



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA VODA-VODA

HEAT TRANSFER DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Milan Murín

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Špiláček, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Milan Murín**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Michal Špiláček, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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

Návrh výměníku tepla voda–voda

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pochopení principu přestupu tepla a návrhu výměníku patří mezi základní energetické dovednosti. Obsahem bakalářské práce je návrh tepelného výměníku voda–voda. Návrh bude obsahovat tepelný a hydraulický výpočet pro dva různé druhy přepážek a základní konstrukční výkresy pro obě eventuality.

Výkon výměníku 500 kW.

Chlazené medium: voda o vstupní teplotě 110 °C, tlak 0,2 MPa, výstupní tepla 70 °C.

Chladicí medium: voda o vstupní teplotě 45 °C, tlak 0,1 MPa

Cíle bakalářské práce:

- rešerše výměníků tepla
- návrh vhodné technologie
- konstrukční návrh výměníku pro dva různé druhy přepážek
- výkresová dokumentace

Seznam doporučené literatury:

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

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

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000, 1119 stran. ISBN 0-8247-9787-6.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 stran. ISBN 978-80-214-4300-6.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

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 sa zaoberá návrhom tepelného výmenníku typu voda – voda s dvoma variantami prepážkových systémov, koncentrickým a segmentovým. Súčasťou práce je rozdelenie a popis trubkových výmenníkov, návrh vhodnej geometrie a výpočet tlakových strát a skutočného výkonu zariadenia pre obe varianty. Práca obsahuje aj základný konštrukčný výkres pre obe varianty.

Klíčová slova

Tepelný výmenník, segmentové prepážky, koncentrické prepážky, tlaková strata

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with a design of water – water heat exchanger with two types of baffle systems, disk and doughnut, and segmental. The thesis contains classification and description of tubular heat exchangers, geometry design, and calculation of pressure drops and heat transfer of the device for both eventualities. It also contains construction drawings of both types of baffles.

Key words

Heat exchanger, segmental baffles, disk and doughnut baffles, pressure drop

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

MURÍN, Milan. *Návrh výměníku tepla voda-voda*. Brno, 2020, 48 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Michal Špiláček.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som bakalársku prácu na tému *Návrh výměníku tepla voda-voda* vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a zdrojov, uvedených v zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

Dátum

Meno a priezvisko

POĎAKOVANIE

Ďakujem týmto Ing. Michalovi Špiláčkovi, Ph.D. za cenné pripomienky a rady, ktoré mi poskytol pri vypracovaní záverečnej práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Rozdelenie tepelných výmenníkov.....	12
1.1 Podľa pracovného pochodu	12
1.2 Podľa smeru a zmyslu prúdenia.....	13
1.3 Podľa konštrukčných parametrov	13
2 Plášťový tepelný výmenník	14
3 Návrh a výpočet tepelného výmenníku	15
3.1 Bilancia výmenníku	15
3.2 Návrh trubkového zväzku	17
3.3 Súčiniteľ prestupu tepla v trubkovom priestore.....	19
3.4 Navrhnuté prepážky a stredná teplota trubky	20
3.5 Súčiniteľ prestupu tepla v medzitrubkovom priestore (segmentové prepážky)	22
3.6 Súčiniteľ prestupu tepla v medzitrubkovom priestore (koncentrické prepážky)	28
3.7 Tlaková strata v trubkovom priestore	32
3.8 Tlakové straty v medzitrubkovom priestore (segmentové prepážky).....	34
3.9 Tlakové straty v medzitrubkovom priestore (koncentrické prepážky)	38
3.10 Konštrukčný návrh výmenníkov.....	39
ZÁVER.....	42
ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	43
ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK	44
ZOZNAM OBRÁZKOV	46
ZOZNAM TABULIEK	47
ZOZNAM PRÍLOH.....	48

ÚVOD

Tepelné výmenníky sú zariadenia zabezpečujúce prenos tepla, využívané na prenos vnútornej energie medzi dvoma alebo viacerými tekutinami o rôznych teplotách. Vo väčšine zariadení sú tekutiny oddelené teplonosným povrchom a ideálne nedochádza k ich zmiešaniu. [1]Tieto zariadenia sú často využívané v priemysle aj v domácnostiach.

Cieľom tejto práce bol návrh plášťového tepelného výmenníku a dvoch typov prepážiek pre toto zariadenie. Najskôr bol navrhnutý trubkový zväzok, pre ktorý boli následne navrhnuté segmentové a koncentrické prepážky podľa uvedených zdrojov, spôsobom, aby bol dosiahnutý koeficient prestupu tepla na vonkajšej strane trubky potrebný pre požadovaný výkon. Ako posledné boli dopočítané tlakové straty pre obe varianty.

V práci sú uvedené dve metódy výpočtu koeficientu prestupu tepla a tlakových strát v medzitrubkovom priestore, podľa použitého typu prepážiek.

1 Rozdelenie tepelných výmenníkov

Tieto zariadenia majú využitie v mnohých aplikáciách, preto sa odlišujú mnohými parametrami. Pri ich navrhovaní na to treba brať ohľad, a poznať aspoň ich základné rozdelenie je preto nevyhnutné. Z tohto dôvodu sa ich rozdelením zaoberáme v tejto kapitole.

1.1 Podľa pracovného pochodu

Podľa pracovného pochodu existujú štyri základné typy výmenníkov

1) Výmenníky s nepriamym kontaktom teplotných médií

Nedochádza k priamemu kontaktu medzi teplotnými médiami a prenos tepla je sprostredkovaný buď teplotným povrchom alebo tretou teplotnou látkou-prostredím. [2]

a) Rekuperačné tepelné výmenníky

Sú typ výmenníku, v ktorom teplo nepretržite prúdi z teplej kvapaliny do studenej cez nepriepustnú stenu, ktorá ich oddeľuje. Z tohto dôvodu sú niekedy označované aj ako „Povrchové výmenníky tepla“. [2]K prenosu tepla v tomto type výmenníkov dochádza prestupom tepla - vedením a prúdením. [3] Rekuperátory predstavujú väčšinu tepelných výmenníkov. [4]

b) Regeneračné tepelné výmenníky

Sú typ výmenníku, v ktorom ohrievané médium opakovane vteká s určitým časovým odstupom od ohrievajúceho média do presne vymedzeného priestoru, vyplneného pevným, teplo sprostredkujúcim elementom a prijíma z neho naakumulované teplo. [3] Kvôli tlakovým stratám a čiastočnému zmiešaniu oboch médií, ktorým nedokážeme úplne zabrániť, sú regenerátory využívané výhradne pri typoch výmenníkov plyn-plyn, v aplikáciách ktoré vyžadujú prenos viazaného tepla (nedochádza k fázovej premene). V niektorých prevedeniach môžu regenerátory zvlhčovať suchý vzduch. [4]

2) Výmenníky s priamym kontaktom teplotných médií

Dochádza k priamemu kontaktu medzi teplotnými médiami. V porovnaní s prvou skupinou tieto zariadenia môžu dosiahnuť vysokú rýchlosť prenosu tepla, ich konštrukcia je relatívne nenákladná a neexistuje tu prakticky problém so zanášaním, vďaka absencii teplotného povrchu medzi médiami. Postup návrhu týchto typov výmenníkov je odlišný od prvej skupiny. [4]

a) Kontaktné tepelné výmenníky

Po tom, ako dôjde ku kontaktu teplotných médií a následnej výmene tepla, sú od seba oddelené. Teplotná plocha je daná povrchom častíc pevnej fázy. [3]

b) Zmiešavacie tepelné výmenníky

Teplé a studené médium prichádzajú do kontaktu a vytvára homogénnu zmes. [3] Aplikácie tohto typu často zahŕňajú fázovú premenu. Entalpia fázovej premeny predstavuje významnú časť celkovej prenesenej energie a vo všeobecnosti zvyšuje rýchlosť prechodu tepla v týchto zariadeniach. [4]

1.2 Podľa smeru a zmyslu prúdenia

Podľa smeru a zmyslu prúdenia sa tepelné výmenníky rozdeľujú na: [3]

- a) Súprudé
Smery os prúdov ohrievajúceho a ohrievaného média sú rovnobežné.
- b) Protiprudé
Smery os prúdov sú rovnobežné a opačné.
- c) Krížové
Osi prúdov sú rovnobežné a v kolmom priemete spolu zvierajú uhol 90° .
- d) Viacnásobne súprudé, protiprudé a krížové
- e) S kombinovaným prúdením

1.3 Podľa konštrukčných parametrov

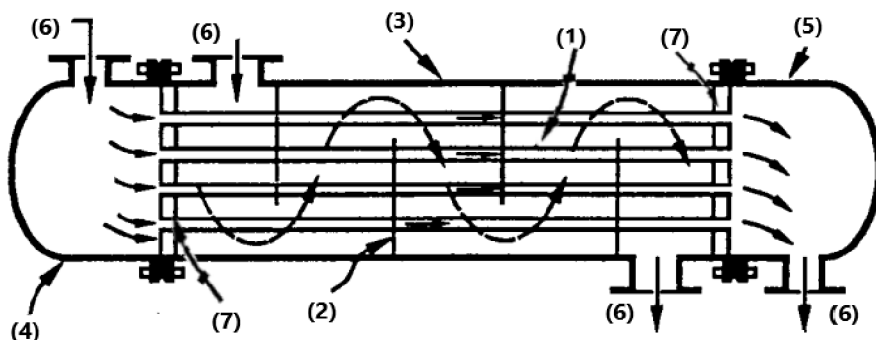
Z konštrukčného hľadiska môžeme tepelné výmenníky rozdeliť na: [1]

- 1) Trubkové výmenníky tepla
 - a) Článkový
Jedná sa o dve sústredné trubky väčšinou konštruované v tvare U. Tieto výmenníky môžu byť navzájom pospájané sériovo alebo paralelne. Uplatnia sa hlavne v prípadoch keď dochádza ku kríženiu. [1]
 - b) Plášťový
Ide o najpoužívanejšie konštrukčné prevedenie tepelných výmenníkov v priemysle. Sú často využívané kvôli dobre zaužívaným metódam navrhovania a výroby, a širokou škálou dostupných použiteľných materiálov. [1]
 - c) So špirálovou trúbkou
Pozostávajú z jednej alebo viacerých špirálovo tvarovaných cievok v plášti, čím sa dosiahne vyššia rýchlosť prestupu tepla ako u výmenníkov s rovnými trúbkami. Špirálové trubky umožňujú značné navýšenie teplotnej plochy v danom priestore, avšak ich čistenie je skoro nemožné. [4]
- 2) Doskové výmenníky tepla
Sú menej využívané ako trubkové výmenníky tepla, ale majú oproti nim určité výhody, [1] Naopak, ich nevýhodou je hlavne to, že nedokážu poňať veľmi vysoké tlaky, teploty, alebo ich vysoké rozdiely. [4]
- 3) Výmenníky tepla s rozšírenou teplotnou plochou
Využívajú rozšírenia teplotnej plochy (rebrovanie) na zvýšenie jej veľkosti pri zachovaní kompaktnosti zariadenia, v prípadoch vyžadujúcich vyššiu efektivitu prestupu tepla (napríklad v aplikáciách s plynmi alebo niektorými kvapalinami, keď je koeficient prestupu tepla nízky), pričom cieľom je dosiahnuť čo možno najvyššiu hustotu rebrovania. Rebrowané môžu byť dosky aj trubky. [4] Rebrowané trubky sa využívajú aj v plášťových výmenníkoch tepla (tzv. „low-finned tubes“), s výškou rebrovania do 1,6 mm. [1]
- 4) Regenerátory
Sú poslednou skupinou rozdelenia výmenníkov z konštrukčného hľadiska, ako ho uvádzajú Shah a Sekulič [4]. Tento typ bol už popísaný pri rozdelení výmenníkov podľa tepelného pochodu.

