

30. Setkání kateder mechaniky tekutin a termomechaniky



22.-24.6. 2011

Špindlerův Mlýn

Jednotlivý příspěvek ze sborníku



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI



evropský
sociální
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

OPTIMALIZÁCIA VNÚTORNÉHO VÝMENNÍKA TEPLA ABSORBÉRA MALÉHO ABSORPČNÉHO CHLADIACEHO ZARIADENIA

Peter Mlynár¹

¹ Ing. Peter Mlynár, STU Bratislava, Strojnícka fakulta, Ústav tepelnej energetiky, Nám. slobody 17, 812 31 Bratislava, peter.mlynar@stuba.sk

Abstrakt: Článok je zameraný na optimalizáciu vnútorného výmenníka tepla absorbéra ACHZ prostredníctvom regulácie prietoku pracovného roztoku, na základe matematického modelu. Ten popisuje vplyv rýchlosti prúdenia pracovného roztoku na prechod tepla vo vnútornom výmenníku, so simuláciou rôznych prevádzkových režimov. Výsledky výpočtov sú porovnávané pre rôzne riešenia teplovýmennej plochy výmenníka, konkrétne sa jedná o špirálový VT tvorený hladkou medenou rúrkou alebo nerezovým vlnovcom. Z modelu je zrejma závislosť súčiniteľa prechodu tepla na prietoku pracovného roztoku a taktiež vyššie hodnoty možného tepelného toku v prípade medenej rúrky.

1. Úvod

Pri návrhu malých absorpčných chladiacich systémov [5] sa konštruktér stretá s množstvom problémov a úskalí. Jedným z nich je aj voľba veľkosti prietoku pracovného roztoku zariadením a spôsobu jeho správneho nastavenia. Spravidla sa jedná o zaradenie člena s nastaviteľnou tlakovou stratou do potrubia spájajúceho absorbér a desorbér. Požadovaný prietok je následne dosiahnutý správnym nastavením tlakovej straty pri konkrétnych tlakových pomeroch zariadenia. V nasledujúcom článku je spracovaná problematika zaoberajúca sa vzťahom medzi veľkosťou prietoku roztoku a prestupom tepla v absorbéry.

2. Matematický model

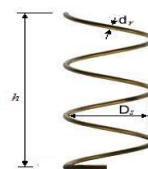
Za spomínaným účelom bol vytvorený matematický model v programe Excel. Vstupné údaje boli tvorené popisom fyzikálnych vlastností použitých materiálov, geometrie výmenníka, hmotnostné toky pracovného roztoku a sekundárnej chladiacej vody. Výstupom výpočtu je získanie hodnôt súčiniteľa prechodu tepla pre jednotlivé režimy a materiály výmenníka. Geometria výmenníka je tvorená špirálovým zatočením rúrky do valcového telesa. Program pozostáva

z výpočtu súčiniteľa prestupu tepla na sekundárnej strane, spôsobenom prúdením vo vnútri rúrky, na primárnej strane t.j. obtekaním rúrok z vonkajšej strany roztokom a následným vypočítaním súčiniteľa prechodu tepla v absorbéry.

3. Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na sekundárnej strane

V tomto prípade sa jedná o prúdenie v rúrke s kruhovým prierezom, ktorá je v priestore stočená do špirály, tak že vytvára valcové teleso o priemere D_s a výške h_s podľa obr. 1. Na určenie režimu prúdenia slúži Reynoldsove číslo (1).

$$Re = \frac{c \cdot d_r}{\nu} \quad (1)$$



Obr. 1: Špirálový výmenník tepla

Skrutkovicová trajektória prúdu zapríčiňuje výraznejšie premiešavanie tekutiny a rozdeľuje režim prúdenia na laminárne, laminárne s druhotnou cirkuláciou a turbulentné s druhotnou cirkuláciou. Pre experimentálne

zariadenie sú kritické hodnoty Reynoldsovo čísla podľa [4] nasledovné.

