

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 výmenníka tepla vo výparníku malého absorpčného chladiaceho zariadenia

Peter KUBÁŇ¹, Michal SALAJ²

¹ Ing. Peter Kubáň, Strojnícka fakulta, Slovenská technická univerzita, Nám. Slobody 17, peter.kuban@stuba.sk

² Ing. Michal Salaj, Strojnícka fakulta, Slovenská technická univerzita, Nám. Slobody 17, michal.salaj@stuba.sk

Abstrakt: . Článok sa zaoberá vplyvom prietoku a rýchlosti prúdenia vody na primárnej a sekundárnej strane vnútorného výmenníka tepla v ACHZ (absorpčné chladiace zariadenie) na prechod tepla. Konkrétne dosahované parametre koeficientov prestupu tepla sú vypočítané na základe matematického modelu, ktorý samostatne rieši primárnu a sekundárnu stranu výmenníka tepla špirálového typu. Z modelu vyjde závislosť koeficientu prechodu tepla od prietoku vody, z čoho je možné určiť optimálne prevádzkové parametre výmenníka tepla.

1. Úvod

Pri výskume a vývoji malého ACHZ je jedným z dôležitých cieľov zmenšenie rozmerov zariadenia pri zachovaní užitočného chladiaceho výkonu. Tento cieľ je možné dosiahnuť optimalizáciou vnútorných výmenníkov tepla, ktoré zaberajú najväčší objem zariadenia. Zmenšenie objemu výmenníkov si vyžaduje zlepšenie prechodu tepla, čo je možné dosiahnuť buď pomocou vhodnej konštrukcie výmenníka, alebo zlepšením prevádzkových parametrov, ako sú prietoky médií na primárnej a sekundárnej strane. Cieľom tohto článku je ukázať vplyv prietoku médií na koeficient prechodu tepla skrutkovicovo vinutého výmenníka tepla, ktorý slúži ako výparník so stekajúcim filmom na vonkajšej strane skrutkovice. Dosahované hodnoty koeficientu prestupu tepla sú vypočítané z ďalej uvedeného matematického modelu.

2. Matematický model

Úloha výpočtu prestupu tepla pre výparník s použitím špirálovo vinutého výmenníka tepla je pomerne obsiahla a komplexná, predovšetkým kvôli dvojfázovej premene, vyparovaniu na vonkajšej strane povrchu špirálových trubiek. Pri tomto vyparovaní predpokladám povrchový var v kvapaline, kedy sa prestup tepla obmedzuje hlavne na voľnú konvekciu. Tepelný tok v tomto prípade dosahuje vysokých hodnôt a pri ustálenom procese rastie hustota tepelného toku s rastom rozdielu

teplôt medzi povrchom rúrky a povrchom kvapaliny [1]. Lineárny koeficient prechodu tepla k_l pre valcovú stenu je vyjadrený rovnicou:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot D_1 \cdot \alpha_o} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D_2}{D_1} + \frac{1}{\pi \cdot D_2 \cdot \alpha_k}} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (1)$$

kde D_1 je vnútorný priemer rúrky, D_2 vonkajší priemer rúrky, α_k koeficient prestupu tepla konvekciou vo vnútri skrutkovice, α_o koeficient prestupu tepla pri vyparovaní a vrení a λ je tepelná vodivosť steny rúrky.

Koeficient prestupu tepla vo vnútri skrutkovice

Odstredivé sily v kvapaline prúdiacej cez zakrivenú rúrku spôsobujú sekundárne cirkulácie smerom von cez jadro rúrky a vytvárajú pár symetrických vírov. Kombinácia hlavného a sekundárneho prúdenia vytvára rýchlostné pole, v ktorom je maximálna rýchlosť posunutá smerom von od centra rúrky. Sekundárne prúdenie vytvára priečny transport tekutiny v priereze rúrky. Tento dodatočný konvektívny transport zvyšuje prestup tepla medzi tekutinou a stenou rúrky, súčasne však zvyšuje tlakovú stratu v porovnaní s rovnou rúrkou. Rozdiely sa objavujú hlavne v laminárnom prúdení [1].

