

Original Scientific Paper – Originalan naučni rad

GUMARSTVO I PROCES RAZMENE TOPLOTE KONVEKCIJOM KOD RAVNE PLOČE

Vladan Mičić¹, Jaroslava Budinski-Simendić², Branko Pejović¹, Jelena Pavličević²,
Mitar Perušić¹, Ljiljana Tanasić³, Duško Kostić¹

¹Tehnološki fakultet, Univerziteta u Istočnom Sarajevu, Karakaj 34A, 75400 Zvornik, Bosna i Hercegovina, micicvladan@yahoo.com;

²Univerzitet u Novom Sadu, Tehnološki fakultet, Bulevar cara Lazara 1, 21000 Novi Sad, Srbija, jelenapavlicevic@gmail.com, jarkamer@gmail.com

³Visoka poljoprivredna škola strukovnih studija Šabac, Srbija, ljiljana3101@gmail.com

ABSTRAKT

Operacija prenosa toplote je izuzetno značajna u različitim tehnologijama, a pogotovo u gumarskoj industriji i sa aspekta umrežavanja i za sve korake procesa dobijanja proizvoda od elastomernih materijala. Brzina kojom toplota može da se prenese u kaučukovu smesu ili odvede iz nje utiče na projektovanje procesne opreme jer kontroliše brzinu mešanja, oblikovanja i vulkanizacije. Turbulentni prenos toplote između kaučukove smese i čelične opreme je veoma složen zbog velike konverzije mehaničke energije u toplotu. Konvektivni prenos toplote sa vazduhom, fluidima ili parom takođe je prisutan kod dobijanja elastomernih proizvoda. U ovom radu izvršena je analiza prenosa toplote za laminarno i turbulentno područje graničnog sloja kao i variranja lokalnog koeficijenta otpora i koeficijenta prelaza toplote pri paralelnom strujanju fluida preko ravne ploče. Date su relacije za određivanje Rejnoldsovog i Nuseltovog broja za karakteristična područja strujanja, a što će omogućiti izračunavanje toplotnog protoka. Isto tako, dat je grafički prikaz prosečnog koeficijenta prelaza toplote za ravnu ploču pri kombinaciji laminarnog i turbulentnog strujanja, što je od posebnog značaja u industrijskoj praksi. Prikazane su relacije kod jednog primera koji se odnosi na hlađenje zagrejjane ploče vazdušnom strujom pri prirodnoj konvekciji za slučaj različitih pravaca strujanja.

Ključne reči: termodinamika, razmena toplote konvekcijom, koeficijent prelaza toplote, toplotni protok

UVOD

Cilj ovog rada je da detaljno razmatri aspekte prenosa toplote kao i analizu specifičnog primera prenosa toplote za laminarno i turbulentno područje graničnog sloja kao i variranja lokalnog koeficijenta otpora i koeficijenta prelaza toplote pri paralelnom strujanju fluida preko ravne ploče i da prikaže relacije za određivanje Rejnoldsovog i Nuseltovog broja za karakteristična područja strujanja, a što će omogućiti izračunavanje toplotnog protoka. Fenomen koji utiče na silu trenja takođe utiče i na prenos toplote i izražava se u formi Nuseltovog broja. Lokalni i prosečni Nuseltov broj imaju oblik dat jednačinama (Blevin,1984), (Churchill & Bernstein, 1977; Churchill & Ozoe, 1973).

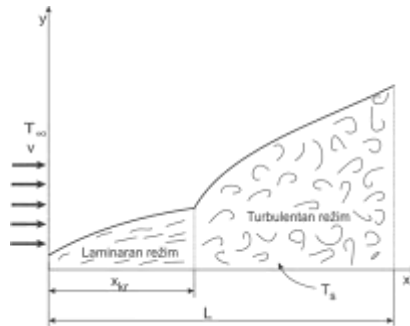
$$Nu_x=f_1(x^*, Re_x, Pr) \text{ i } Nu =f_2(Re_L, Pr) \quad (1)$$

Određivanje Nuseltovog kriterijuma za prenos toplote na osnovu eksperimentalnih rezultata često se daje sledećom relacijom (Edmunds, 1989):

$$Nu = C Re_L^m Pr^n \quad (2)$$

gde su: Re – Rejnoldsov broj, Pr - Prantlov broj, m, n i C konstante koje zavise od geometrije i režima strujanja.

