

ISTRAŽIVANJA ZAVISNOSTI KOEFICIJENATA PRELAZA TOPLOTE OD BRZINE STRUJANJA MEDIJUMA U PLOČASTOM RAZMENJIVAČU TOPLOTE

Prof. dr. Svetozar STANIŠIĆ, Milan MEDOJEVIĆ, dipl. ing.,
Tehnološki fakultet, Novi Sad

Uvod

Pločasti razmenjivači toplote u industriji prerade mleka su osnovni deo tehnološke opreme. Osnovna ideja, od koje se pošlo pri gradnji ploča pločastih razmenjivača toplote je ostvarivanje nestabilnog strujanja po čitavoj dužini kanala koga tvore dve susedne ploče. Pri tome je potrebno postići stabilnost ploča na progib, povećanje intenziteta razmene toplote, lako pranje i čišćenje i protiskivanje medijuma koji razmenjuju toplotu između ploča, uz što manji utrošak energije.

Poslednjih godina u tom smislu postignuti su značajni rezultati, pri čemu su se menjali oblici ploča (1). Ploče ovih razmenjivača toplote oblikovane su tako da pri strujanju po kanalima između ploča medijumi menjaju smer strujanja i zbog naglih proširenja i suženja kanala promeni se pritisak struje. U takvim kanalima ne može se uspostaviti laminarno strujanje s parabolničnim profilom brzina i uopšte se ne može uspostaviti stabilno strujanje.

Povremena promena smera vektora brzine i nagla suženja i proširenja kanala pojačavaju turbulentnost struje, usled čega se intenzitet prelaza toplote u takvim kanalima znatno povećava u poređenju sa pravim glatkim kanalima.

Istraživanje razmene toplote pri prisilnom turbulentnom strujanju između rebrastih ploča pokazala su da se gustina toplotnog toka povećava za oko šest puta u odnosu na gustinu toplotnog toka u ravnim glatkim kanalima. (2)

Hidrodinamička struktura struje i koeficijent prelaza toplote od zida na medijum ili obratno je nedovoljno proučena. Polje brzina u neposrednoj blizini zida je nedovoljno proučeno čak i u ravnim kanalima. Izučavanje polja brzina u kanalima pločastog razmenjivača toplote je složen zadatak. Za sada se može govoriti o posrednim uzrocima povećanja koeficijenta prelaza toplote povezanih s utroškom energije na savladavanje mesnih otpora.

Analiza hidrodinamike proticanja medijuma između ploča

Struja medijuma pri nailasku na naglo proširenje kanala se deli na dva dela. Osnovni deo struje nastavlja se kretati u smeru strujanja, a drugi deo usled vrtloženja, kreće se u suprotnom smeru. Pri tome se deo energije medijuma koji struji troši na savladavanje mesnih otpora. Utrošak energije na savladavanje naglog proširenja kanala može se prikazati obrascem:

$$\Delta p = 0,5 \rho (w_1 - w_2)^2 \frac{N}{m^2} \quad (1)$$

Stacionarno strujanje medijuma može se opisati jednačinom kontinuiteta:

$$w_1 A_1 = w_2 A_2 \quad (2)$$

Iz jednačina (1) i (2) sledi da se pad pritiska usled naglog proširenja kanala može prikazati obrascem:

$$\Delta p = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 0,5 \rho w_1^2 \quad (3)$$

Veličina u zagradi jednačine (3) predstavlja koeficijent mesnog otpora pri naglom proširenju kanala ζ_2 , pa jednačina pada pritiska na savladavanje naglog širenja kanala poprima oblik:

$$\Delta p = 0,5 \zeta_2 \rho w_1^2 \quad (4)$$

Bernoulli-eva jednačina postavljena između suženog (A_1) i proširenog (A_2) preseka kanala poprima oblik:

$$p_2 - p_1 = 0,5 \rho (w_1^2 - w_2^2) - 0,5 \rho (w_1 - w_2)^2 = \rho w_2 (w_1 - w_2) = \Delta p \quad (5)$$

Iz jednačine (5) sledi da je kinetička energija tečnosti u uskom preseku kanala jednaka $0,5 \rho w_1^2$. Pri prelazu tečnosti u prošireni deo preseka kanala deo te energije $0,5 \rho (w_1 - w_2)^2$ troši se na savladavanje mesnih otpora, drugi deo u količini od $0,5 \rho w_2^2 (w_1 - w_2)$ prelazi u potencijalnu energiju pritiska, a treći deo $0,5 \rho w_2^2$ preostaje u obliku kinetičke energije.