Sekundárne prúdenie ma stabilizačný efekt na laminárne prúdenie. Akékoľvek poruchy sú podľa všetkého tlmené sekundárnym

prúdením. Z tohto dôvodu je prechod z laminárneho do turbulentného prúdenia posunutý do vyšších Reynoldsových čísel so zvyšujúcim sa relatívnym zakrivením (d/D). Kritické Reynoldsovo číslo je podľa Schmidta

$$Re_{crit} = 2300 \cdot \left[1 + 8,6 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,45} \right] \quad (2)$$

Táto rovnica je založená na hodnote kritického Reynoldsovho čísla $Re=2300$ pre rovné rúrky [1]. Nusseltovo číslo je počítané zo vzťahu

$$Nu = \frac{\alpha \cdot k \cdot d}{\lambda} \quad (3)$$

s λ tepelnou vodivosťou tekutiny. Reynoldsovo číslo je počítané z rovnice

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\eta} \quad (4)$$

kde \dot{m} je hmotnostný tok na jednotku plochy a η je dynamická viskozita tekutiny. Fyzikálne vlastnosti tekutiny sú počítané zo strednej teploty tekutiny T_m

$$T_m = (T_{in} + T_{out})/2 \quad (5)$$

Prestup tepla pri laminárnom prúdení je počítaný pomocou kritériálnej rovnice podľa Schmidta ktorá sa zhoduje s nameranými údajmi s odchýlkou $\pm 15\%$

$$Nu = 3,66 + 0,08 \cdot \left[1 + 0,8 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,9} \right] \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,14} \quad (6)$$

$$\text{kde } m = 0,5 + 0,2903 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^{0,194} \quad (7)$$

Prandtlovo číslo Pr je vypočítané pri priemernej teplote tekutiny T_m a Pr_w pri teplote steny. Exponent $m = \left(Pr / Pr_w \right)^{0,14}$ bol vložený do originálnej rovnice Schmidtom aby sa zohľadnila závislosť fyzikálnych vlastností od teploty. Táto rovnica platí pre $Re < Re_{crit}$ tak ako je zadefinované vyššie [1].

Prestup tepla pri turbulentnom prúdení je počítaný pomocou kritériálnej rovnice podľa Gnielskeho ktorá sa zhoduje s nameranými údajmi s odchýlkou $\pm 15\%$ a platí pre oblasť $Re > 2,2 \times 10^4$

$$Nu_t = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{f/8} \cdot \left(\frac{2}{Pr^3} - 1 \right)} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,14} \quad (8)$$

Faktor trenia pre turbulentné prúdenie v rúrkovom špirálovo vinutom výmenníku tepla je podľa Mishra a Gupta vyjadrený nasledovne

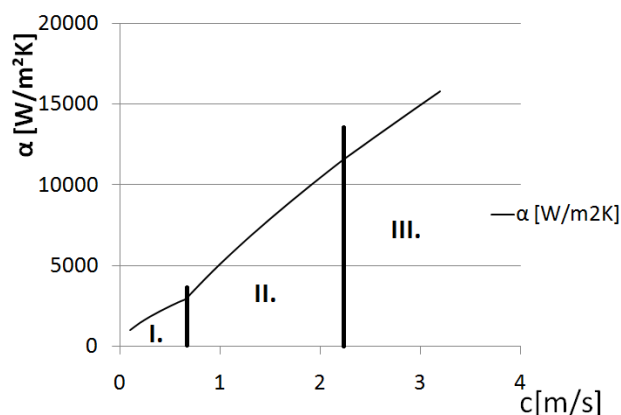
$$f = \left[\frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 0,03 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^{0,5} \right] \cdot \left(\frac{\eta_w}{\eta} \right)^{0,27} \quad (9)$$