Temperatura fluida u graničnom sloju varira od temperature u unutrašnjosti sloja T_s , do temperature na spoljašnjoj površini T_∞ (slika 1).



Slika 1. Prikaz laminarnog i turbulentnog područja graničnog sloja tokom strujanja preko ravne ploče

Svojstva fluida takođe zavise od temperature i oblika graničnog sloja. Svojstva fluida se obično uzimaju na temperaturi filma definisanoj kao

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (3)$$

Temperatura filma je aritmetička sredina temperature na površini i temperature u slobodnom toku (Fakheri, 2007). Pri ovome se pretpostavlja da su svojstva fluida konstantna tokom strujanja. Alternativni način računanja koeficijenta otpora i koeficijenta prelaza toplote fluida pri njihovoj promeni sa temperaturom se vrši procenom svih osobina fluida pri temperaturi slobodnog protoka i množenjem relacije (1) sa $(Pr_\infty / Pr_s)^r$ ili $(\mu_\infty / \mu_s)^r$, gde je r eksperimentalno određena konstanta. Lokalni otpor i koeficijent konvekcije menjaju se duž površine kao rezultat promena brzine graničnih slojeva u pravcu strujanja. Najčešće je potrebno poznavati silu trenja i brzinu prenosa toplote po ukupnoj površini, koje se mogu odrediti korišćenjem prosečnih koeficijenata trenja i konvekcije. Zbog toga se daju korelacije za lokalne i prosečne koeficijente trenja i konvekcije. Kada su relacije za lokalne koeficijente otpora i poznate konvekcije, njihove prosečne vrednosti za ukupnu površinu mogu biti određene integraljenjem prema jednačinama (Giedt, 1999).

$$C_D = \frac{1}{L} \int_0^L C_{D,x} dx \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha_x dx \quad (5)$$

gde su zavisnosti koeficijenata otpora $C_{D,x}$ i konvekcije α_x poznati. Sila trenja F_D može se izračunati prema jednačini za koeficijent otpora (Ali i Yousef, 2002):

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho v^2 A} \quad (6)$$

gde je: ρ – gustina fluida [kg/m^3], v – brzina strujanja [m/s], A – površina projektovana za ploču normalno na pravac strujanja [m^2].

Toplotni protok (izražen u W), na izotermnoj površini može se odrediti pomoću jednačine (Jakob, 1999):

$$\dot{Q} = \alpha A_s (T_s - T_\infty) \quad (7)$$

gde je A_s – površina za razmenu toplote [m^2].