$$Re'_k = 11,6 \left(\frac{d_r}{D_s} \right)^{-0,5} \quad (2)$$

$$Re''_k = 18500 \left(\frac{d_r}{D_s} \right)^{0,28} \quad (3)$$

Na výpočet koeficientu prestupu tepla je možné použiť Nusseltovo kritérium (4), pričom

$$Nu = \frac{\alpha_1 \cdot d_r}{\lambda_{pl}} \quad (4)$$

kritériálne rovnice pre jednotlivé oblasti prúdenia budú:

$$Re_t \leq Re'_k: Nu = 0,17 Re_t^{0,33} \cdot Pr_t^{0,43} \cdot Gr_t^{0,1} \quad (5)$$

$$Re'_k \leq Re_t \leq Re''_k: Nu = 0,021 Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{0,43} \quad (6)$$

$$Re_t \geq Re''_k: Nu = 0,021 Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{0,43} \cdot \varepsilon_r \quad (7)$$

kde ε_r je opravný súčiniteľ zohľadňujúci druhotnú cirkuláciu a počíta sa podľa vzťahu (8).

$$\varepsilon_r = 1 + 3,6 \frac{d_r}{D_s} \quad (8)$$

4. Výpočet súčiniteľa prestupu tepla na primárnej strane

V tomto prípade sa jedná o obtekanie zväzku rúrok zatočených do skrutkovice. Pri prvom priblížení môžeme takúto geometriu interpretovať ako sústavu horizontálnych trubiek. Nad nimi sa nachádza distribútor, slúžiaci na rovnomerné rozdelenie pritekajúcej pracovnej látky s účelom maximalizácie zmáčanej teplovýmennej plochy. Pohyb média v priestore výmenníka je zabezpečovaný prostredníctvom gravitačných síl. Rozdiely v zmáčaní hladkého a profilovaného (vlnovec) povrchu sú predovšetkým v rozdielnej hrúbke stekajúceho filmu a väčšom usmerňovaní prúdu v prípade rebrovaného povrchu. Touto problematikou sa zaoberá viacero zahraničných článkov, vrátane riešení pomocou chemických inhibítorov na zníženie povrchového napätia [1], [2].

Výpočtový model podľa [3] neuvažuje s postupnou zmenou koncentrácie pracovného roztoku vplyvom absorpcie /desorpcie

v príslušných výmenníkoch chladiaceho zariadenia. Z tohto dôvodu je aj hmotnostný tok roztoku výmenníkom konštantný. V stekajúcom filme je uvažované čisto laminárne prúdenie. Preto hrúbka filmu je funkciou fyzikálnych vlastností látky, zmáčavého pomeru, uhla obtekania a veľkosti toku (9).

$$\delta_f = \left(\frac{3 \mu \dot{m}_{pl}}{(WR) \rho^2 g \sin \theta} \right)^{1/3} \quad (9)$$

Teplotný profil v uvažovanej laminárnej vrstve filmu je podľa [3] lineárny a teplotu roztoku možno určiť podľa (10). V skutočnosti sa teplotný profil v blízkom okolí fázového rozhrania odchyľuje od lineárneho smeru v dôsledku silnej absorpcie, no v spracovanom modeli sa tento fakt zanedbáva.

$$T_{pl} = \frac{5T_t + 3T_w}{8} \quad (10)$$

Predpokladom na určenie odvádzaného tepelného toku cez film bolo stanovenie nulového tepelného toku do pary.

$$q'' = \frac{\lambda}{\delta_f} (T_t - T_w) = \alpha_o' (T_{pl} - T_w) \quad (11)$$






Dosadením rovnice (10) do (11) získame súčiniteľ prestupu tepla filmom s uvažovaním zmáčavého pomeru (12).

$$\alpha_o = \frac{8}{5} (WR) \frac{\lambda}{\delta_f} \quad (12)$$

5. Výpočet súčiniteľa prechodu tepla

Výpočet súčiniteľa prechodu tepla v prípade hladkej rúrky možno určiť podľa vzťahu (13).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (13)$$

Prúdenie	Laminárne	Prechodné	Turbulentné	Prechodné	Vysoko rýchlostné
Rýchlostný profil					
	Re 10 ²	2 4 6 8 10 ³	2 4 6 8 10 ³	2 4 6 8 10 ³	2 4 6 8 10 ⁴