2 Plášťový tepelný výměník

Ako už bolo spomenuté, jedná sa o najrozšírenejší konštrukčný typ týchto zariadení. Jeho návrhom sa práca zaoberá v nasledujúcej kapitole, preto uvedieme aspoň niektoré konštrukčné parametre.

Hlavnými komponentmi plášťových výměníkov sú: trubky (1), prepážky (2), plášť (3), vstupná (4) a koncová hlava (5), hrdlá (6) a trubkownice (7). [1] Vo variantoch s pevnými trubkownicami býva súčasťou výměníku aj kompenzátor dĺžkovej dilatácie. [3]



Obr. 2.1 Plášťový výměník [4]

Návrhy plášťových tepelných výměníkov sa riadia pomocou dvoch noriem, normy TEMA a normy ANSI/API 660. [1] Normy TEMA uvádzajú základné konštrukčné typy pre vstupnú hlavu, usporiadanie plášťa a koncovú hlavu, ktoré majú pridelené samostatné písmeno a konštrukciu výměníku je možné definovať pomocou trojpísmenného označenia. [3] Medzi populárne typy patria výměníky s pevnými trubkownicami (BEM), výměníky s U-trubkami (CFU) a výměníky s plávajúcou hlavou (AES). Výměníky s pevnými trubkownicami mávajú problém s teplotnou dilatáciou, riešením je použitie práve výměníku s U-trubkami alebo plávajúcou hlavou, poprípade použitie kompenzátoru dĺžkovej dilatácie. [3]

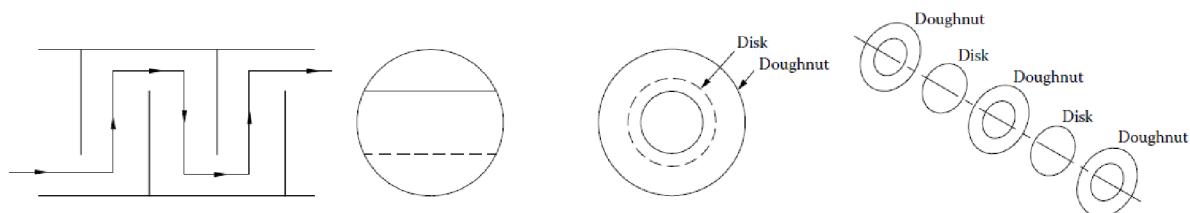
Kvôli zintenzívneniu prestupu tepla sa v plášťových výměníkoch využívajú rôzne typy prepážkových systémov. Práca sa zoberá jednosegmentovým a koncentrickým typom prepážiek. Obe varianty sú doskovým typom prepážkových systémov. [1]

a) Jedno segmentové prepážky

Jedná sa o okrúhly disk s vyňatým segmentom. Výška segmentu predstavuje 20% až 49% vnútorného priemeru plášťa, najoptimálnejšie je 20% až 25%. Rozteč medzi prepážkami býva 1/5 až 1 priemeru plášťa. [1]

b) Koncentrické prepážky

Sú vyrobené zo striedajúcich sa diskov a prstencov (v ang. „doughnut“). Odporúča sa voliť veľkosť prierezu medzi diskom a plášťom rovnaký ako prierez v otvore prstenca. Rozteč býva v rozmedzí 20% až 45% vnútorného priemeru plášťa. [1]



Obr. 2.2 Jedno segmentové a koncentrické prepážky [1]

3 Návrh a výpočet tepelného výměníku

V nasledujúcej kapitole je uvedený návrh, hydraulický a termický výpočet rekuperačného plášťového, protiprúdeho tepelného výměníku s rovnými trúbkami, s jedným chodom, typu voda-voda, s dvoma variantami prepážkových systémov, jednosegmentovým a koncentrickým, podľa zadaných hodnôt, uvedených v Tab. 3.1.

Tab. 3.1 Zadané hodnoty

Návrhový výkon výměníku:		\dot{Q}_b	500kW
Ohrievané médium	voda	Teplota na vstupe	t_{11} 45 °C
		Tlak	p_1 0,1 MPa
Ochladzované médium	voda	Teplota na vstupe	t_{21} 110 °C
		Teplota na výstupe	t_{22} 70 °C
		Tlak	p_2 0,2 MPa

3.1 Bilancia výměníku

Z rovnice tepelných bilancií [3], ktorá má tvar:

$$\dot{Q}_b = M_1 \cdot (i_{12} - i_{11}) = M_2 \cdot (i_{21} - i_{22}) \quad (3.1)$$

vyjadríme veľkosť hmotnostného toku ochladzovaného média M_2 .

$$M_2 = \frac{\dot{Q}_b}{i_{21} - i_{22}} \quad (3.2)$$

Tab. 3.2 Hodnoty mernej entalpie ochladzovanej vody pri teplote t_2 a tlaku p_2 [5]

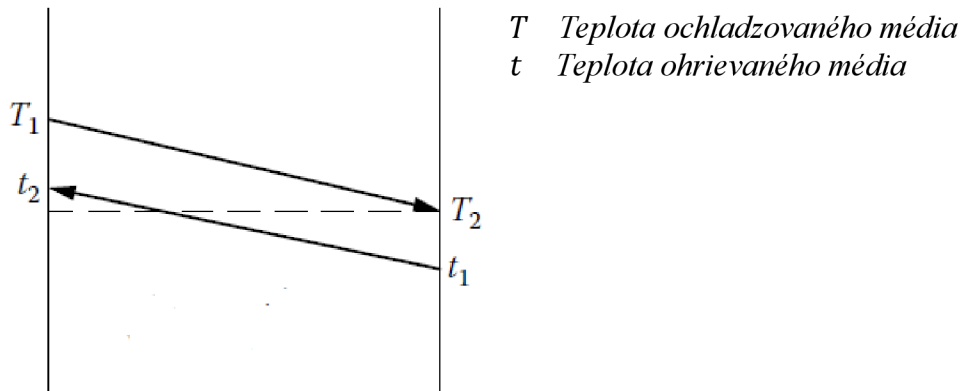
	Tlak p_2	Teplota t_2	Merná entalpia i_{2i}
vstup (1)	0,2 MPa	110 °C	461,4 kJ/K
výstup (2)	~ 0,2 MPa	70 °C	293,2 kJ/K

Dosadením hodnôt mernej entalpie z Tab. 3.2 do rov. (3.2) dostaneme veľkosť hmotnostného toku M_2 .

$$M_2 = \frac{500\,000}{461\,400 - 293\,200} = 2,972 \frac{kg}{s}$$

V prípade ohrievaného média nie je známa veľkosť jeho teploty na výstupe, teplota t_{12} , zvolíme si preto jeho veľkosť, a dopočítame teplotu t_{12} pomocou rov. (3.1)

Hmotnostný prietok ohrievaného média v plášťových výmenníkoch s jedným chodom odporúča Kuppán [1] voliť tak, aby jeho výsledná teplota na výstupe nebola vyššia ako je teplota ochladzovaného média na výstupe. Zabráni sa tým kríženiu teplôt podľa Obr. 3.1.



Obr. 3.1 Kríženie teplôt [1]

Tento efekt je nežiadúci (aj keď v malej miere sa dá tolerovať) [1], pretože predstavuje negatívnu hnaciu silu pre prestup tepla medzi médiami (maří výkon zariadenia). Vyskytuje sa u viacchodých zariadení, prípadne u výmenníkov s U-trubicami a v ich prípade sa dá riešiť použitím viacerých zariadení v sérii, [1] ale v tomto prípade sa mu najjednoduchšie vyhneme keď teplota t_{12} nebude vyššia ako t_{21} . Na základe tohto odporúčania z rov. (3.1) vylvya, že hmotnostný prietok M_1 by nemal byť nižší ako $1,8 \text{ kg/s}$.

Ako najlepšie riešenie sa nakoniec ukázalo umiestniť ohrievané médium do trubkového priesotru. Jeho hmotnostný prietok bol zvolený:

$$M_1 = 10 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Následne z rov. 3.1 vyjadríme mernú entalpiu ochladzovaného média, dosadíme a zistíme jej hodnotu:

$$i_{12} = \frac{\dot{Q}_b}{M_1} + i_{11} \quad (3.3)$$

$$i_{12} = \frac{500\,000}{10} + 188\,520 = 238,52 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

Pomocou tabuliek stlačenej vody a prehriatej pary [5] určíme teplotu vody pri tlaku $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$ o mernej entalpii $i_{12} = 238,52 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$

$$t_{12} = 56,97 \text{ }^\circ\text{C}$$

Vo výpočtoch koeficientov prestupu tepla a tlakových strát bude potrebné poznať vlastnosti oboch médií. Tie sa vzťahujú k ich strednej teplote, (určenej aritmetickým priemerom teplôt na vstupe a výstupe) [6] a k ich tlaku, známeho zo zadania. Stredná teplota má hodnotu:

$$t_{is} = \frac{t_{i1} + t_{i2}}{2} \quad (3.4)$$

$$t_{1s} = \frac{45 + 56,97}{2} \cong 51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{2s} = \frac{110 + 70}{2} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tab. 3.3 Vlastnosti médií [7]

	Merná tepelná kapacita	Dynamická viskozita	Kinematická viskozita	Hustota	Tepelná vodivost'
	c_{pi}	η_i	ν_i	ρ_i	λ_i
Ochladzované médiu ($i = 2$)	4205	$314,439 \cdot 10^{-6}$	$3,257 \cdot 10^{-7}$	965,4	0,675
Ohrievané médiu ($i = 1$)	4180	$537,987 \cdot 10^{-6}$	$5,447 \cdot 10^{-7}$	987,6	0,645
	$\frac{J}{kg \cdot K}$	$Pa \cdot s$	$\frac{m^2}{s}$	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{W}{m \cdot K}$

3.2 Návrh trubkového zväzku

Pre výmenník boli nakoniec zvolené bezšvové, presné, kruhové trubky ISO 4200.4 12,7x1,2 [8] z uhlíkovej oceli. Dĺžka trúbiek je $l_t = 1300 \text{ mm}$. Uhol usporiadania trúbiek bol zvolený $\alpha_t = 30^\circ$, pretože umožňuje najhustejšie usporiadanie trúbiek v trubkovom zväzku [1]. Rýchlosť prúdenia bola nakoniec zvolená $u_1 = 0,957 \text{ m/s}$. Rozteč trúbiek bola zvolená $t_t = 19 \text{ mm}$ [3]. Veľkosť rozteči t_{t1} a t_{t2} , pre uhol $\alpha_t = 30^\circ$, môžeme vyjadriť pomocou koeficientov $c_1 = 1$ a $c_2 = 0,866$. [9]

$$t_{ti} = c_i \cdot t_t \quad (3.5)$$

$$t_{t1} = 1 \cdot 19 = 19 \text{ mm}$$

$$t_{t2} = 0,866 \cdot 19 = 16,454 \text{ mm}$$

Keď poznáme rýchlosť prúdenia média v trúbkách, jeho hmotnostný tok a vnútorný priemer trúbiek, dá sa v ďalšom kroku z rovnice kontinuity určiť celkový potrebný počet trúbiek: [3]

$$n_t = \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot u_1 \cdot \rho_1} \quad (3.6)$$

$$n_t = \frac{4 \cdot 10}{\pi \cdot 0,0103^2 \cdot 0,957 \cdot 987,6} \cong 127$$

Priemer obalovej kružnice trubkového zväzku je podľa Obr. 3.2 $D_{otl} = 240,7 \text{ mm}$. Priemer obalovej kružnice, prechádzajúcej stredom okrajových trúbiek je potom [1]:

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_2 \quad (3.7)$$

$$D_{ctl} = 240,7 - 12,7 = 228 \text{ mm}$$

Vzhľadom k veľkosti obalovej kružnice trubkového zväzku $D_{otl} = 240,7 \text{ mm}$, bola pre plášť zvolená bezšvová oceľová trubka o svetlosti $DN = 250 \text{ mm}$. Baláš [3] odporúča voliť veľkosť medzery medzi trubkovým zväzkom a plášťom, z konštrukčných dôvodov viac ako 6 mm , preto bola zvolená trubka ISO 4200.4 273x8,8 [8], čo znamená, že vnútorný priemer plášťa bude:

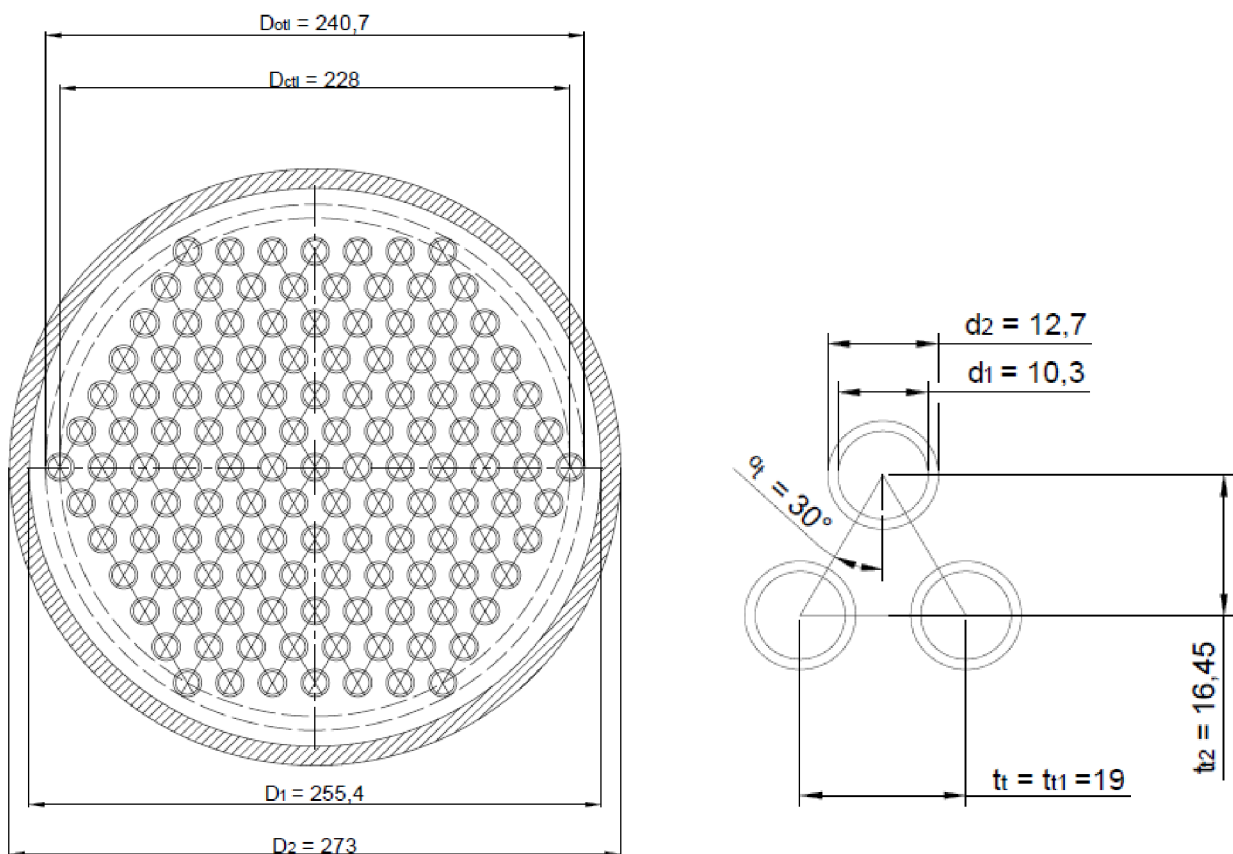
$$D_1 = D_2 - 2 \cdot \delta_2 \quad (3.8)$$

$$D_1 = 273 - 2 \cdot 8,8 = 255,4 \text{ mm}$$

Veľkosť medzery medzi plášťom a trubkovým zväzkom potom bude [1]:

$$2 \cdot k_t = D_1 - D_{otl} \quad (3.9)$$

$$k_t = (255,4 - 240,7) / 2 = 7,35 \text{ mm}$$



Obr. 3.2 Parametre navrhnutého trubkového zväzku (mm)

3.3 Súčiniteľ prestupu tepla v trubkovom priestore

Výpočet v tejto podkapitole sa riadi postupom a vzťahmi, ktoré uvádza Stehlík a spol [9]. Najskôr zistíme veľkosť prietochného prierezu v jednochodovom trubkovom zväzku, pomocou vzťahu (3.10) (d_1 z Obr. 3.2 a n_t z rov. 3.6)):

$$S_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \cdot n_t \quad (3.10)$$

$$S_1 = \pi \cdot \frac{0,0103^2}{4} \cdot 127 = 0,01058 \text{ m}^2$$

Pomocou neho určíme rýchlosť prúdenia vo vnútri trubiek zo vzťahu (3.11) (ρ_1 z Tab. 3.3, M_1 z rov. (3.2)):

$$u_1 = \frac{M_1}{\rho_1 \cdot S_1} \quad (3.11)$$

$$u_1 = \frac{10}{987,6 \cdot 0,01058} = 0,957 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Pomocou Reynoldsovho čísla určíme charakter prúdenia. Ako hydraulický priemer použijeme vnútorný priemer trubky d_1 . [9] (u_1 z Tab. 3.3)

$$Re_1 = \frac{u_1 \cdot d_1}{\nu_1} \quad (3.12)$$

$$Re_1 = \frac{1,015 \cdot 0,0103}{5,447 \cdot 10^{-7}} = 18\,093$$

Z hodnoty Reynoldsovho čísla $Re_1 > 2320$ vyplýva, že sa nachádzame v oblasti turbulentného prúdenia. [9]

Prandtlovo číslo bude:

$$Pr_1 = \frac{c_{p1} \cdot \eta_1}{\lambda_1} \quad (3.13)$$

$$Pr_1 = \frac{4180 \cdot 537,987 \cdot 10^{-6}}{0,645} = 3,486$$

Ďalej určíme veľkosť Nusseltovho čísla pre turbulentné prúdenie média v trubke kruhového prierezu, zohľadniac smer tepelného toku do trubky podľa vzťahu, ktorý uvádza Baláš: [3]

$$Nu_1 = 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \quad (3.14)$$

$$Nu_1 = 0,023 \cdot 18\,093^{0,8} \cdot 3,486^{0,4} = 96,53$$

Súčiniteľ pretupu tepla vyjadríme zo vzťahu: [9]

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_1}{\lambda_1} \quad (3.15)$$

Dostaneme:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} \quad (3.16)$$

Dosadíme do rovnice (3.16) (Nu_1 zo vzťahu (3.14), λ_1 z Tab. 3.3 a d_1 z Obr. 3.2) a zistíme veľkosť súčiniteľa prestupu tepla na vnútornej strane trubky:

$$\alpha_1 = \frac{96,53 \cdot 0,645}{0,0103} = 6\,045 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

3.4 Navrhnuté prepážky a stredná teplota trubky

Do medzitrubkového priestoru je umiestnené ochladzované médium s hmotnostným prietokom M_2 . V Tab. 3.4 sú uvedené parametre prepážkových systémov, navrhnutých podľa zdrojov [1] [6] [10]. Prepážky sú znázornené na Obr. 3.3 a Obr. 3.4.

Tab. 3.4 Parametre prepážkových systémov (mm)

	Priemer otvoru prstenca	Priemer disku	Výška výrezu prepážky	Rozteč prepážiek	Počet prepážiek	Šírka prepážky	Vôľa trubka-diera v prepážke	Vôľa plášť-prepážka
	d_p	D_d	h_{vp}	t_p	n_p	s_p	$2k_d$	$2k_p$
Segmentové prepážky	–	–	86,4	125	8			
Koncentrické prepážky	152	228	–	70	15	1,6	2,5	0,8

Teraz odhadneme strednú teplotu steny trubky. K tomu určíme veľkosť koeficientu prestupu tepla v medzitrubkovom priestore, ktorý musia prepážkové systémy dosiahnuť, aby malo zariadenie požadovaný výkon. Najskôr určíme stredný logaritmický teplotný rozdiel pre protiprúde usporiadanie: [9]

$$\Delta T_{ln} = \frac{(t_{21} + t_{12}) - (t_{22} - t_{11})}{\ln \frac{t_{21} - t_{12}}{t_{22} - t_{11}}} \quad (3.17)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(110 - 56,97) - (70 - 45)}{\ln \frac{(110 - 56,97)}{(70 - 45)}} = 37,27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Z rovnice prestupu tepla, ktorá má tvar: [9]

$$\dot{Q}_b = k \cdot \Delta T_{ln} \cdot l_t \cdot n_t \quad (3.18)$$

vyjadríme celkový koeficient prestupu tepla potrebný pre zadaný výkon, dosadíme a určíme jeho veľkosť:

$$k = \frac{\dot{Q}_b}{\Delta T \cdot l_t \cdot n_t} \quad (3.19)$$

$$k = \frac{500\,000}{37,27 \cdot 1,3 \cdot 127} = 81,25 \frac{W}{m \cdot K}$$

Zároveň zo vzťahu pre celkový koeficient prestupu tepla: [9]

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (3.20)$$

vyjadríme koeficient prestupu tepla v plášti α_2 , dosadíme a zistíme jeho veľkosť. Tepelná vodivosť trubky z uhlíkovej oceli je $\lambda_t = 50 \frac{W}{m \cdot K}$. [3]

$$\alpha_2 = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{k} - \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} - \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}\right) \cdot d_2} \quad (3.21)$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{\left(\frac{\pi}{81,25} - \frac{1}{6\,045 \cdot 0,0103} - \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \frac{0,0127}{0,0103}\right) \cdot 0,0127} = 3839 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

To nám pomôže odhadnúť strednú teplotu steny trubky, ktorá je potrebná k výpočtu opravných koeficientov zohľadňujúcich vplyv medznej vrstvy na skutočný koeficient prestupu tepla v plášti a na tlakové straty, podľa vzťahu, ktorý navrhuje Kuppan [1]. Vzťah je prevzatý z noriem TEMA [10] a neuvažuje vplyv zanášania trubiek na prestup tepla ani rebrovanie trubiek.

$$t_w = t_{1s} + \frac{t_{2s} - t_{1s}}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (3.22)$$

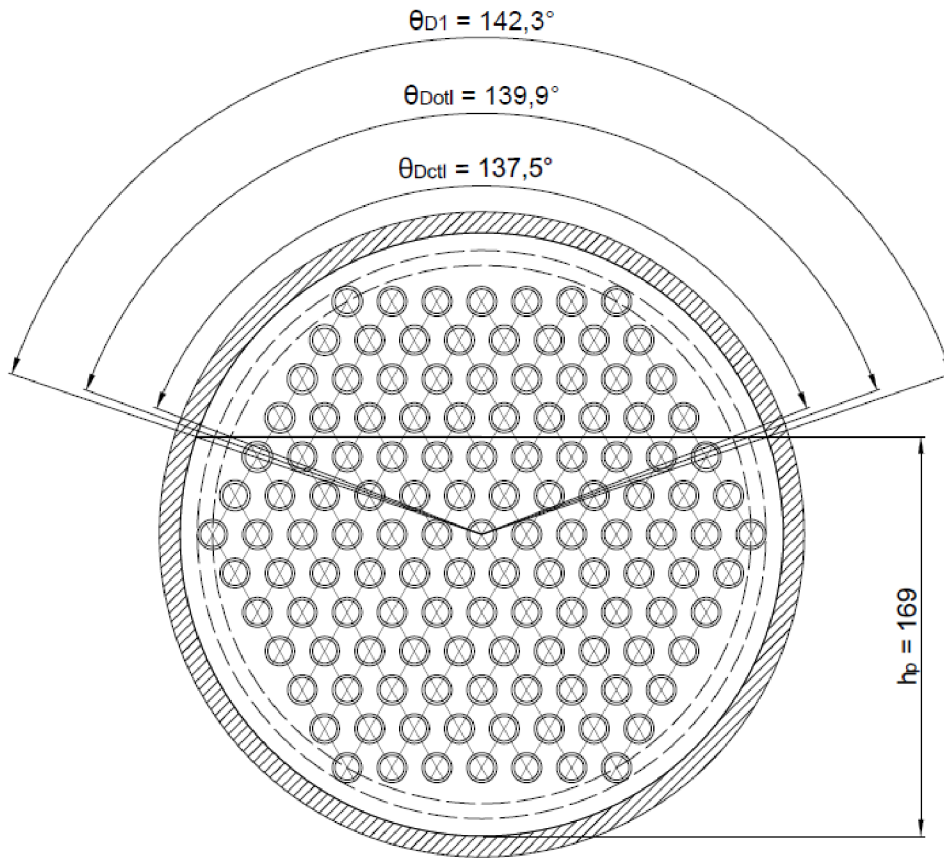
$$t_w = 56,97 + \frac{90 - 56,97}{1 + \frac{6\,045}{3\,839}} = 66,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ukázalo sa, že pri strednej teplote trubky t_w , rozdielne tlaky vody na vnútornej a vonkajšej strane trubky, p_1 a p_2 nespôsobujú výrazný rozdiel v jej vlastnostiach, ako je uvedené v Tab. 3.5.