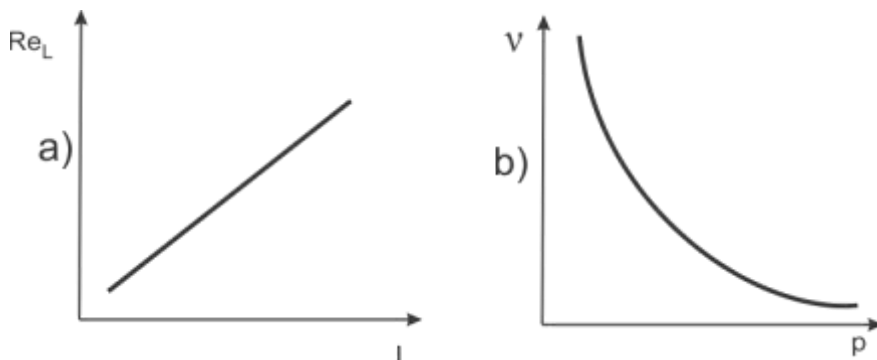
ANALIZA PARALELNOG STRUJANJA PREKO RAVNIH PLOČA

Razmatra se prikaz paralelnog proticanja fluida preko ravne ploče dužine L kako je prikazano na slici 1. Ovaj slučaj je od posebne važnosti za termotehničku praksu. Ovde je x koordinata merena duž površine ploče od glavne ivice u pravcu strujanja. Fluid struji duž ploče u pravcu x – ose sa konstantnom brzinom v i temperaturom T_∞ . Proticanje kroz granični sloj počinje kao laminarno, ali ukoliko je ploča suviše duga proticanje postaje turbulentno pri rastojanju x_{kr} od glavne ivice, gde Reynoldsov broj dostiže kritičnu vrednost Re_{kr} (Kays i Crawford, 1993), (da Silva, 2012). Prelaz od laminarnog u turbulentan režim strujanja zavisi od geometrije površine, hrapavosti površine, brzine strujanja, temperature površine, i tipa fluida, i karakteriše sa Reynoldsonim brojem (Schlichting, 1979), (Awbi, 1998). Reynoldsov broj pri rastojanju x od glavne ivice ravne ploče se izražava kao:

$$Re = \frac{\rho v x}{\mu} = \frac{v x}{\nu} \quad (8)$$

gde su μ i ν dinamička i kinematska viskoznost.

Vrednost Re broja varira za ravnu ploču tokom strujanja, dostižući vrednost $Re_L = vL / \nu$ na kraju ploče, gde je L dužina ploče. S obzirom na relaciju 8, zavisnost Reynoldsovog broja od dužine L , pri ostalim nepromenljivim uslovima data je na slici 2a.



Slika 2. a) Zavisnost Reynoldsovog broja od dužine ploče b) Zavisnost kinematske viskoznosti od atmosferskog pritiska (Thomas, 1977)

Za strujanje preko ravne ploče prelaz iz laminarnog u turbulentan režim počinje pri $Re \approx 1 \cdot 10^5$ ali se ne postiže potpuna turbulencija pre nego Re dostigne mnogo veće vrednosti, obično oko $3 \cdot 10^6$. Pri inženjerskoj analizi uobičajeno prihvatljiva vrednost za kritičan Re broj je (Cengel, 2006; Hartnett & Irvine, 1972; Singh & Kumar, 2014):

$$Re_{kr} = \frac{\rho v x_{kr}}{\mu} = 5 \cdot 10^5 \quad (9)$$

Vrednost Re broja za strujanje preko ravne ploče može varirati od 10^5 do 10^7 , zavisno od hrapavosti površine ploče, nivoa turbulencije i variranja odnosno promene pritiska duž površine. Zavisnost kinematske viskoznosti vazduha (m^2/s) od pritiska data je jednačinom (slika 2b):

$$\nu = \frac{\nu_0}{p} \quad (10)$$

gde je: ν_0 – kinematska viskoznost na atmosferskom pritisku (m^2/s), p – pritisak na nadmorskoj visini.

Zapaža se da se kinematska viskoznost vazduha kao fluida menja obrnuto proporcionalno sa pritiskom. Relacija 10 ujedno predstavlja i uticaj nadmorske visine na kinematsku viskoznost vazduha s obzirom da pritisak opada sa porastom nadmorske visine.

ODREĐIVANJE KOEFICIJENATA PRELAZA TOPLOTE

Lokalni Nusseltov broj na rastojanju x za laminarno proticanje preko ravne ploče određen je rešavanjem diferencijalne jednačine za energiju i iznosi :

- za laminarni režim:

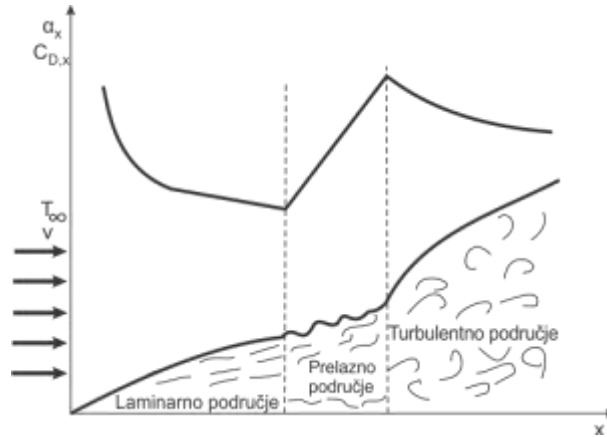
$$Nu_x = \frac{\alpha_x x}{\lambda} = 0,332 Re_x^{0,5} Pr^{1/3} \quad Pr > 0,6 \quad (11)$$

- za turbulentni režim

$$Nu_x = \frac{\alpha_x x}{\lambda} = 0,0296 Re_x^{0,8} Pr^{1/3} \quad 0,6 \leq Pr \leq 60, \quad 5 \cdot 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \quad (12)$$

Ovde je Prantlov broj dat izrazom: $Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda}$

Za laminarno strujanje koeficijent prelaza α_x je proporcionalan sa $Re_x^{0,5}$ odnosno sa $x^{-0,5}$. Zato α_x ima beskonačnu vrednost za $x=0$ i smanjuje se sa faktorom $x^{-0,5}$ u pravcu strujanja. Promena debljine graničnog sloja δ , koeficijenata trenja i prelaza toplote duž izotermne ravne ploče su prikazani na slici 3. Lokalni koeficijent trenja i koeficijent prelaza toplote su veći pri turbulentnom nego pri laminarnom strujanju. Takođe koeficijent prelaza toplote α_x , dostiže najveću vrednost kada proticanje postane u potpunosti turbulentno, i onda se smanjuje sa faktorom $x^{-0,2}$ u pravcu strujanja, kako je pokazano na slici 3 (Kakac, Shah & Aung, 1987; Zukauskas & Ulinskas, 1985).



Slika 3. Prikaz promene lokalnog koeficijenta otpora usled trenja i koeficijenta prelaza toplote pri strujanju fluida preko ravne ploče

Prosečni Nusseltov broj preko cele ploče se određuje prema jednačinama:

- za laminarno strujanje:

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = 0,664 Re_L^{0,5} Pr^{1/3} \quad Re_L < 5 \cdot 10^5 \quad (13)$$

- za turbulentno strujanje:

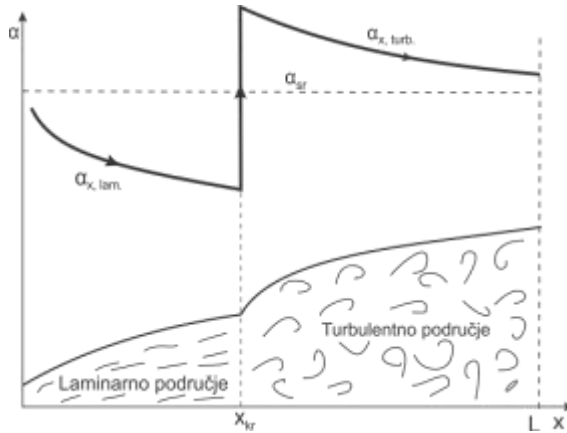
$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{1/3} \quad 0,6 \leq Pr \leq 60, \quad 5 \cdot 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \quad (14)$$

Relacija (13) daje prosečni koeficijent prelaza toplote za celu ploču kada je strujanje laminarno preko cele ploče. Relacija (14) daje prosečni koeficijent prelaza toplote za celu ploču samo kada je proticanje turbulentno preko cele ploče ili kada je područje laminarnog strujanja kod ploče suviše malo u odnosu na područje turbulentnog strujanja. U nekim slučajevima ravna ploča je suviše duga pa proticanje postaje turbulentno, ali nedovoljno duga da zanemarimo područje laminarnog strujanja. U takvim slučajevima prosečni koeficijent prelaza toplote preko cele ploče je određen integraljenjem jednačine (5) preko dva dela:

$$\alpha = \frac{1}{L} \int_0^{x_{kr}} \alpha_{x,lam.} dx + \int_{x_{kr}}^L \alpha_{x,turb.} dx \quad (15)$$