Obr. 2: Režimy prúdenia vo vlnovci

Rozdiel v prípade vlnovca je vo vytvorení vrstvy s odlišnou rýchlosťou prúdenia ako je rýchlosť hlavného prúdu. Tá vzniká v zaplavených rebrách a ich blízkom okolí. Prúdenie v týchto miestach je závislé od režimu prúdenia hlavného prúdu a schematicky je znázornené na obr. 2. Následne vzťah na výpočet súčiniteľa prechodu tepla bol upravený na nasledujúci tvar (14).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{2} \frac{\delta_{sv}}{\lambda_{sv}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (14)$$

Vstupné údaje pre výpočet:

Hladká rúrka:

Materiál:	Med'
Vonkajší priemer:	14 [mm]
Vnútorý priemer:	12 [mm]
Hrúbka steny:	1 [mm]
Plocha povrchu:	0,03925 [m ² /m]
Tepelná vodivosť steny:	395 [W/m·K]

Vlnovec:

Materiál:	AISI 321
Vonkajší priemer:	16,8 [mm]
Vnútorý priemer:	12,2 [mm]
Hrúbka steny:	0,15 [mm]
Plocha povrchu:	0,07986 [m ² /m]
Tepelná vodivosť steny:	16,3 [W/m·K]

Ostatné vstupné údaje, spoločné pre oba výmenníky:

Hmotnostný tok sekundárnej látky:
0,022 – 0,168 [kg/s]

Hmotnostný tok primárnej látky:
0,006 – 0,16 [kg/s]

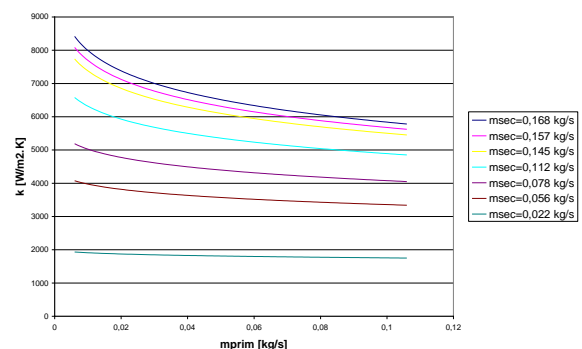
Zmäčavý pomer: 0,7

6. Výsledky výpočtov

Výsledky simulácie pre zvolené vstupné údaje je možné vidieť na obr. 3 pre hladkú rúrku a na obr. 4 pre vlnovec. Ich vzájomné porovnanie je na obr. 5.

Z obr. 3 vidno jednoznačný vplyv prietoku

pracovného vodného roztoku LiBr (\dot{m}_{prim}) na súčiniteľ prechodu tepla. Dôsledkom jeho zmeny je ovplyvnenie súčiniteľa o 10 až 45% v závislosti od prietoku na sekundárnej strane výmenníka. Príčinou rozdielnej strmosti klesania kriviek je rozdielny odpor medznej vrstvy na sekundárnej strane zapríčinený práve rozdielnou rýchlosťou prúdenia. A teda z porovnania všetkých kriviek vidno ako sa na súčiniteli prechodu tepla uplatňujú odpory medzných vrstiev na primárnej a sekundárnej strane. Možnosť zmeny súčiniteľa prechodu tepla taktiež priaznivo ovplyvňuje aj vysoká tepelná vodivosť použitého materiálu. Z uvedenej závislosti je zrejماً možnosť zmeny fyzických rozmerov teplovýmennej plochy pri rovnakom tepelnom toku.

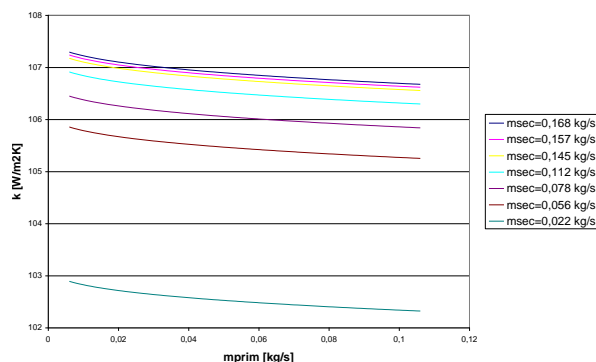


Obr. 3: Súčiniteľ prechodu tepla pre hladkú rúrku

V prípade použitia nerezového vlnovca je zrejماً nižšia miera ovplyvňovania súčiniteľa