Tab. 3.5 Vlastnosti vody pri teplote trubky $t_w = 66,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ a tlakoch p_1 a p_2 [7]

	c_{ps}	η_s	λ_s
Vnútoraná stena $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$	$\sim 4\,186 \frac{J}{kg \cdot K}$	$\sim 425 \mu\text{Pa} \cdot s$	$\sim 0,660 \frac{W}{m \cdot K}$
Vonkajšia stena $p_2 = 0,2 \text{ MPa}$	$\sim 4\,186 \frac{J}{kg \cdot K}$	$\sim 425 \mu\text{Pa} \cdot s$	$\sim 0,660 \frac{W}{m \cdot K}$

3.5 Súčiniteľ prestupu tepla v medzitrubkovom priestore (segmentové prepážky)



Obr. 3.3 Segmentová prepážka (mm)

Výpočet v tejto časti prebieha podľa metódy, ktorú uvádza Stehlík a spol. [9]

Pre určenie prietokového prierezu medzi trubkami a plášťom navrhuje počítať veľkosť voľného nezaplneného prierezu medzi jednou roztečou prepážiek v ose výmenníku S_{2N} (t_p a s_p z Tab. 3.4, D_1 z Obr. 3.2)

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_1 \quad (3.23)$$

$$S_{2N} = (0,125 - 0,0016) \cdot 0,2554 = 0,03152 \text{ m}^2$$

Túto hodnotu následne koriguje koeficientom medzerovitosti, ktorý sa pre $t_{t2}/d_2 \geq 1$ určí zo vzťahu: (t_{t1} a d_2 z Obr. 3.2)

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot \frac{t_{t1}}{d_2}} \quad (3.24)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot \frac{0,019}{0,0127}} = 0,475$$

Rýchlosť prúdenia v plášti potom bude: (M_2 z podkap. 3.1, ρ_2 z Tab. 3.3)

$$u_2 = \frac{M_2}{\rho_2 \cdot S_{2N} \cdot \psi} \quad (3.25)$$

$$u_2 = \frac{2,972}{965,4 \cdot 0,03152 \cdot 0,475} = 0,206 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Pomocou rýchlosti prúdenia u_2 určíme Reynoldovo číslo a charakter prúdenia. (u_2 z Tab. 3.3, charakteristický rozmer l z rov. (3.27))

$$\text{Re}_2 = \frac{u_2 \cdot l}{\nu_2} \quad (3.26)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,206 \cdot 0,01995}{3,257 \cdot 10^{-7}} = 12\,594$$

$$l = \frac{\pi \cdot d_2}{2} \quad (3.27)$$

$$l = \frac{\pi \cdot 0,0127}{2} = 0,01995 \text{ m}$$

Z hodnoty Re_2 vyplýva, že sa jedná o turbulentné prúdenie. [9]

Prandtlovo číslo určíme zo vzťahu: (hodnoty z Tab. 3.3)

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_{p2} \cdot \eta_2}{\lambda_2} \quad (3.28)$$

$$\text{Pr}_2 = \frac{4205 \cdot 314,439 \cdot 10^{-6}}{0,675} = 1,959$$

Následne určíme veľkosť Nusseltovho čísla:

$$\text{Nu}_2 = \left[0,3 + \sqrt{\text{Nu}_{\text{lam}}^2 + \text{Nu}_{\text{turb}}^2} \right] \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 \quad (3.29)$$

Laminárna zložka prúdenia Nu_{lam} bude:

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = 0,664 \cdot \sqrt{\text{Re}_2} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}_2} \quad (3.30)$$

$$\text{Nu}_{\text{lam}} = 0,664 \cdot \sqrt{12\,594} \cdot \sqrt[3]{1,959} = 93,24$$

Turbulentnú zložku prúdenia Nu_{turb} určíme zo vzťahu:

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{0,037 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2}{1 + 2,443 \cdot \text{Re}_2^{-0,1} \cdot (\text{Pr}_2^{2/3} - 1)} \quad (3.31)$$

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{0,037 \cdot 12\,594^{0,8} \cdot 1,959}{1 + 2,443 \cdot 12\,594^{-0,1} \cdot (1,959^{2/3} - 1)} = 89,85$$

Výpočet korekčných faktorov: [9]

Korekčný faktor y_2 zohľadňuje zmenu látkových vlastností v medznej vrstve:

$$y_2 = \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{2s}} \right)^{0,11} \quad (3.32)$$

Prandtlovo číslo Pr_{2s} je určené pomocou vlastností vody v medznej vrstve na vonkajšej stene trubky, z Tab. 3.5.

$$\text{Pr}_{2s} = \frac{c_{ps} \cdot \eta_s}{\lambda_s} \quad (3.33)$$

$$\text{Pr}_{2s} = \frac{4186 \cdot 425 \cdot 10^{-6}}{0,660} = 2,690$$

Dosadením Pr_{2s} do rov. (3.32) dostaneme veľkosť y_2 :

$$y_2 = \left(\frac{1,959}{2,690} \right)^{0,11} = 0,972$$

Korekčný faktor y_3 zohľadňuje prevod súčiniteľa prestupu tepla z rady na zväzok trubiek a pre uhol usporiadania trubiek 30° má tvar

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot t_{t2}/d_2} \quad (3.34)$$

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot 16,454/12,7} = 1,515$$

Korekčný faktor y_4 zohľadňuje nepriaznivý tvar teplotného profilu v prúde pracovnej látky pri laminárnom prúdení a pre $Re_2 > 100$ sa $y_4 = 1$.

Korekčný faktor y_5 zohľadňuje podiel pozdĺžne obtekaných trubiek na priečnom prúdení vo výreze prepážky a má tvar: (n_t z rov. (3.6))

$$y_5 = 1 - \frac{n_{tV}}{n_t} + 0,524 \cdot \left(\frac{n_{tV}}{n_t} \right)^{0,32} \quad (3.35)$$

n_{tV} je počet trubiek vo výreze prepážky, určí sa z nákresu alebo podľa vzťahu: ($\Theta_{D_{ctl}}$ z rov. (3.7), ostatné hodnoty z Obr. 3.2)

$$n_{tV} = \left[\frac{(D_{otl} - d_2)^2}{8 \cdot t_t^2 \cdot c_2} \right] \cdot \left(\Theta_{D_{ctl}} \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(\Theta_{D_{ctl}}) \right) \quad (3.36)$$

$$n_{tV} = \left[\frac{(240,7 - 12,7)^2}{8 \cdot 19^2 \cdot 0,866} \right] \cdot \left(137,5 \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(137,5) \right) \cong 34$$

$$y_5 = 1 - \frac{34}{127} + 0,524 \cdot \left(\frac{34}{127} \right)^{0,32} = 1,076$$

Korekčný faktor y_6 zohľadňuje vplyv skratkových prúdov medzi prepážkou a plášťom, a medzi trúbkami zväzku a otvormi v prepážkach.

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) \cdot e^{\left(-1,5 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} \right)} \quad (3.37)$$

pričom S_{tp} je prietokový prierez medzi trúbkami zväzku a otvormi v prepážke

$$S_{tp} = \left(n_t - \frac{n_{tv}}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_a^2 - d_2^2)}{4} \quad (3.38)$$

kde d_a je priemer dier pre trubky v prepážke: ($2k_d$ z Tab. 3.4, d_2 z Obr. 3.2)

$$d_a = 2k_d + d_2 \quad (3.39)$$

Hodnota S_{ps} je prietochný prierez medzi prepážkou a plášťom. (D_1 z Obr. 3.2, Θ_{D_1} z Obr. 3.3)

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_p^2) \cdot \frac{360^\circ - \Theta_{D_1}}{360^\circ} \quad (3.40)$$

Kde D_p je priemer prepážky. ($2k_p$ z Tab. 3.4)

$$D_p = D_1 - 2k_p \quad (3.41)$$

Dosadením do rovníc (3.37) až (3.41) dostaneme hodnotu y_6 .

$$D_p = 255,4 - 2,5 = 252,9 \text{ mm}$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (255,4^2 - 252,9^2) \cdot \frac{360^\circ - 142,3^\circ}{360^\circ} = 604 \text{ mm}^2$$

$$d_a = 0,8 + 12,7 = 13,5 \text{ mm}$$

$$S_{tp} = \left(127 - \frac{34}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (13,5^2 - 12,7^2)}{4} = 1\,811 \text{ mm}^2$$

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{1\,811}{1\,811 + 604} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{1\,811}{1\,811 + 604} \right) \cdot e^{\left(-1,5 \cdot \frac{1\,811}{1\,811 + 604} \right)} = 0,806$$

Korekčný faktor y_7 zohľadňuje vplyv obtokových prúdov medzi trubkovým zväzkom a plášťom výmenníku.

$$y_7 = e^{\left[-c_1 \frac{S_{SS}}{S_{2Z}} \left(1 - \sqrt[3]{\frac{n_{PT}}{n_{rp}}} \right) \right]} \quad (3.42)$$

Kde koeficient c_1 pre $Re_2 \geq 100$ je 1,35 [9]. Veličina S_{SS} je prietochný prierez obtokového prúdu medzi jednou roztečou prepážiek v ose výmenníku.

$$S_{SS} = (D_1 - D_{OTL} - s_{tt}) \cdot (t_p - s_p) \quad (3.43)$$

S_{2Z} je prietochný prierez zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážiek v ose výmenníku. Určí sa pomocou vzťahu:

$$S_{2Z} = \left(s_{ts} + \sum s_{tt} \right) \cdot (t_p - s_p) \quad (3.44)$$

kde diametrálna vôľa medzi plášťom a trubkovým zväzkom s_{ts} je:

$$s_{tS} = D_1 - D_{OTL} = 2 \cdot k_t \quad (3.45)$$

Súčet voľných vzdialeností medzi trubkami v ose výmenníku $\sum s_{tt}$ sa určí pomocou vzťahu:

$$\sum s_{tt} = \frac{D_{OTL} - d_2}{t_{t1}} \cdot s_{tt} \quad (3.46)$$

kde voľná vzdialenosť medzi trubkami s_{tt} je:

$$s_{tt} = t_t - d_2 \quad (3.47)$$

Hodnota n_{PT} je počet tesniacich lišt, $n_{PT} = 0$, a n_{rP} je počet radov trubiek medzi zrazeniami prepážiek. (h_P z Obr. 3.3, h_{VP} z Tab. 3.4)

$$n_{rp} = \frac{h_P - h_{VP}}{t_{t2}} \quad (3.48)$$

Dosadením do rov. (3.42) až (3.48) získame veľkosť korekčného faktoru y_7 .

$$n_{rp} = \frac{169 - 86,4}{16,454} \cong 5$$

$$s_{tt} = 19 - 12,7 = 6,3 \text{ mm}$$

$$\sum s_{tt} = \frac{240,7 - 12,7}{19} \cdot 6,3 = 75,6 \text{ mm}$$

$$s_{tS} = 255,4 - 240,7 = 2 \cdot 7,35 = 14,7 \text{ mm}$$

$$S_{2Z} = (14,7 + 75,6) \cdot (125 - 1,6) = 11\,143 \text{ mm}^2$$

$$S_{SS} = (255,4 - 240,7 - 6,3) \cdot (125 - 1,6) = 1\,037 \text{ mm}^2$$

$$y_7 = e^{\left[-1,35 \cdot \frac{1\,037}{11\,143} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{0}{9}} \right) \right]} = 0,882$$

Korekčný faktor y_8 zohľadňuje vplyv neoprepážkovaných priestorov pod vstupnými hrdlami medzitrubkového priestoru.