Relacija (15) postavljena je na bazi definicije srednje vrednosti funkcije u matematici. Ponovo uzimajući kritičan Rejnoldsov broj $Re_{kr} = 5 \cdot 10^5$ i obavljajući integraljenje jednačine (15) posle zamene prikazanih izraza, prosečni Nusseltov broj preko cele ploče se određuje prema relaciji (slika 4) (Hartnett i Irvine, 1972):

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} = (0,037 Re_L^{0,8} - 871) Pr^{1/3} \quad 0,6 \leq Pr \leq 60, \quad 5 \cdot 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \quad (16)$$

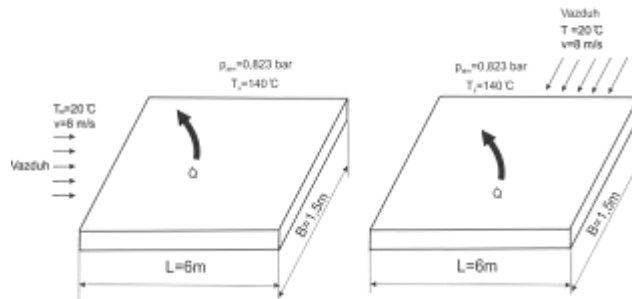


Slika 4. Grafički prikaz prosečnog koeficijenta prelaza toplote za ravnu ploču sa kombinacijom laminarnog i turbulentnog strujanja

Na slici 4. uočava se nagli skok koeficijenta prelaza toplote α_x na mestu kritične debljine graničnog sloja x_{kr} . Pri ovim analizama pored opisanih veličina, uticajan faktor je i pritisak koji znatno utiče na kinematsku viskoznost vazduha (slika 2.b) odnosno na prenos toplote konvekcijom, što se pri kvantitativnim proračunima ne sme zanemariti.

ANALIZA REALNOG PRIMERA PRENOSA TOPLOTE

Razmatran je primer određivanja toplotnog protoka pri strujanju konvekcijom sa ravne ploče na okolni vazduh koji struji u pravcu: a) stranice $L=6\text{m}$, i b) stranice $B=1,5\text{m}$ kada se ravna ploča temperature 140°C nalazi se na nadmorskoj visini od 1600m a okolni vazduh struji brzinom 8m/s pri pritisku $0,823\text{ bar}$ i temperaturi 20°C pri atmosferskom pritisku $p_0=1\text{ bar}$.



Slika 5. Prikaz hlađenja zagrejene ploče vazdušnom strujom pri prirodnoj konvekciji

Gornja površina zagrejene ploče hladi se prirodnom konvekcijom sa okolnim vazduhom. Pri rešavanju problema usvajaju se pretpostavke da su radni uslovi su stacionarni, da kritičan Rejnoldsov broj prema jednačini 9 iznosi $Re_{kr}=5 \cdot 10^5$, i da se efekti zračenja se zanemaruju, da se vazduh posmatra kao idealan gas. Veličine λ , μ , c_p i Pr idealnih gasova su nezavisne od pritiska, dok veličina ν je obrnuto proporcionalna pritisku. Za vazduh na temperaturi filma

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{140 + 20}{2} = 80^\circ\text{C} \text{ i pritisku od 1bara parametri su } \lambda=0,02953 \text{ W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C}) \text{ i } Pr = 0,7154; \nu=2,097 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}.$$