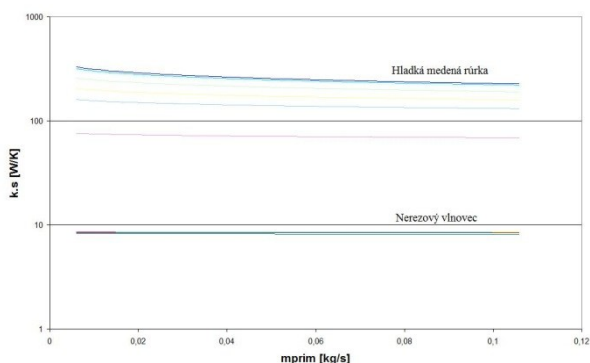
prechodu tepla prietokom roztoku LiBr (\dot{m}_{prim}). Tá sa v tomto prípade pohybuje rádovo v okolí 1%. Taktiež sú viditeľné výrazne menšie

hodnoty súčiniteľa prechodu tepla ako v predošlom prípade. Všetky tieto rozdiely sú následkom zhoršenia tepelných vlastností použitého materiálu a to aj napriek menšej hrúbke steny. Podiel odporov oboch medzných vrstiev bol výrazne nižší ako odpor vedenia materiálom steny.



Obr. 4: Súčiniteľ prechodu tepla pre nerezový vlnovec

Za účelom porovnania a určenia vhodnejšieho materiálu pre teplovýmennú plochu vzhľadom na veľkosť prenášaného tepelného výkonu je potrebné porovnávať súčin súčiniteľa prechodu tepla a vytvorenej teplovýmennej plochy, nakoľko povrchy oboch materiálov sú pri rovnakej dĺžke rozdielne. Vyobrazenie porovnania je na obr. 5. Do výpočtu bol zahrnutý aj vplyv prúdenia na oboch stranách výmenníka podľa predchádzajúceho modelu. Z výsledkov sú viditeľné rádové rozdiely v prospech hladkej medenej rúrky a to napriek výrazne menšej teplovýmennej ploche. Tento jav je zapríčinený rozdielnym tepelným odporom stien a prevláda nad benefitom zvýšenej povrchovej plochy vlnovca.



Obr. 5: Súčin k.S pre hladkú medenú rúrku a nerezový vlnovec

7. Záver

Z výsledkov predchádzajúcich výpočtov je zrejmé, že z hľadiska rozmerov teplovýmennej plochy je použitie hladkej medenej rúrky vhodnejšie. Pri samotnej konštrukcii však treba zohľadniť aj vhodnosť použitých materiálov z hľadiska ich korozívnych vlastností. Uvádzaný algoritmus je platný pre použitie v absorbéri. Taktiež bola preukázaná závislosť zmeny súčiniteľa prechodu tepla na veľkosti prúdenia roztoku a teda aj možnosť zvýšenia chladiaceho výkonu zariadenia dôsledkom zvýšenia chladiaceho výkonu, prostredníctvom nastavenia optimálneho pracovného bodu.

8. Literatura

- [1] Ribatskia Gherhardt, Jacobib Anthony M., Falling-film evaporation on horizontal tubes—a critical review, Laboratory of Heat and Mass Transfer, Faculty of Engineering Science, Swiss Federal Institute of Technology, 2004
- [2] Md. Raisul Islam, Wijesundera N.E., Ho J.C., Performance study of a falling-film absorber with a film-inverting configuration, Mechanical Engineering, National University of Singapore, 2002
- [3] L. Hoffmann, Experimental investigation of heat transfer in a horizontal tube falling film absorber with aqueous solutions of LiBr with and without surfactants, International Journal of Refrigeration 19, 331–341, 1996
- [4] Ferstl K., Vybrané state z prúdenia a prenosu tepla, ES STU Bratislava 1995
- [5] Čurka D., Kompaktný chladiaci sorpčný systém LiBr/voda poháňaný horúcou vodou zo solárnych kolektorov, Mechanikal Engineering, STU Bratislava 2007