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot \left(\frac{l_{tn}}{2 \cdot t_p} \right)^{1-a}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p}} \quad (3.49)$$

Kde l_{tn} je dĺžka neoprepážkovanej časti, ktorá sa určí ako

$$l_{tn} = l_t - 2 \cdot l_{ts} - (n_p - 1) \cdot t_p - s_p \quad (3.50)$$

Kde l_{ts} je šířka trubkovnice. V prípade, keď pevnostný výpočet nie je k dispozícii, volí sa podľa nasledujúceho vzťahu, ale nie menej ako 25 mm: [1]

$$l_{ts} = 0,1 \cdot D_1 \quad (3.51)$$

Exponent a pre $Re_2 \geq 100$ je 0,6. [9]

Dosadením do rov (3.49) až (3.51) dostaneme výslednú hodnotu korekčného faktoru y_8 .

$$l_{ts} = 0,1 \cdot 255,4 \cong 25 \text{ mm}$$

$$l_{tn} = \frac{1\,300 - 2 \cdot 25 - (8 - 1) \cdot 125 - 1,6}{2} = 186,7 \text{ mm}$$

$$y_8 = \frac{(8 - 1) + 2 \cdot \left(\frac{186,7}{2 \cdot 125}\right)^{1-0,6}}{(8 - 1) + \frac{186,7}{125}} = 0,979$$

Dosadením výsledných zložiek prúdenia a korekčných faktorov do rov. (3.29) dostaneme veľkosť Nusseltovho čísla.

$$Nu_2 = \left[0,3 + \sqrt{93,24^2 + 89,85^2}\right] \cdot 0,972 \cdot 1,515 \cdot 1 \cdot 1,076 \cdot 0,806 \cdot 0,882 \cdot 0,979 = 113,77$$

Následne vyjadríme súčiniteľ prestupu tepla zo vzťahu, ktorý uvádza Stehlík a spol. [9].

$$Nu_2 = \frac{\alpha_{2s} \times l}{\lambda_2} \quad (3.52)$$

Dostaneme:

$$\alpha_{2s} = \frac{Nu_2 \times \lambda_2}{l} \quad (3.53)$$

Dosadením do rov. (3.53) dostaneme výsledný koeficient prestupu tepla v medzitrubkovom priestore so segmentovými prepážkami.

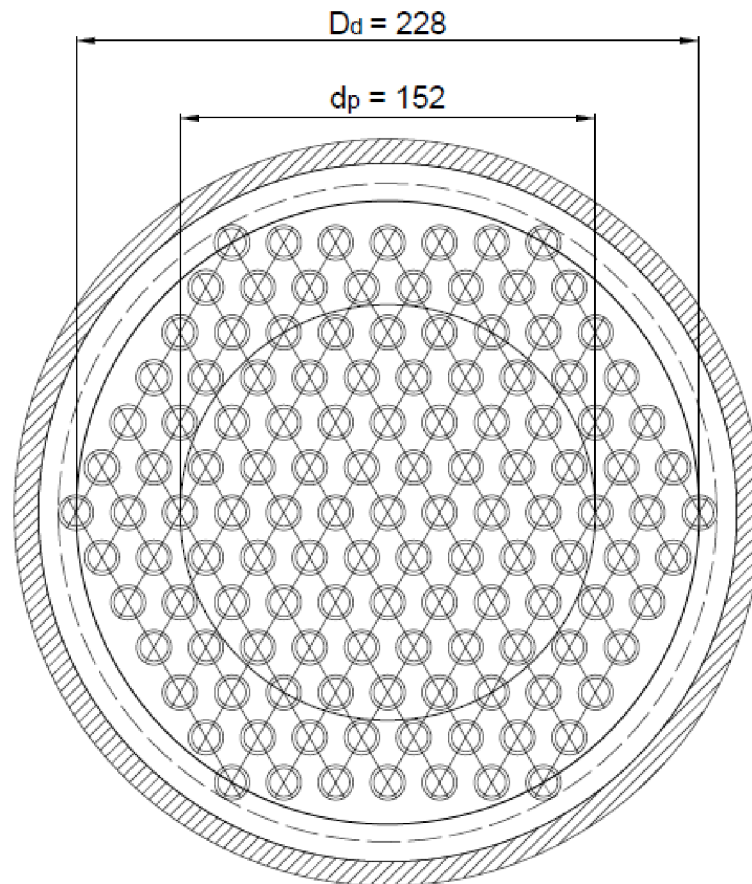
$$\alpha_{2s} = \frac{113,77 \times 0,675}{0,01995} = 3\,850 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Dosadením α_{2s} do vzťahu (3.20) a následne dosadením do rov. (3.18) dostaneme skutočný výkon výmenníku so segmentovými prepážkami.

$$k_s = \frac{\pi}{\frac{1}{6\,045 \cdot 0,0103} + \frac{1}{2 \cdot 50 \cdot \ln \frac{0,0127}{0,0103}} + \frac{1}{3\,850 \cdot 0,0127}} = 81,4 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\dot{Q}_s = 81,4 \cdot 37,27 \cdot 1,3 \cdot 127 = 500,7 \text{ kW}$$

3.6 Súčiniteľ prestupu tepla v medzitrubkovom priestore (koncentrické prepážky)



Obr. 3.4 Otvor prstenca a disk koncentrických prepážiek (mm)

Postup v tejto kapitole sa riadi podľa Slipcevicovej metódy. [6]

Počet trubiek v otvore prstenca je podľa Obr. 3.4:

$$n_2 = 58$$

Počet trubiek v disku je podľa Obr. 3.4:

$$n_d = 124$$

Počet trubiek v zákryte medzi prstencom diskom bude:

$$n_q = n_d - n_2 \tag{3.54}$$

$$n_q = 124 - 58 = 66$$

Počet trubiek medzi diskom a stenou výmenníku potom musí byť:

$$n_1 = n_t - n_2 - n_q \tag{3.55}$$

$$n_1 = 127 - 58 - 66 = 3$$

Prietoková oblasť pre pozdĺžne prúdenie medzi diskom a stenou výmenníku bude:

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot [(D_1^2 - D_d^2) - n_1 \cdot d_2^2] \quad (3.56)$$

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot [(0,2554^2 - 0,228^2) - 3 \cdot 0,0127^2] = 0,01 \text{ m}^2$$

Prietoková oblasť pre pozdĺžne prúdenie v otvore prstenca bude:

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_p^2 - n_2 \cdot d_2^2) \quad (3.57)$$

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,152^2 - 58 \cdot 0,0127^2) = 0,011 \text{ m}^2$$

Pomyselná prietoková oblasť pre prúdenie kolmé na trubkový zväzok v zákryte medzi prstencom a diskom bude:

$$S_q = \left(\frac{\sum N_i}{\sum \frac{N_i}{S_i^{0,6}}} \right)^{5/3} \quad (3.58)$$

Z Obr. 3.4 je zjavné, že medzi diskom a prstencom sú 5. a 6. rad trubiek. Ich prietoková plocha sa určí ako:

$$S_i = N_i \cdot (t_t - d_2) \cdot L_s \quad (3.59)$$

Počet trubiek v n-tom rade zväzku pre uhol usporiadania trubiek $\alpha_t = 30^\circ$ je:

$$N_i = 6 \cdot i \quad (3.60)$$

L_s je dĺžka medzi dvoma prepážkami:

$$L_s = t_d - s_d \quad (3.61)$$

Dosadením do vzťahov (3.58) až (3.61) dostaneme veľkosť S_q .

$$L_s = 70 - 1,6 = 68,4 \text{ mm}$$

$$N_5 = 6 \cdot 5 = 30$$

$$N_6 = 6 \cdot 6 = 36$$

$$S_5 = 30 \cdot (19 - 12,7) \cdot 78,4 = 0,019 \text{ m}^2$$

$$S_6 = 36 \cdot (19 - 12,7) \cdot 78,4 = 0,022 \text{ m}^2$$

$$S_q = \left(\frac{30 + 36}{\frac{30}{0,019^{0,6}} + \frac{36}{0,022^{0,6}}} \right)^{5/3} = 0,014 \text{ m}^2$$

Rýchlosť prúdenia prierezom S_1 , S_2 a S_q bude:

$$u_{S_1} = \frac{M_2}{S_1 \cdot \rho_2} \quad (3.62)$$

$$u_{S_1} = \frac{2,972}{0,01 \cdot 965,4} = 0,307 \text{ m/s}$$

$$u_{S_2} = \frac{M_2}{S_2 \cdot \rho_2} \quad (3.63)$$

$$u_{S_2} = \frac{2,972}{0,011 \cdot 965,4} = 0,285 \text{ m/s}$$

$$u_q = \frac{M_2}{S_q \cdot \rho_2} \quad (3.64)$$

$$u_q = \frac{2,972}{0,014 \cdot 965,4} = 0,216 \text{ m/s}$$

Hydraulický prierez pre pozdĺžne prúdenie d_{h1} a d_{h2} sa určí pomocou nasledujúcich vzťahov, pričom priemer dier v prepážke d_a bude rovnaký ako pri segmentovom type, určených vzťahom (3.39) a priemer disku, D_d , a otvoru prstenca, d_p , je z Obr. 3.4:

$$d_{h1} = \frac{4 \cdot S_1}{\pi \cdot (n_1 \cdot d_a + D_1 + D_d)} \quad (3.65)$$

$$d_{h2} = \frac{4 \cdot S_2}{\pi \cdot (n_2 \cdot d_a + d_p)} \quad (3.66)$$

$$d_{h1} = \frac{4 \cdot 0,01}{\pi \cdot (3 \cdot 0,0135 + 0,2554 + 0,228)} = 0,0245 \text{ m}$$

$$d_{h2} = \frac{4 \cdot 0,011}{\pi \cdot (58 \cdot 0,0135 + 0,152)} = 0,01547 \text{ m}$$

Hydraulický prierez pre kolmé prúdenie je priemer trubky d_2 . [6]

Reynoldsovo číslo pre prúdenie v danej oblasti sa určí pomocou vzťahu:

$$Re_{s1} = \frac{u_{s1} \cdot d_{h1}}{v_2} \quad (3.67)$$

$$Re_{s2} = \frac{u_{s2} \cdot d_{h2}}{v_2} \quad (3.68)$$

$$Re_q = \frac{u_q \cdot d_2}{v_2} \quad (3.69)$$

$$Re_{s1} = \frac{0,307 \cdot 0,0245}{3,257 \cdot 10^{-7}} = 23\,076$$

$$Re_{s2} = \frac{0,285 \cdot 0,01547}{3,257 \cdot 10^{-7}} = 13\,543$$

$$Re_q = \frac{0,216 \cdot 0,0127}{3,257 \cdot 10^{-7}} = 8\,427$$

Následne určíme Nusseltovo číslo pre prúdenie v danej oblasti, pričom Prandtlovo číslo Pr_2 je známe zo vzťahu (3.28), dynamická viskozita vody v medznej vrstve η_s z Tab. 3.5, a dynamická viskozita vody v plášti z Tab. 3.3.