Za konkretan slučaj kinematska viskoznost za atmosferski pritisak $p = 1 \text{ bar}$, $\nu_0 = 2,097 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, kinematska viskoznost prema jednačini 10 iznosi $\nu = \frac{\nu_0}{p} = \frac{2,097 \cdot 10^{-5}}{0,823} = 2,548 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

gde je: p – pritisak na datoj nadmorskoj visini

Za slučaj a) kada vazduh struji paralelno duž strane $L = 6 \text{ m}$, slika 5a, Reynoldsov broj na kraju ploče tada je:

$$\text{Re}_L = \frac{v \cdot L}{\nu} = \frac{\left(8 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \cdot (6 \text{ m})}{2,548 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 1,884 \cdot 10^6$$

i veći je od kritičnog Reynoldsovog broja (Re_{kr}). U tom slučaju imamo kombinovano laminarno i turbulentno strujanje i prosečna vrednost Nuseltovog broja za celu ploču se određuje prema jednačini 16:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = (0,037 \cdot \text{Re}_L^{0,8} - 871) \cdot \text{Pr}^{1/3} = [0,037 \cdot (1,884 \cdot 10^6)^{0,8} - 871] \cdot 0,7154^{1/3} = 2687$$

Koeficijent prelaza toplote tada je:

$$\alpha = \frac{\lambda}{L} \cdot \text{Nu} = \frac{0,02953 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}}{6 \text{ m}} \cdot 2687 = 13,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Aktuelna površina je $A_s = B \cdot L = (1,5 \text{ m}) \cdot (6 \text{ m}) = 9 \text{ m}^2$ pa toplotni protok iznosi:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) = 13,2 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (9 \text{ m}^2) \cdot (140 - 20) ^\circ\text{C} = 1,43 \cdot 10^4 \text{ W}$$

Ukoliko se izbegne laminaran tok i pretpostavi turbulentan režim preko cele ploče onda se za određivanje Nuseltovog broja koristi jednačina 14:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = 0,037 \cdot \text{Re}_L^{0,8} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad 0,6 \leq \text{Pr} \leq 60 \quad 5 \cdot 10^5 \leq \text{Re}_L \leq 10^7$$

$$\text{Nu} = 0,037 \cdot (1,884 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 0,7154^{1/3} = 3466$$

Dobijena vrednost za Nusseltov broj je 29% veća nego u slučaju kombinovanog laminarnog i turbulentnog strujanja. Toplotni protok bi u tom slučaju bio veći takođe za 29% i iznosio bi $Q = 18,45 \text{ kW}$.

Za slučaj b) kada vazduh struji duž kraće strane $L = 1,5 \text{ m}$, slika 5b. Reynoldsov broj na kraju ploče biće:

$$Re_L = \frac{v \cdot L}{\nu} = \frac{\left(8 \frac{m}{s}\right) \cdot (1,5m)}{2,548 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 4,71 \cdot 10^5$$

koji je manji od kritičnog Rejnoldsovog broja. Tada imamo laminarno strujanje preko cele ploče i prosečna vrednost za Nuseltov broj prema jednačini 13 je:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = 0,664 \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr^{1/3} = 0,664 \cdot (4,71 \cdot 10^5)^{0,5} \cdot 0,7154^{1/3} = 408$$

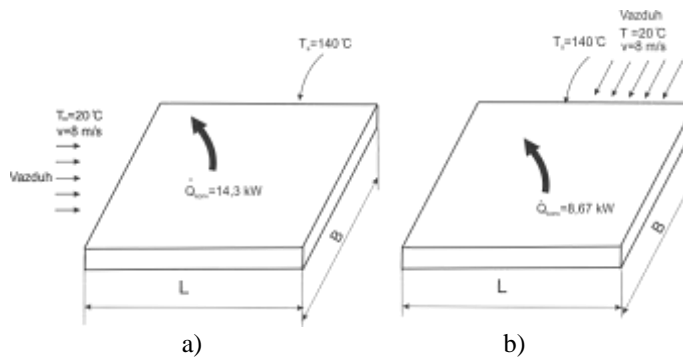
Koeficijent prelaza toplote će biti:

$$\alpha = \frac{\lambda}{L} \cdot Nu = \frac{0,02953 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{1,5m} \cdot 408 = 8,03 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

Toplotni protok prema jednačini 7. je:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) = 8,03 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot (9m^2) \cdot (140 - 20)^\circ C = 8670W$$

Dobijena vrednost značajno je manja od toplotnog protoka određenog za slučaj (a).