V korekčnom faktore $(\eta_w/\eta)^{0,27}$ je η_w dynamická viskozita tekutiny pri teplote steny a η je pri teplote T_m . Tento korekčný faktor bol pridaný Gnielskim do originálnej rovnice od Mishru a Gupty, aby sa vzala do úvahy teplotná závislosť dynamickej viskozity a je založená na experimentálnych výsledkoch pri zahrievaní. Gnielski preukázal, že na odvodenie Nusseltovho čísla v transienom regióne $Re_{crit} < Re < 2,2 \times 10^4$ je postačujúca lineárna interpolácia Nusseltových čísel pre laminárne a turbulentné prúdenie. Korešpondujúce rovnice sú:

$$Nu_{ts} = \gamma \cdot Nu_l \cdot (Re_{crit}) + (1 - \gamma) \cdot Nu_t \cdot (Re = 2,2 \cdot 10^4) \quad (10)$$

$$\text{kde } \gamma = \frac{2,2 \cdot 10^4 - Re}{2,2 \cdot 10^4 - Re_{crit}} \quad (11)$$

Vypočítané hodnoty koeficientu prestupu tepla vo vnútri skrutkovice v závislosti od rýchlosti prúdenia vody sú na obr.1.



Obr. 1 Závislosť koeficientu prestupu tepla od rýchlosti prietoku. Oblasť laminárneho prúdenia I. zmiešaného prúdenia II. turbulentného prúdenia III.

Koeficient prestupu tepla pri vyparovaní na vonkajšej strane valcovej steny

Pre zjednodušenie výpočtu sa uvažuje s nasledujúcimi predpokladmi:

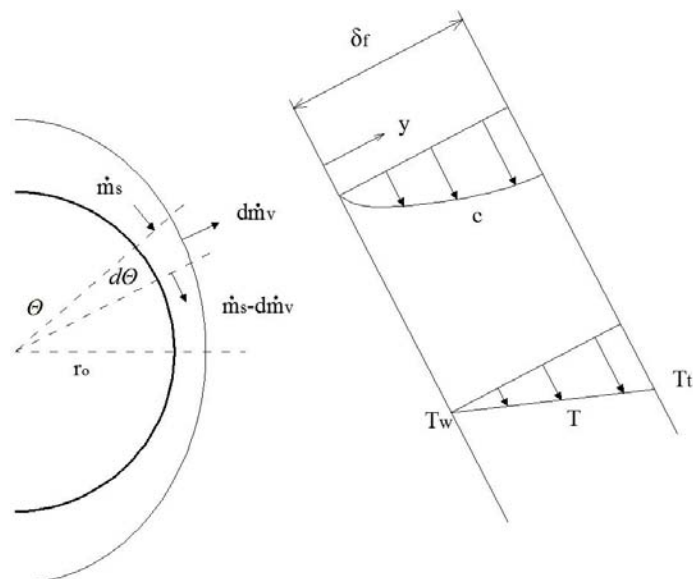
- prúdenie filmu je dvojrozmerné a laminárne
- stekajúci film je tenký a bez vín
- stekajúci film zmáča povrch rúrky úplne
- existuje termodynamická rovnováha na rozhraní kvapalina/para
- v priestore pary nie sú prítomné nekondenzujúce plyny

nie je uvažovaný žiaden prestup tepla medzi kvapalným filmom a parou [2]

Ako je znázornené na obr. predpokladá sa plne vyvinutý laminárny film a charakteristika jeho prúdu je daná Nusseltovou rovnicou. Hrúbka a rýchlosť stekajúceho filmu sú ovplyvnené pomerom zmáčania (WR) ako ukazuje modifikovaná forma Nusseltovej rovnice:[3]

$$\delta_f = \left[\frac{3\mu\dot{m}_s}{(WR)\rho^2 g \sin\theta} \right]^{1/3} \quad (12)$$

$$c = \frac{\rho g}{\mu} \left(\delta y - \frac{y^2}{2} \right) \sin\theta \quad (13)$$



Obr. 2 Kontrolný objem pre prenos tepla a látky v stekajúcom filme [15]

Priemerná rýchlosť stekajúceho filmu je daná vzťahom:

$$\bar{c} = \frac{\int_0^{\delta_f} c dy}{\delta_f} = \frac{\rho g \delta_f^2 \sin\theta}{3\mu} = \frac{\dot{m}_s}{(WR)\delta_f \rho} \quad (14)$$

Vzhľadom na zjednodušujúci predpoklad úplného zmáčania rúrky, budem ďalej uvažovať s $WR=1$.