$$Nu_{s1} = 0,024 \cdot Re_{s1}^{0,8} \cdot Pr_2^{0,33} \cdot \left(\frac{\eta_2}{\eta_s}\right)^{0,11} \quad (3.70)$$

$$Nu_{s2} = 0,024 \cdot Re_{s2}^{0,8} \cdot Pr_2^{0,33} \cdot \left(\frac{\eta_2}{\eta_s}\right)^{0,11} \quad (3.71)$$

$$Nu_q = 0,33 \cdot Re_q^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33} \cdot \left(\frac{\eta_2}{\eta_s}\right)^{0,11} \quad (3.72)$$

$$Nu_{s1} = 0,024 \cdot 23\,076^{0,8} \cdot 1,956^{0,33} \cdot \left(\frac{314 \cdot 10^{-6}}{425 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,11} = 92,7$$

$$Nu_{s2} = 0,024 \cdot 13\,543^{0,8} \cdot 1,956^{0,33} \cdot \left(\frac{314 \cdot 10^{-6}}{425 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,11} = 60,52$$

$$Nu_q = 0,33 \cdot 8\,427^{0,6} \cdot 1,956^{0,33} \cdot \left(\frac{314 \cdot 10^{-6}}{425 \cdot 10^{-6}}\right)^{0,11} = 93,4$$

Súčiniteľ prestupu tepla v danej oblasti vyjadríme zo vzťahov: [6]

$$Nu_{s1} = \frac{\alpha_{s1} \cdot d_{h1}}{\lambda_2} \quad (3.73)$$

$$Nu_{s2} = \frac{\alpha_{s2} \cdot d_{h2}}{\lambda_2} \quad (3.74)$$

$$\text{Nu}_{\text{sq}} = \frac{\alpha_{\text{sq}} \cdot d_2}{\lambda_2} \quad (3.75)$$

Dostaneme:

$$\alpha_{s1} = \frac{\text{Nu}_{s1} \cdot \lambda_2}{d_{h1}} \quad (3.76)$$

$$\alpha_{s2} = \frac{\text{Nu}_{s2} \cdot \lambda_2}{d_{h2}} \quad (3.77)$$

$$\alpha_q = \frac{\text{Nu}_q \cdot \lambda_2}{d_2} \quad (3.78)$$

Po dosadení dostaneme veľkosti súčiniteľov prestupu tepla v daných oblastiach:

$$\alpha_{s1} = \frac{92,7 \cdot 0,675}{0,0245} = 2\,557 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{s2} = \frac{60,52 \cdot 0,675}{0,01547} = 2\,640 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_q = \frac{93,4 \cdot 0,675}{0,0127} = 4\,963 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Výsledný koeficient prestupu tepla v medzitrubkovom priestore s koncentrickými prepážkami sa určí pomocou vzťahu:

$$\alpha_{2k} = \frac{\alpha_q \cdot n_q + \alpha_{s1} \cdot n_1 + \alpha_{s2} \cdot n_2}{n_t} \quad (3.79)$$

$$\alpha_{2k} = \frac{4\,963 \cdot 66 + 2\,557 \cdot 3 + 2\,640 \cdot 58}{127} = 3\,848 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Dosadením α_{2k} do vzťahu (3.20) a následne do (3.18) dostaneme skutočný výkon výmenníku s koncentrickými prepážkami.

$$k_k = \frac{\pi}{\frac{1}{6\,045 \cdot 0,0103} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \frac{0,0127}{0,0103} + \frac{1}{3\,848 \cdot 0,0127}} = 81,4 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\dot{Q}_k = 81,4 \cdot 37,27 \cdot 1,3 \cdot 127 = 500,6 \text{ kW}$$

3.7 Tlaková strata v trubkovom priestore

Tento výpočet sa riadi podľa vzťahov a postupu, ktoré uvádza Stehlík a spol [9].

Tlakové straty v trubkovom priestore sú vyjadrené vzťahom

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad (3.80)$$

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

Tlakové straty vyvolané trením (dĺžkové) sa určia pomocou vzťahu:

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot u_1^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad (3.81)$$

kde λ_{11} je stratový súčiniteľ, a pre $Re_1 > 2320$ pre neho platí vzťah:

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (3.82)$$

x_9 a x_{10} sú substitučné faktory, dané vzťahmi:

$$x_9 = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_1} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right) \right]^{16} \quad (3.83)$$

Hodnota k_{r1} je relatívna drsnosť trubky daná vzťahom

$$k_{r1} = \frac{k}{d_1} \quad (3.84)$$

pričom k je stredná absolútna drsnosť trubky. Pre nové, nekorodované trubky z uhlíkovej oceli sa všeobecne udáva $k = 0,02$ až $0,05$ mm.

$$x_{10} = \left(\frac{37\,530}{Re_1} \right)^{16} \quad (3.85)$$

Číslo n_{CH1} vyjadruje počet chodov v trubkovom priestore, v tomto prípade $n_{CH1} = 1$. Súčiniteľ z_1 je daný vzťahom

$$z_1 = \frac{l_t}{d_1} \quad (3.86)$$

Súčiniteľ z_2 zohľadňuje zmenu dynamickej viskozity v medznej vrstve s ohľadom na smer tepelného toku.

$$z_2 = \left(\frac{\eta_s}{\eta_1} \right)^{0,14} \quad (3.87)$$

Dosadením do vzťahu (3.81) až (3.87) dostaneme veľkosť tlakových strát vyvolaných trením Δp_{t1} .

$$z_2 = \left(\frac{399,350}{537,987} \right)^{0,14} = 0,959$$

$$z_1 = \frac{1,3}{0,0103} = 126,2$$

$$x_{10} = \left(\frac{37\,530}{18\,093}\right)^{16} = 1,175 \cdot 10^5$$

$$k_{r1} = \frac{0,02}{10,3} = 0,00194$$

$$x_9 = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{18\,093}\right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,00194} \right) \right]^{16} = 2,235 \cdot 10^{19}$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{18\,093}\right)^{12} + \frac{1}{(2,235 \cdot 10^{19} + 1,175 \cdot 10^5)^{3/2}} \right]^{1/12} = 0,0305$$

$$\Delta p_{t1} = 0,0305 \cdot \frac{987,6 \cdot 0,957^2}{2} \cdot 1 \cdot 126,2 \cdot 0,959 = 1\,670 \text{ Pa}$$

Tlakové straty miestne, vyvolané miestnymi odpormi sa určia pomocou vzťahu [9]:

$$\Delta p_{m1} = [\zeta_{11} \cdot n_{CH1} + \zeta_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \frac{\rho_1 \cdot u_1^2}{2} \quad (3.88)$$

Stratový súčiniteľ miestneho odporu pre vstup a výstup z trubiek je $\zeta_{11} = 0,7$. Stratový súčiniteľ miestneho odporu pre ohyb v trubke je $\zeta_{12} = 0,4$ [9]

$$\Delta p_{m1} = [0,7 \cdot 1 + 0,4 \cdot (1 - 1)] \cdot \frac{987,6 \cdot 0,957^2}{2} = 316,5 \text{ Pa}$$

Po dosadení výsledných tlakových strát miestnych (Δp_{m1}) a dĺžkových (Δp_{t1}) do vzťahu (3.80) dostaneme veľkosť celkových tlakových strát v trubkovom priestore:

$$\Delta p_{z1} = 1\,670 + 316,5 = 1\,986,5 \text{ Pa}$$

3.8 Tlakové straty v medzitrubkovom priestore (segmnetové prepážky)

Výpočet v tejto podkapitole prebieha podľa metódy, ktorú uvádza Stehlík a spol [9].

Tlakové straty sa počítajú jednotlivo podľa vzťahu:

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} \quad (3.89)$$

Kde Δp_{to} sú tlakové straty vyvolané trením pri priečnom obtekaní trubiek v oprepážkovanom priestore zväzku, Δp_{tn} sú tlakové straty vyvolané trením v neoprepážkovanom priestore a Δp_{tv} sú tlakové straty trením pri pozdĺžnom a priečnom obtekaní trubiek v priestore nad zrezaním prepážiek. [9]

Pre tlakové straty vyvolané trením pri priečnom obtekaní trubiek v oprepážkovanom priestore zväzku platí vzťah:

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot u_{2N}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad (3.90)$$

Stratový súčiniteľ priečného obtekania trubiek, λ_{22} sa určí pomocou vzťahu:

$$\lambda_{22} = c_1 \cdot \left(\frac{1,33}{t_t/d_2} \right)^a \cdot Re_2^{a_1} \quad (3.91)$$

Koeficient a sa určí ako:

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{a_2}} \quad (3.92)$$

Hodnoty koeficientov pre uhol $\alpha_t = 30^\circ$, a $10^5 > Re_2 > 10^4$ sú $c_1 = 0,372$, $a_1 = -123$, $c_2 = 7$, $a_2 = 0,5$. [9] Hodnota n_{rp} je známa zo vzťahu 3.48, počet prepážiek n_p z Tab. 3.4 a ρ_2 z Tab. 3.3. Veličina u_{2N} je rýchlosť prúdenia v najužšom prietochom priereze zaplneného priestoru medzi jednou roztečou prepážiek v ose výmenníku S_{2Z} , známeho z rov. (3.44).

$$u_{2N} = \frac{M_2}{S_{2Z} \cdot \rho_2} \quad (3.93)$$

Korekčný faktor z_2 zohľadňuje zmenu látkových vlastností v medznej vrstve vrátane vplyvu smeru tepelného toku. Pre kvapaliny platí:

$$z_2 = \left(\frac{\eta_s}{\eta_2} \right)^{0,14} \quad (3.94)$$

Kde η_s je známa z Tab. 3.5 a η_2 z Tab. 3.3. Korekčný faktor z_3 zohľadňuje vplyv obtokových prúdov medzi trubkovým zväzkom a plášťom výmenníku a platí preň rovnaký vzťah, ako pre koeficient y_7 , rov. (3.42), rozdiel je len v hodnote koeficientu c_1 . Pre $Re_2 \geq 100$ je $c_1 = 3,7$. [9]

$$z_3 = e^{\left[-c_1 \frac{S_{SS}}{S_{2Z}} \left(1 - \sqrt[3]{\frac{n_{PT}}{n_{rp}}} \right) \right]} \quad (3.95)$$

Korekčný faktor z_4 zohľadňuje vplyv skratkových prúdov medzi prepážkou a plášťom a medzi trúbkami zväzku a otvormi v prepážkach.

$$z_4 = e^{\left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{2Z}} \right)^{x_{13}} \right]} \quad (3.96)$$

Kde

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) + 0,8 \right] \quad (3.97)$$

Hodnoty S_{tp} , S_{ps} a S_{2Z} sú známe z rov. (3.38), (3.40) a (3.44).

Dosadením do rov. (3.90) až (3.97) dostaneme veľkosť Δp_{to} .