Slika 6. Uticaj pravca strujanja vazduha na prelaz toplote konvekcijom kod ploče na nadmorskoj visini 1600 m.

Za slučaj da je atmosferski pritisak $p_0=1$ bar, kinematska viskoznost je $\nu=\nu_0=2,097 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, a ukoliko vazduh struji paralelno duž strane $L=6 \text{ m}$ iznosi $Re_L=2,289 \cdot 10^6$, $Nu=3271$, $\alpha=16,1 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$, $\dot{Q}=17,4 \text{ kW}$. Odavde sledi da je protok za 21,7% veći nego u slučaju kada je pritisak $p=0,823 \text{ bar}$, a ukoliko se izbegne laminarni tok i pretpostavi turbulentni režim tada je $Re_L=2,289 \cdot 10^6$, $Nu=4050$, $\alpha=19,9 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$, $\dot{Q}=21,5 \text{ kW}$. Ukoliko se pretpostavi samo turbulentni režim tada je toplotni protok veći za 23,6 % nego u slučaju da postoji i laminarni i turbulentni režim. Ukoliko vazduh struji duž kraće strane $B=1,5 \text{ m}$ tada je $Re_L=5,72 \cdot 10^5$, $Nu=557$, $\alpha=10,96 \text{ W}/(m^2 \cdot ^\circ C)$, $\dot{Q}=11,8 \text{ kW}$. Zapaža se da je u ovom slučaju protok manji za 45,1% nego u slučaju kada vazduh struji duž stranice $L=6 \text{ m}$. Generalno se može zaključiti da su kod prikazanog primera dominantni

parametri režim i pravac strujanja fluida u odnosu na dimenzije ploče i nadmorska visina s obzirom da imaju značajan uticaj na prelaz toplote konvekcijom a time i na toplotni protok o čemu posebno treba voditi računa kod kvalitativnih analiza i kvantitativnih proračuna. Prenos toplote zračenjem u radu je zanemaren ali bi ga kod proračuna koji zahtevaju visoku tačnost trebalo uzeti u obzir.

ZAKLJUČAK

U radu su razmatrani inženjerski aspekti prenosa toplote kao i analiza specifičnog primera za laminarno i turbulentno područje graničnog sloja kao i promene lokalnog koeficijenta otpora i prelaza toplote za slučaj paralelnog strujanja fluida preko ravne ploče i da prikaže relacije za određivanje Rejnoldsovog i Nuseltovog broj. Ustanovljeno je da pravac strujanja fluida u odnosu na ploču može imati značajan uticaj na prelaz toplote konvekcijom na ili sa površine ploče. Zaključeno je da se uticaj atmosferskog pritiska odnosno nadmorske visine na kinematsku viskoznost vazduha ne sme zanemariti iz razloga što je Rejnoldsov broj obrnuto proporcionalan sa tim parametrom. Rejnoldsov broj dominantno utiče za utvrđivanje režima strujanja a time i na vrednost Nuseltovog broja odnosno koeficijenta prelaza toplote. Rezultati ovog rada mogu biti primenjeni prilikom projektovanja u termotehnici.