Okrem oblasti veľmi blízko rozhrania, môžeme predpokladať lineárny teplotný profil. Teda platí:

$$T = T_w + \frac{y}{\delta_f} (T_t - T_w) \quad (15)$$

Vo vyššie uvedenej rovnici, T_t je teplota veľmi blízko pri fázovom rozhraní. Teplota roztoku v objeme sa vypočíta podľa:

$$T_s = \frac{\int_0^{\delta_f} T c dy}{\int_0^{\delta_f} c dy} = \frac{\int_0^{\delta_f} T c dy}{\bar{c} \delta_f} \quad (16)$$

Dosadením rovnice (13), (14) a (15) do rovnice (16) dostaneme

$$T_s = 5 \frac{T_t + 3T_w}{8} \quad (17)$$

Za predpokladu že neexistuje žiaden prenos tepla do pary. Nižšia teplota vyparovania je rozptýlená vedením do stekajúceho filmu. Preto platí:

$$q'' = \frac{k}{\delta_f} (T_t - T_w) = \alpha_o' (T_s - T_w) \quad (18)$$

V rovnici α_o' je koeficient prestupu tepla bez zahrnutia vplyvu pomeru zmáčania. Z rovnice (17) a (18)

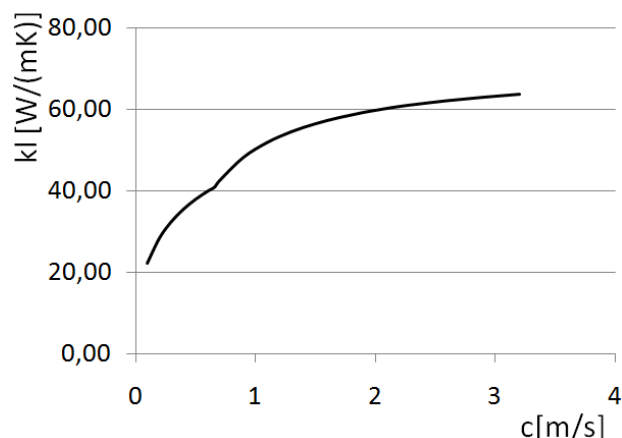
$$\alpha_o' = \frac{8}{5} \frac{k}{\delta_f} \quad (19)$$

3. Vyhodnotenie výsledkov z matematického modelu

Rovnice uvedené v predchádzajúcej kapitole boli použité pri vytváraní výpočtového programu v prostredí EES (Enginer equation solver) ktorý obsahuje knižnice fyzikálnych vlastností vody a vodných pár. Výpočet bol robený pre nasledujúce parametre:

$D_1=10\text{mm}$
 $D_2=12\text{mm}$
 $\lambda_{cu}=386[\text{W}/(\text{m.K})]$
 $T_{m1}=14.5^\circ\text{C}$
 $T_{m2}=18^\circ\text{C}$

Závislosť lineárneho koeficientu prechodu tepla od rýchlosti prúdenia vody v skrutkovici je znázornená na obrázku č. 3