Kanali između ploča sastoje se iz naizmeničnih suženja i proširenja. Zbog toga utrošak energije na savladavanje mesnih otpora čine glavni deo energetskih troškova na protiskivanje mleka uzduž takvih kanala.

Određivanje koeficijenta prolaza toplote u pločastim razmenjivačima toplote

Utrošak energije na savladavanju mesnih otpora u kanalima pločastog razmenjivača toplote izravno je povezan s koeficijentom prolaza toplote. Pri izvođenju jednačine za određivanje koeficijenta prolaza toplote može se poći od funkcije:

$$\alpha = f(\zeta) \quad (6)$$

iz koje sledi, da se pri ostalim jednakim uslovima s povećanjem koeficijenta mesnih otpora ζ povećava koeficijent prolaza toplote α . S povećanjem broja naglih proširenja i suženja kanala povećava se intenzitet razmene toplote, smanjuje potrebna površina razmene toplote, ali se povećava hidraulički otpor za protiskivanje medijuma između ploča.

$$\Delta p = \left(\frac{\zeta}{4r^1} + \zeta_2 + 1 \right) \zeta \frac{w^2}{2} \quad (7)$$

Pri velikim vrednostima mesnih otpora ζ_2 pad pritiska je toliki da nastaje smanjenje brzine strujanja mleka u poređenju sa brzinom strujanja mleka u pravim glatkim kanalima. Međutim brzina strujanja mleka je glavni razlog povećanja koeficijenta prolaza toplote od zida na mleko. Prednosti rebraste

površine ploče u odnosu na ravnu su u tome što laminarno strujanje prelazi u turbulentno pri oko deset puta manjoj brzini strujanja (3) i što nema ustaljenog strujanja, koje u kanalima uzrokuje smanjenje koeficijenta prelaza toplote.

Složenost strujanja tečnosti u rebrastim kanalima otežava postavljanje teorijskih jednačina za određivanje koeficijenta prelaza toplote. Većina jednačina za određivanje koeficijenta prelaza toplote u rebrastim kanalima se međusobno bitnije razlikuje zbog toga što su dobivene ogledima pri neodgovarajućim temperaturnim uslovima. U literaturi se, najčešće neopravdano, ova razlika objašnjava različitim oblicima rebrastih kanala (4) pri čemu se navodi tvrdnja da za svaki oblik kanala treba postojati posebna računaska jednačina za određivanje koeficijenta prelaza toplote. Manje ili više sve publikovane računske jednačine za određivanje koeficijenta prelaza toplote nisu u skladu sa hidrodinamikom strujanja tečnosti u rebrastim kanalima a mogu se prikazati opštom jednačinom:

$$Nu = K Re^n Pr^m \quad (8)$$

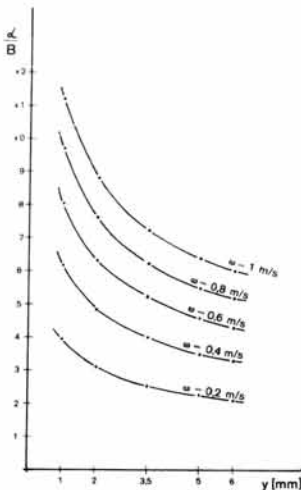
kod čega se vrednost eksponenta Pr — broja kreće u granicama od 0,37 do 0,43 (5) što ne pokazuje bitniji uticaj na koeficijent prelaza toplote, dok je vrednost eksponenta Re — broja obično 0,65.

Ekvivalentni radius za te kanale može se uzeti da je jednak:

$$d_{ekv} = 4r_h = 2y \quad (9)$$

gdje je y — razmak između ploča. Iz prethodnog sledi da se koeficijent prelaza toplote određuje po obrascu:

$$\alpha = B \frac{w^n}{y^{1-n}} = B \frac{w^{0,65}}{y^{0,35}} \quad (10)$$



Zavisnost koeficijenta prelaza toplote od razmaka između ploča pri različitim brzinama strujanja mleka.