LITERATURA

- Blevin, R.D., Applied Fluid Dynamics Handbook, New York 1984, 24-29.
- Churchill, S. W. & Bernstein, M., (1977). A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Cross Flow, *Journal of Heat Transfer*, 99, 300-306.
- Churchill, S.W. & Ozoe, H., (1973) Correlations for Laminar Forced Convection in Flow over an Isothermal Flat Plate and in Developing and Fully Developed Flow in an Isothermal Tube, *Journal of Heat Transfer*, 95, 78-84.
- Edmunds, W.M., (1989), Residential Insulation, *ASTM Standardization News*, 36-39.
- Fakheri, A., (2007) Heat Exchanger Efficiency, *Journal of Heat Transfer*, 129(9), 1268-1276.
- Giedt, W.H., (1999) Investigation of Variation of Point Unit-Heat Transfer Coefficient around a Cylinder Normal to an Air Stream, *Transactions of the ASME*, 71, 375-381.
- Ali, M. & Yousef, F., (2002) Laminar mixed convection boundary layers induced by a linearly stretching permeable surface, *Heat and Mass transfer*, 45(21) 4241-4250.
- Jakob, M., Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, 1999, 15-21.
- Kays, W.M. & Crawford, M.E., Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, New York, 1993, 32-37.
- da Silva, W.P., (2012) An improved technique for determining transport parameters in cooling processes, *Journal of Food Engineering*, 111, 394-402.
- Schlichting, H., Boundary Layer Theory, Mc Graw-Hill, New York, 1979, 12-19.
- Thomas, W.C., (1977) Note on the Heat Transfer Equation for Forced Convection Flow over a Flat Plate with an Unheated Starting Length, *Mechanical Engineering News*, 9(1), 361.
- Awbi, H.B., (1998) Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection, *Energy and Buildings*, 28, 219-227.
- Cengel, Y.A., Heat and mass transfer a practical approach, Mc Graw –Hill, New York, 2006, 423-425.
- Hartnett, J.P., & Irvine, T.F., In Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York 1972, 93-106.
- Singh, P., & Kumar, M., (2014) Free Convection in Heat Transfer Flow over a Moving Sheet in Alumina Water Nanofluid, *Journal of Engineering*, ID 137426, 1-6.
- Hartnett, J.P., & Irvine, T.F., In Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York 1972, 145 - 156.
- Kakac, S., Shah, R.K., & Aung, W., Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Wiley, New York 1987, 13-24.
- Zukauskas, A., & Ulinskas, R., (1985) Efficiency Parameters for Heat Transfer in Tube Banks, *Heat Transfer Engineering*, 2, 19-25.

RUBBER TECHNOLOGY AND PROCESS OF THERMAL HEATING BY CONVECTION OVER THE FLAT PLATE

Vladan Mičić¹, Jaroslava Budinski-Simendić^{2*}, Branko Pejović¹, Jelena Pavličević², Mitar Perušić, Ljiljana Tanasić³, Duško Kostić¹

¹University of East Sarajevo, Faculty of Technology, Zvornik, Bosnia and Herzegovina,
micicvladan@yahoo.com; b.pejovicns@gmail.com; mperusic@teol.net ; dusankostic27@gmail.com

²University of Novi Sad, Faculty of Technology, Novi Sad, Serbia, jarkamer@gmail.com,
jpavlicevic@uns.ac.rs,

³High Agricultural School of Vocational Studies, Šabac, Serbia, ljiljana3101@open.telekom.rs

ABSTRACT

The heat transfer operation is extremely important in various technologies, especially in the rubber industry for crosslinking and for all the steps in the process of obtaining products from elastomeric materials. The speed at which the heat can be transferred to the rubber compound or taken away from it affects the design of the process equipment as it controls the rate of mixing, shaping and vulcanization. Turbulent heat transfer between the rubber compound and steel equipment is very complex due to the large conversion of mechanical energy into heat. Convective heat transfer with air, fluids or steam is also present in the fabrication of elastomeric products. In this work the heat transfer for the laminar and turbulent region of the boundary layer as well as the variation of the local resistance coefficient and the coefficient of heat transfer in the parallel flow of the fluid over the flat plate were analyzed. The relations are given for the determination of Reynolds and Nusselt numbers for characteristic flow fields, which will allow calculation of the heat flow. Also, a graphic representation of the average heat transfer coefficient for a flat plate in the combination of laminar and turbulent flows is given, which is of particular importance in industry. Relationships in one example concerning the cooling of the heated plate by air flow natural convection in the case of different flow directions are shown.

Key words: thermodynamic, rubber industry, convection heat transfer, coefficient of heat transfer, heat flow