzerovitosť rúrkové zväzku	[-]

ZOZNAM OBRÁZKOV

Obr. 1-1 Rekuperačný výmenník [1].....	16
Obr. 1-2 Regeneračný výmenník [1].....	16
Obr. 1-3 Kontaktný výmenník [1].....	17
Obr. 1-4 Zmiešavací výmenník [1].....	17
Obr. 1-5 Smer prúdenia [4].....	17
Obr. 1-6 Schéma rúrkového výmenníka [3]	19
Obr. 2-1 Rozloženie rúrok, prekreslené podľa [2]	21
Obr. 2-2 Rozdelenie rúrok do chodov [2].....	22
Obr. 2-3 Priehradkové systémy [2].....	22
Obr. 2-4 Pasívne víriče	23
Obr. 2-5 Rebrovanie rúrok [4].....	24
Obr. 3-1 Rozloženie rúrok	33
Obr. 3-2 Priebeh teplôt pri protprúdom výmenníku [4]	41
Obr. 3-3 Navrhnutý výmenník.....	47

ZOZNAM TABULIEK

Tab. 2-1 Súčinitele tepelnej vo vodivosti [1].....	21
Tab. 3-1 Prvkové zloženie paliva.....	25
Tab. 3-2 Merné entalpie vzduchu pri teplote t_{21} a t_{22} [7].....	25
Tab. 3-3 Merné entalpie zložiek spalín pri teplote t_{11} [8].....	25
Tab. 3-4 Vlastnosti jednotlivých zložiek spalín pre strednú teplotu t_1 [9] [10].....	27
Tab. 3-5 Zloženie spalín.....	32
Tab. 3-6 Vlastnosti vzduchu pre strednú teplotu t_2 [10] [7]	32
Tab. 3-7 Parametre navrhnutého výmenníku	48
Tab. 4-1 Výstupné teploty vzduchu a spalín z výmenníka	62

ZOZNAM GRAFOV

Graf 2 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na výške priehradky	50
Graf 1 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na výške priehradky	50
Graf 3 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na výške priehradky	51
Graf 4 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na počte priehradiek	51
Graf 5 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na počte priehradiek.....	52
Graf 6 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na počte priehradiek.....	52
Graf 7 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na hrúbke steny rúrky.....	53
Graf 8 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na hrúbke steny rúrky	53
Graf 9 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na hrúbke steny rúrky	54
Graf 10 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na vnútornom priemere rúrky	54
Graf 11 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na vnút. priemere rúrky.....	55
Graf 12 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na vnútornom priemere rúrky.....	55
Graf 14 k_t Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na koeficiente k_t	56
Graf 13 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na koeficiente k_t	56
Graf 15 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na koeficiente k_t	57
Graf 16 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na vôle k_v	57
Graf 17 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na vôle k_v	58
Graf 18 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na vôle k_v	58
Graf 19 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na vôle k_d	59
Graf 20 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na vôle k_d	59
Graf 21 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na vôle k_d	60
Graf 22 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na vôle k_p	60
Graf 23 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na vôle k_p	61
Graf 24 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na vôle k_p	61
Graf 25 Závislost' tlakových strát a dĺžky rúrok na rozdiely výstupných teplôt $t_{12}-t_{22}$..	62
Graf 27 Závislost' rýchlostí a pomeru Nu_2/Nu_{2i} na rozdiely teplôt $t_{12}-t_{22}$	63
Graf 26 Závislost' súčiniteľov prestupu a prechodu tepla na rozdiely teplôt $t_{12}-t_{22}$	63

ZOZNAM PRÍLOH

1. Výkresová dokumentácia
2. Údajový hárok výmenníka - datasheet