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(1 + \frac{604}{604 + 1\,811} \right) + 0,8 \right] = 0,613$$

$$z_4 = e^{\left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{604}{604 + 1\,811} \right) \cdot \left(\frac{604 + 1\,811}{11\,143} \right)^{0,611} \right]} = 0,521$$

$$z_3 = e^{\left[-3,7 \cdot \frac{1\,037}{11\,143} \left(1 - \sqrt[3]{\frac{0}{9}} \right) \right]} = 0,709$$

$$z_2 = \left(\frac{425,000 \cdot 10^{-6}}{314,439 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,14} = 1,03$$

$$u_{2N} = \frac{2,971}{11\,143 \cdot 10^{-3} \cdot 965,4} = 0,276 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$a = \frac{7}{1 + 0,14 \cdot 12\,594^{0,5}} = 0,419$$

$$\lambda_{22} = 0,372 \cdot \left(\frac{1,33}{19/12,7} \right)^{0,327} \cdot 12\,594^{-123} = 0,111$$

$$\Delta p_{t0} = 2 \cdot 0,111 \cdot 5 \cdot (8 - 1) \cdot 965,4 \cdot 0,276^2 \cdot 1,03 \cdot 0,709 \cdot 0,521 = 218,8 \text{ Pa}$$

Pre tlakové straty trením pri priečnom obtekaní trubiek v neoprepážkovanom priestore platí vzťah: [9]

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} - n_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot u_{2N}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \quad (3.98)$$

kde λ_{22} , n_{rp} , ρ_2 , u_{2N} , z_2 , z_3 , sú už známe a n_{rv} je počet radov trubiek vo výreze prepážky ovplyvnených priečnym prúdením pracovnej látky, a určí sa pomocou vzťahu:

$$n_{rv} = 2 \cdot \frac{h_{vs}}{t_{t2}} \quad (3.99)$$

Kde t_{t2} je veľkosť zvislej rozteče, daná vzťahom (3.5), a h_{vs} je výška zväzku vo výreze ovplyvnená priečnym prúdením pracovnej látky.

$$h_{vs} = 0,4 \cdot \left(\frac{D_1 - D_{CTL}}{2} - h_p \right) \quad (3.100)$$

$$h_{vs} = 0,4 \cdot \left(\frac{255,4 - 228}{2} - 169 \right) = 29,1 \text{ mm}$$

$$n_{rv} = 2 \cdot \frac{29,1}{16,454} = 3,5$$

Hodnoty D_1 , D_{CTL} a h_p sú známe z Obr. 3.2 a Tab. 3.4. Korekčný faktor z_5 zohľadňuje vplyv veľkostí neoprepážkovaných priestorov pod hrdlami.

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{l_{tn}} \right)^{2-a} \quad (3.101)$$

Kde t_p je rozteč prepážiek z kap. 3.2, l_{tn} je neoprepážkovaná dĺžka trubiek zo vzťahu (3.50) a exponent a pre $Re_2 \geq 100$ je 0,2.

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot 125}{186,7} \right)^{2-0,2} = 0,977$$

Dosadením do vzťahu (3.98) dostaneme výsledné tlakové straty Δp_{tn} .

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0,111 \cdot (5 - 3,5) \cdot 965,4 \cdot 0,276^2 \cdot 1,03 \cdot 0,709 \cdot 0,977 = 99,9 \text{ Pa}$$

Tlakové straty trením pri pozdĺžnom a priečnom obtekaní trubiek v priestore nad zrezaním prepážiek pre turbulentné prúdenie v medzitrubkovom priestore ($Re_2 \geq 100$) sa určia pomocou vzťahu:

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot (2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot u_{2V}^2}{2} \cdot z_4 \quad (3.102)$$

n_p je známe z Tab. 3.4, n_{rv} z rov. (3.100), ρ_2 z Tab. 3.3 a z_4 z rov. (3.96). u_{2V} je rýchlosť prúdenia vody vzťahnutá k strednému geometrickému priemeru prietochných prierezov.

$$u_{2V} = \frac{M_2}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{VZ} \cdot \rho_2}} \quad (3.103)$$

S_{2Z} je známy z rov. (3.44) a S_{VZ} je prietochný prierez zaplneného priestoru vo výreze nad prepážkou, daný vzťahom:

$$S_{VZ} = S_{VN} - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad (3.104)$$

Počet trubiek vo výreze prepážky n_{tv} a vonkajší priemer trubky d_2 sú už známe. Nezaplnený prierez nad prepážkou S_{VN} , pre zväzok bez tesniacich líšt sa určí pomocou vzťahu:

$$S_{VN} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \left(\frac{\Theta_{D_1}}{360} - \frac{\sin(\Theta_{D_1})}{2 \cdot \pi} \right) \quad (3.105)$$

kde vnútorný priemer plášťa D_1 a uhol zrazenia prepážky Θ_{D_1} sú už tiež známe z Obr. 3.2 a z Obr. 3.3. Dostaneme:

$$S_{VN} = \frac{\pi \cdot 255,4^2}{4} \cdot \left(\frac{142,3^\circ}{360^\circ} - \frac{\sin(142,3)}{2 \cdot \pi} \right) = 15\,254 \text{ mm}^2$$

$$S_{VZ} = 15\,254 - 34 \cdot \frac{\pi \cdot 12,7^2}{4} = 10\,947 \text{ mm}^2$$

$$u_{2V} = \frac{2,972}{\sqrt{0,011 \cdot 0,0109 \cdot 965,4}} = 0,279 \text{ m/s}$$

$$\Delta p_{tv} = 8 \cdot (2 + 0,6 \cdot 3,5) \cdot \frac{965,4 \cdot 0,279^2}{2} \cdot 0,521 = 644,4 \text{ Pa}$$

Dosadením hodnôt Δp_{to} , Δp_{tn} a Δp_{tv} do vzťahu (3.90) zistíme celkové tlakové straty v medzitrubkovom priestore so segmentovými prepážkami.

$$\Delta p_{z2} = 218,8 + 99,9 + 644,4 = 963,1 \text{ Pa}$$

3.9 Tlakové straty v medzitrubkovom priestore (koncentrické prepážky)

Výpočet tlakových strát v tejto kapitole postupuje podľa vzťahov, ktoré uvádza Slipcevic [11]. Tlakové straty sa určia pomocou vzťahu:

$$\Delta p_{k2} = \Delta p_B + \Delta p_{s1} + \Delta p_{s2} \quad (3.106)$$

Δp_B sú tlakové straty pri kolmom prúdení na trubkový zväzok, Δp_{s1} sú tlakové straty pri prúdení medzi diskom a stenou výmenníku, Δp_{s2} tlakové straty pri prúdení otvorom prstenca.

Tlakové straty Δp_B určíme zo vzťahu:

$$\Delta p_B = \xi_B \cdot (n_p + 1) \cdot \frac{\rho_2 \cdot u_B^2}{2} \quad (3.107)$$

Pomyselný prietochný prierez pre určenie rýchlosti prúdenia bude pre turbulentné prúdenie:

$$S_B = \left(\frac{1}{\sum \frac{1}{S_i^{1.8}}} \right)^{5/9} \quad (3.108)$$

Prietochné prierezy 5. a 6. radu sme už určili vzťahom (3.59). Rýchlosť prúdenia u_B potom bude:

$$u_B = \frac{M_2}{S_B \cdot \rho_2} \quad (3.109)$$

Reynoldsovo číslo určíme zo vzťahu:

$$Re_B = \frac{u_B \cdot d_2}{\nu_2} \quad (3.110)$$

Pomocou neho určíme súčiniteľ odporu pre turbulentné prúdenie:

$$\xi_B = \frac{3}{\left(Re_B \cdot \frac{t_t - d_2}{d_2} \right)^{0.2}} \quad (3.111)$$

Po dosadení dostaneme:

$$S_B = \left(\frac{1}{\frac{1}{0,019^{1.8}} + \frac{1}{0,022^{1.8}}} \right)^{5/9} = 9,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$u_B = \frac{2,972}{9,6 \cdot 10^{-3} \cdot 965,4} = 0,322 \text{ m/s}$$

$$Re_B = \frac{0,322 \cdot 0,0127}{3,257 \cdot 10^{-7}} = 12\,550$$

$$\xi_B = \frac{3}{\left(12\,550 \cdot \frac{0,019 - 0,0127}{0,0127} \right)^{0.2}} = 0,523$$

$$\Delta p_B = 0,523 \cdot (15 + 1) \cdot \frac{965,4 \cdot 0,322^2}{2} = 418,3 \text{ Pa}$$

Tlakové straty Δp_{s1} a Δp_{s2} určíme zo vzťahu:

$$\Delta p_{si} = \xi_{Si} \cdot \frac{n_p}{2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot u_{Si}^2}{2} \quad (3.112)$$

Rýchlosť prúdenia u_{s1} a u_{s2} poznáme zo vzťahu (3.62) a (3.63). Stratový súčiniteľ ξ_{s1} a ξ_{s2} určíme zo vzťahu

$$\xi_{Si} = 2,2 + \frac{286}{Re_{Si}^{0,845}} \quad (3.113)$$

Reynoldsovo číslo Re_{s1} a Re_{s2} poznáme zo vzťahu (3.67) a (3.68). Po dosadení dostaneme:

$$\xi_{s1} = 2,2 + \frac{286}{23\,076^{0,845}} = 2,259$$

$$\xi_{s2} = 2,2 + \frac{286}{13\,543^{0,845}} = 2,296$$

$$\Delta p_{s1} = 2,296 \cdot \frac{15}{2} \cdot \frac{965,4 \cdot 0,307^2}{2} = 771,5 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{s2} = 2,259 \cdot \frac{15}{2} \cdot \frac{965,4 \cdot 0,295^2}{2} = 725,6 \text{ Pa}$$

Výsledná tlaková strata Δp_{k2} je po dosadení do vzťahu (3.106):

$$\Delta p_{k2} = 418,3 + 771,5 + 725,6 = 1\,915,4 \text{ Pa}$$

3.10 Konštrukčný návrh výmenníkov

V Tab. 3.6 a Tab. 3.7 sú uvedené konštrukčné parametre navrhnutého plášťového trubkového výmenníku so segmentovými a s koncentrickými prepážkami. (pozn. tabuľka začína na druhej strane)

Tab. 3.6 Parametre navrhnutého výmenníku so segmentovými prepážkami

	Symbol	Hodnota	Jednotka
Požadovaný výkon výmenníku	Q_b	500	kW
Objemový prietok ohrievaného média	V_1	0,01	m^3/s
Objemový prietok ochladzovaného média	V_2	0,003	m^3/s
Teplota ohrievaného média na vstupe	t_{11}	45	$^{\circ}C$
Teplota ohrievaného média na výstupe	t_{12}	57	$^{\circ}C$
Teplota ochladzovaného média na vstupe	t_{21}	110	$^{\circ}C$
Teplota ochladzovaného média na výstupe	t_{22}	70	$^{\circ}C$
Hmotnostný prietok chladiaceho média	M_1	10	kg/s
Hmotnostný prietok ochladzovaného média	M_2	2,97	kg/s
Vonkajší priemer plášťa	D_2	0,273	m
Hrúbka steny plášťa	δ_2	0,0088	m
Vnútorý priemer plášťa	D_1	0,2554	m
Počet teplovýmenných trubiek	n_t	127	—
Dĺžka teplovýmenných trubiek	l_t	1,3	m
Vonkajší priemer trubiek	d_2	0,0127	m
Hrúbka steny trubiek	δ_1	0,0012	m
Vnútorý priemer trubiek	d_1	0,0103	m
Rozteč teplovýmenných trubiek	t_t	0,019	m
Šírka trubkovnice	t_{ts}	0,025	m
Rýchlosť v TP	u_1	0,957	m/s
Súčiniteľ prestupu tepla v TP	α_1	6 045	$W/m^2 \cdot K$
Tlaková strata v TP	Δp_{z1}	1 986,5	Pa
Segmentové prepážky			
Počet prepážiek	n_p	8	—
Rozteč prepážiek	t_p	0,125	m
Veľkosť neoprepážkovaného priestoru	l_{tn}	0,187	m
Rýchlosť v MP	u_2	0,206	m/s
Súčiniteľ prestupu tepla v MP	α_{2s}	3 850	$W/m^2 \cdot K$
Súčiniteľ prestupu tepla	k_s	81,4	$W/m \cdot K$
Skutočný výkon výmenníku	Q_s	500,7	kW
Tlaková strata v MP	Δp_{z2}	963,1	Pa