Na dijagramu je prikazana zavisnost koeficijenta prelaza toplote od razmaka između ploča, pri različitim brzinama strujanja mleka koja je određena pomoću jednačine (10). Iz dijagrama (sl. 1) proizlazi da se sa smanjenjem razmaka između ploča povećava koeficijent prelaza toplote, što je u suprotnosti sa karakterom strujanja tečnosti u takvim kanalima.

Povećanje koeficijenta prelaza toplote u rebrastim kanalima u odnosu na ravne može se objasniti time što se pri određenom razmaku između ploča povećava turbulencija usled višestrukog nailaska tečnosti na nagla proširenja i suženja kanala.

To se može zaključiti iz funkcije $\zeta = f(Re)$ jer iz jednačina za odre-

divanje koeficijenta otpora trenja u rebrastim kanalima proizlazi da se njegova veličina smanjuje sa smanjenjem razmaka između ploča (6) zbog čega se smanjuje i veličina koeficijenta prelaza toplote. Smanjenje koeficijenta prelaza toplote sa smanjenjem razmaka između rebrastih ploča posledica je smanjenja amplituda turbulentnih pulzacija zbog čega se smanjuje efekt od naglih suženja i proširenja kanala.

Uticaj geometrije kanala na intenzitet razmene toplote je suština pitanja pri računanju koeficijenta prelaza toplote u rebrastim kanalima.

Zaključna razmatranja

U kanalima koji se nalaze između ploča pločastog razmenjivača toplote nema laminarnog strujanja s parabolikom raspodelom brzina. Turbulentnost strujanja pojačana je usled naizmeničnih promena smera vektora brzina i naglih suženja i proširenja, zbog čega se gustina toplotnog toka povećava za oko šest puta u odnosu na gustinu toplotnog toka u pravim glatkim kanalima.

Utrošak energije na savladavanje mesnih otpora naglih proširenja i suženja kanala čini glavni deo energetske troškova na protiskivanje mleka kroz razmenjivač toplote. Međutim, utrošak energije na savladavanje mesnih otpora u kanalima pločastog razmenjivača toplote u neposrednoj je vezi s veličinom koeficijenta prelaza toplote.

Većina računskih jednačina za određivanje koeficijenta prelaza toplote u rebrastim kanalima se međusobno bitnije razlikuje zbog toga što su dobivene ogleđima pri neodgovarajućim temperaturnim uslovima. Pri izvođenju većine jednačina za određivanje koeficijenta prelaza toplote nije se pošlo od hidrodinamike strujanja tečnosti u rebrastim kanalima zbog čega im je primena ograničena na tip ploča koje su korištene u ogleđu.

Iz provedenih ogleđa sledi da je pri nekom razmaku između ploča različitim za različiti tip ploča koji se kreće oko 3 do 4 mm koeficijent prelaza toplote najveći i da sa daljnjim smanjenjem razmaka između ploča koeficijent prelaza toplote se smanjuje. Smanjenje koeficijenta prelaza toplote sa smanjenjem razmaka između ploča ispod neke vrednosti nastaje usled smanjenja turbulentnih pulzacija usled čega se smanjuje efekt naglih suženja i proširenja kanala.

Literatura

1. Lawry F. I., Plate-type heat exchanger, *Chemistry Engineering*, 1959, v. 66, No 13, 89—94.
2. Kestin I., Richardson P. D., Heat transfer across turbulent, incompressible boundary layers, *I. Heat Mass Transfer*, 1963, 6 No 2, 147—189.
3. Sherwin K., Forced convection heat transfer, »*Brit. Chem. Eng.*« 1971, 16, 593—595 562.
4. Heidemann R. A., Huckaba C. E., Eisen F. S., Weissman L. I., Galatig G. M. Dynamics of convection heat exchangers, »*Can. J. Chem. Eng.*« 1971, 49, No 1 147—153.
5. Hughmark G. A., Heat and mass transfer in the wall region of turbulent pipe flow, *AICHE, Journal*, 1971, 17, No 1, 51—56.
6. Tarasov F. M., *Gidrodinamika i teploobmen v apparatah moločnoj promišlenosti Piščevaja promišlenost, Moskva 1970, 132.*