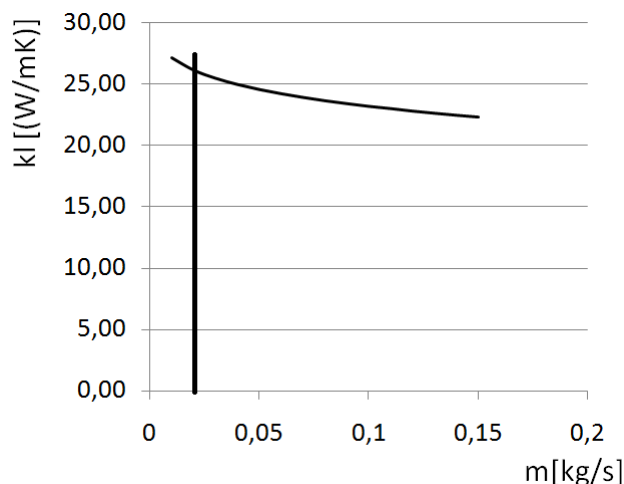
Obr. 3 Závislosť lineárneho koeficientu prechodu tepla rúrky od rýchlosti prúdenia vody v skrutkovici

Z vypočítaných výsledkov možno pozorovať výrazný vplyv rýchlosti prúdenia tekutiny v rúrke na lineárny koeficient prechodu tepla. Hodnoty, ktoré nadobúda sa pohybujú v rozmedzí $k_l=22,28-63,72[\text{W}/\text{mK}]$ čo je 2,86 násobne viac oproti referenčnému stavu pri zmene rýchlosti prúdenia z 0,1 po 3,2[m/s].

Závislosť lineárneho koeficientu prechodu tepla od hmotnostného prietoku vody na vonkajšej strane rúrky je znázornená na obr. 4. Model ale neuvažuje pomer zmáčania rúrky, kedy pri nízkom hmotnostnom toku kvapaliny po rúrke vznikajú miesta, kde povrch nieje zmáčaný. Na obr.4 je vertikálnou čiarou znázornené približné miesto, kde by malo začať dochádzať k tomuto javu, a teda výsledky pri nižších prietokoch už nemožno považovať za relevantné. V skutočnosti dochádza k prudkému poklesu α_0 [4].

Pri zmene prietoku vody na vonkajšej strane rúrky rátam len s oblasťou kde ešte nedochádza k neúplnému zmáčaniu povrchu rúrky. V takom prípade sa k_l mení v rozsahu 22,28-25,8[W/(m.K)] čo je zmena na 1,18 násobok oproti pôvodnému stavu. Táto zmena

nieje až tak výrazná, ako pri zmene rýchlosti prúdenia vody vo vnútri skrutkovice



Obr. 4 Závislosť lineárneho koeficientu prechodu tepla rúrky od hmotnostného prietoku vody na vonkajšej strane rúrky

4. Záver

Článok je zameraný na optimalizáciu koeficientu prechodu tepla skrutkovicového výmenníka, tepla ktorý slúži ako výparník v malom ACHZ. Zlepšenie koeficientu prechodu tepla bolo prezentované za pomoci výsledkov z uvedeného matematického modelu, pričom samotná optimalizácia bola založená na zmene prevádzkových parametrov ako je rýchlosť prúdenia vody vo vnútri skrutkovice a hmotnostného prietoku na vonkajšej strane rúrky. Z výsledkov vyplýva výrazné zvyšovanie koeficientu prechodu tepla pri nastavení vhodných prevádzkových parametrov.

5. Literatúra

- [1] VDI HEAT ATLAS SECOND EDITION, BERLIN HEIDELBURG, SPRINGER-VERLAG, 2010
- [2] KYUNG I., HEROLD K., KANG T.Y.: MODEL FOR ABSORPTION OF WATER VAPOR INTO AQUEOUS LiBr FLOWING OVER A HORIZONTAL SMOOTH TUBE, INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION, 2006
- [3] GARIMELLA S., JEONG S.: FALLING FILM AND DROPLET MODE HEAT AND MASS TRANSFER IN A HORIZONTAL TUBE, INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND MASS TRANSFER, 2001
- [4] RIBATSKI G., JABARDO S.: EXPERIMENTAL STUDY ON THE ONSET OF LOCAL DRYOUT IN AN EVAPORATING FALLIN FILM ON HORIZONTAL PLAIN TUBES, EXPERIMENTAL THERMAL AND FLUID SCIENCE 31, 2006