Tab. 3.7 Parametre navrhnutého výmenníku s koncentrickými prepážkami

	Symbol	Hodnota	Jednotka
Požadovaný výkon výmenníku	Q_b	500	kW
Objemový prietok ohrievaného média	V_1	0,01	m^3/s
Objemový prietok ochladzovaného média	V_2	0,003	m^3/s
Teplota ohrievaného média na vstupe	t_{11}	45	$^{\circ}C$
Teplota ohrievaného média na výstupe	t_{12}	57	$^{\circ}C$
Teplota ochladzovaného média na vstupe	t_{21}	110	$^{\circ}C$
Teplota ochladzovaného média na výstupe	t_{22}	70	$^{\circ}C$
Hmotnostný prietok chladiaceho média	M_1	10	kg/s
Hmotnostný prietok ochladzovaného média	M_2	2,97	kg/s
Vonkajší priemer plášťa	D_2	0,273	m
Hrúbka steny plášťa	δ_2	0,0088	m
Vnútorý priemer plášťa	D_1	0,2554	m
Počet teplovýmenných trubiek	n_t	127	—
Dĺžka teplovýmenných trubiek	l_t	1,3	m
Vonkajší priemer trubiek	d_2	0,0127	m
Hrúbka steny trubiek	δ_1	0,0012	m
Vnútorý priemer trubiek	d_1	0,0103	m
Rozteč teplovýmenných trubiek	t_t	0,019	m
Šírka trubkovnice	t_{ts}	0,025	m
Rýchlosť v TP	u_1	0,957	m/s
Súčiniteľ prestupu tepla v TP	α_1	6 045	$W/m^2 \cdot K$
Tlaková strata v TP	Δp_{z1}	1 986,5	Pa
Koncentrické prepážky			
Počet prepážiek	n_p	15	—
Rozteč prepážiek	t_p	0,70	m
Veľkosť neoprepážkovaného priestoru	l_{tn}	0,134	m
Rýchlosť v MP	u_q	216	m/s
Súčiniteľ prestupu tepla v MP	α_{2k}	3 848	$W/m^2 \cdot K$
Súčiniteľ prestupu tepla	k_k	81,4	$W/m \cdot K$
Skutočný výkon výmenníku	Q_k	500,6	kW
Tlaková strata v MP	Δp_{k2}	1 915,4	Pa

ZÁVER

Táto bakalárska práca sa zaoberá návrhom plášťového výmenníku tepla s dvoma typmi prepážkových systémov - segmentovým a koncentrickým.

V prvej kapitole je uvedená krátka rešerš výmenníkov tepla, ktorá sa zaoberá ich rozdelením podľa uvedených parametrov. V druhej kapitole bol v krátkosti popísaný plášťový konštrukčný typ výmenníku. Vo výpočtovej časti bol popísaný návrh, hydraulický a termický výpočet pre obe varianty prepážkových systémov, navrhnutých podľa hodnôt z Tab. 3.1.

Pri návrhu trubkového zväzku bol z rovnice tepelných bilancií spočítaný hmotnostný prietok ochladzovaného média. Toto médium nebolo umiestnené do trubkového priestoru, pretože dosiahnutie potrebnej teploty plochy s ohľadom na odporúčanú rýchlosť prúdenia v trubkách by vyžadovalo, aby bolo zariadenie dlhšie, ako je odporúčané. Preto bol zvolený hmotnostný prietok chladiva 10 kg/s , ktoré bolo umiestnené do trubkového priestoru. Parametre trubkového priestoru sú znázornené na Obr. 3.2.

Prepážky boli navrhnuté podľa odporúčaní uvedenej literatúry. Zároveň bola odhadnutá stredná teplota steny trubky, aby bolo možné zohľadniť vplyv medznej vrstvy na prechod tepla. Z Tab. 3.6 a Tab. 3.7 vyplýva, že kvôli nižším tlakovým stratám sú segmentové prepážky v tomto prípade vhodnejším variantom ako koncentrické prepážky, napriek tomu, že nižšie tlakové straty boli predpokladané pri koncentrickom type. Tlaková strata v trubkovom priestore bola $1986,5 \text{ Pa}$, v medzitrubkovom $963,1 \text{ Pa}$ v prípade segmentových, a $1915,4 \text{ Pa}$ v prípade koncentrických prepážiek. Výkon zariadenia bol $500,7 \text{ kW}$ v prípade segmentových a $500,6 \text{ kW}$ v prípade koncentrických prepážiek.

Čo sa týka výpočtu koeficientov prechodu tepla pre jednotlivé prepážky, ich metódy výpočtov boli odlišné. Výpočet segmentových prepážiek prebiehal jednotlivo pre celý medzitrubkový priestor. Obsahoval empirické vzťahy odvodené pre výpočet jednej rýchlosti prúdenia, jedného Nusseltovho čísla a jedného koeficientu prechodu tepla pre celý medzitrubkový priestor a viaceré opravňujúce koeficienty, kdežto výpočet koncentrických prepážiek prebiehal, podobne ako výpočet tlakových strát v oboch prípadoch, oddelene pre tri prietochové prierezy (prierez medzi stenou a diskom, medzi diskom a prstencom a v otvore prstenca), neobsahoval opravňujúce koeficienty, a výsledný koeficient prechodu tepla závisel na pomere počtu trubiek v jednotlivých prierezoch.

Tlakové straty boli v oboch prípadoch určené podobným systémom, líšili sa v použitých vzťahoch. Obe metódy sú pomerne dlho známe a ich presnosť bola experimentálne overená.

Vyššie tlakové straty koncentrických prepážiek môžu v tomto prípade súvisieť s rozdielnym charakterom prúdenia v oblastiach prúdenia kolmo na trubky, kde pri segmentových prepážkach majú prietochové prierezy v danej oblasti tvar obdĺžnika a pri koncentrických prepážkach tvar valcových plôch. Kvôli relatívne nízkemu počtu trubiek vo zväzku je jednoduchšie regulovať veľkosť výrezu segmentovej prepážky ako veľkosť otvoru prstenca a prierezu medzi diskom a stenou výmenníku, a zároveň zachovať ich rovnaké veľkosti. To mohlo viesť k vyššiemu počtu koncentrických prepážiek, a s tým spojené vyššie tlakové straty.

Práca obsahuje aj výkresovú dokumentáciu obsiahnutú v prílohe.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2013. Mechanical engineering series (Boca Raton, Fla.). ISBN 978-1-4398-4213-3.
- [2] PECIAR, Peter. *Procesné strojnictvo II. 1. V Bratislave: Slovenská technická univerzita*, 2016. Edícia skript (Slovenská technická univerzita). ISBN 978-802-2745-406.
- [3] *Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [4] SHAH, R. a Dušan SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. 1. Hoboken, NJ: John Wiley, 2003. ISBN 978-1-61583-328-3.
- [5] STEAM TABLES: *Heat Exchanger Design Handbook* [online]. Washington: VDI-Verlag, 1986 [cit. 2020-04-12]. Dostupné z: <http://thermopedia.com/content/1150/>
- [6] SLIPČEVIĆ, B. *Designing heat exchangers with disk and ring baffles*. Sulzer Tech. Rev. 1976, (3), 114–120.
- [7] Water properties. Online *calculation of properties of water and steam* [online]. Berlin: Berndt Wischnewski, 2007 [cit. 2020-05-21]. Dostupné z: http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html
- [8] ISO 4200: *International standart. 4.* online: International Organization for Standardization, 1991. Dostupné také z: <http://www.wes.ir/files/797832605piptub.pdf>
- [9] STEHLÍK, Petr. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. 1. Brno: Vysoké učení technické, 1991. ISBN 80-214-0363-2.
- [10] TEMA, *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 9th edn. Tarrytown, NY: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2007.
- [11] SLIPČEVIĆ, B. *Shell-Side Pressure drop in Shell-and-Tube Heat Exchangers with Disk and Ring Baffles*. SULZER TECHNICAL REVIEW. 1978, (1), 28-30.

ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$2k_d$	Rozdiel vnútorného priemeru plášťa a prepážky	m
$2k_p$	Rozdiel priemeru trubky a diery v prepážke	m
c_p	Merná tepelná kapacita za konst. tlaku	$J/kg \cdot K$
D	Priemer plášťa	m
D_{ctl}	Priemer obalovej kružnice stredom okrajových trubiiek	m
D_d	Priemer disku	m
D_{otl}	Priemer obalovej kružnice stenou okrajových trubiiek	m
D_p	Priemer segmentovej prepážky	m
d	Priemer trubiiek	m
d_a	Priemer dier v prepážke	m
d_h	Hydraulický priemer	m
d_p	Priemer otvoru prstenca	m
i	Merná entalpia	kJ/k
k	Celkový koeficient prestupu tepla	$W/m \cdot K$
k_{r1}	Relatívna drsnosť trubky	—
k_t	Medzera medzi trubkovým zväzkom a plášťom	m
L_s	Vzdialenosť medzi dvoma koncentrickými prepážkami	m
l_t	Dĺžka trubiiek	m
l_{tn}	Neoprepážkovaná dĺžka trubiiek	m
l_{ts}	Šírka trubkovnice	m
M	Hmotnostný tok média	kg/s
N	Počet trubiiek v danom rade	—
Nu	Nusseltovo číslo	—
n	Počet trubiiek v danej oblasti	—
Pr	Prandtlovo číslo	—
p	Tlak média	Pa
Re	Reynoldsovo číslo	—
S	Prietokový prierez	—
s_p	Šírka prepážiek	m
t	Teplota média	—
t_p	Rozteč prepážiek	m
t_w	Stredná teplota steny trubky	—
u	Rýchlosť prúdenia	m/s
x	Substitučný faktor	—
y	Korekčný faktor koeficientu prestupu tepla	—

z	Korekčný faktor tlakových strát	—
α	Koeficient prestupu tepla	$W/m^2 \cdot K$
Δp	Tlakové straty	—
δ	Šírka steny	m
η	Dynamická viskozita	$Pa \cdot s$
θ	Uhol zrazenia segmentovej prepážky	°
λ	Tepelná vodivosť	$W/m \cdot K$
ξ	Súčiniteľ odporu	—
ρ	Hustota	kg/m^3
ν	Kinematická viskozita	m^2/s
ψ	Medzerovitosť trubkového zväzku	—

ZOZNAM OBRÁZKOV

Obr. 2.1 Plášťový výmenník [4].....	14
Obr. 2.2 Jedno segmentové a koncentrické prepážky [1].....	14
Obr. 3.1 Kříženie teplôt [1]	16
Obr. 3.2 Parametre navrhnutého trubkového zväzku (mm)	18
Obr. 3.3 Segmentová prepážka (mm).....	22
Obr. 3.4 Otvor prstenca a disk koncentrických prepážiek (mm).....	28

ZOZNAM TABULIEK

Tab. 3.1 Zadané hodnoty.....	15
Tab. 3.2 Hodnoty mernej entalpie ochladzovanej vody pri teplote t_2 a tlaku p_2 [4]	15
Tab. 3.3 Vlastnosti médií [7]	17
Tab. 3.4 Parametre prepážkových systémov (mm).....	20
Tab. 3.5 Vlastnosti vody pri teplote trubky $t_w = 66,2$ °C a tlakoch p_1 a p_2 [7]	21
Tab. 3.6 Parametre navrhnutého výmenníku so segmentovými prepážkami	40
Tab. 3.7 Parametre navrhnutého výmenníku s koncentrickými prepážkami	41

ZOZNAM PRÍLOH

- 1) Výkresová dokumentácia výmenníku so segmentovými prepážkami
- 2) Výkresová dokumentácia výmenníku s koncentrickými prepážkami