

PRELAZ TOPLOTE I VLAGE SA SMRZNUTE POVRŠINE - INŽENJERSKI PRISTUP

HEAT TRANSFER AND MOISTURE LOSS FROM FROZEN SURFACE - AN ENGINEERING APPROACH

Uroš MILOVANČEVIĆ,

Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, umilovancevic@mas.bg.ac.rs

Franc KOSI,

Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, fkosi@mas.bg.ac.rs

Milena STOJKOVIĆ,

Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, mstojkovic@mas.bg.ac.rs

Snežana STEVANOVIĆ

Univerzitet u Beogradu, Poljoprivredni fakultet, sstevanovic@agrif.bg.ac.rs

U radu je data analiza konvektivnih toplotnih opterećenja ledene površine. Formiran je matematički model proračuna "suvih" i „vlažnih“ toplotnih opterećenja. Određivanje koeficijenta isparavanja σ bazirano je na primeni Chilton-Colburn-ove analogije. Analiziran je uticaj merodavnih parametra toplotnog opterećenja (brzine strujanja i relativne vlažnosti vazduha iznad leda, temperature površine ledene ploče i karakteristične dužine ravne ploče). Ukazane su mere koje unapređuju energetska efikasnost rada rashladne instalacije.

Ključne reči: konvektivna toplotna opterećenja; smrznuta površina; koeficijent isparavanja; energetska efikasnost

This paper presents an analysis of convective heat load of frozen surfaces. A mathematical model for determination of "dry" and "wet" heat loads has been formed. The mass heat transfer coefficient σ is estimated by the Chilton-Colburn's analogy. The impact of relevant parameters of convective loads (flow velocity and relative humidity over ice, the surface temperature of the ice rink and the characteristic length of ice rink) has been analyzed. Finally, measures for improving the energy efficiency of the system has been highlighted.

Key words: convective heat load; frozen surface; mass transfer coefficient; energy efficiency

I. Uvod

Proučavanje konvektivnog transporta toplote i vlage sa smrznute površine materijala ima veliki praktični značaj. Treba pomenuti problem „kaliranja“ smrznutih proizvoda koji je od ključnog uticaja na uspeh dugotrajnog konzervisanja hrane smržavanjem ili raširenu praksu izgradnje velikih ledenih površina za rekreativne i sportske aktivnosti. U ukupnom toplotnom opterećenju koje je merodavno za proračun potrebnog rashladnog učinka instalacije, konvektivno toplotno opterećenje, zavisno od uslova, dostiže udeo i do 30% [5], [8]. Kod otvorenih klizališta kada brzine strujanja vazduha duž ploče mogu biti značajne, konvektivna opterećenja mogu imati i dramatično velike vrednosti.

Potrošnja električne energije za formiranje i održavanje leda na velikim površinama predstavlja najmanje 50% ukupne potrošnje električne energije čitavog objekta. S druge strane, skoro svi energetske tokovi jednog sportskog ili objekta za rekreaciju na ledu srazmerni su utrošku energije za pogon rashladne instalacije. Iz tih razloga, dobra procena energetske troškova rada predstavlja nezaobilazni preduslov za

komercijalno uspešan rad objekta sa integrisanom ledenom površinom (posebno u uslovima neprekidnog rada tokom čitave godine).

Toplotna opterećenja ledene površine obuhvataju priliv toplote kondukcijom kroz tlo, konvekcijom toplote i vlage na površinu leda iz vazduha i toplotu koja se dovodi zračenjem sa okolnih površina. U [8] dat je sumarni pregled procentualnog učešća toplotnih opterećenja svakog od pojedinačnih uzroka, kao i procena maksimalnih redukcija opterećenja svakog od izvora, koji bi se mogli ostvariti efikasnim konstruisanjem i operativnim postupcima.

II. Prelaz toplote i vlage sa smrznute površine - matematički model

Ukupni konvektivni gubici (q), W/m^2 sa ledene površine, koji se konvencionalno izražavaju kao „suvi“ i „vlažni“ toplotni fluks, mogu da se odrede pomoću poznate jednačine [4], [5]:

$$q = q_s + q_w, \quad (1)$$

gde su q_s , W/m^2 – „suvi“ toplotni fluks (usled konvekcije), a q_w , W/m^2 – „vlažni“ toplotni fluks (usled ishlapljivanja vlage sa granične površine leda i vazduha).

Toplotni fluks q_s određuje se pomoću jednačine

$$q_s = \alpha_{Lm} \cdot (t_l - t_g), \quad (2)$$

pri čemu su α_{Lm} , $W/(m^2K)$ – srednji koeficijent prelaza toplote sa ledene površine na vazduh (pretpostavljajući da je ona suva), t_l , t_g , $^{\circ}C$ – temperature neporemećene struje nadolazećeg vlažnog vazduha i površine leda u kontaktu sa vazduhom, respektivno.

Reynolds-ov broj za strujanje duž ravne površine određuje se na osnovu izraza

$$Re_{Lm} = \frac{w_L \cdot L_p}{\nu_{Lm}}, \quad (3)$$

gde su w_L , m/s – brzina strujanja vazduha duž površine, L_p , m – karakteristična dužina, ν_{Lm} , m^2/s – kinematska viskoznost vazduha na srednjoj temperaturi $t_{Lm} = 0,5 \cdot (t_l + t_g)$.

Pri strujanju duž ravne ploče, karakteristična dužina je rastojanje od ivice ploče do mesta na kome počinje formiranje turbulentnog sloja. Izraz za proračun *Nusselt*-ovog broja Nu_{Lm} sa strane vazduha zavisi od karaktera (režima) strujanja. Ako je strujanje sa $Re_{Lm} < 500000$, preporučuje se izraz [8], [9]

$$Nu_{Lm} = 0,664 \cdot Re_{Lm}^{\frac{1}{2}} \cdot Pr_{Lm}^{\frac{1}{3}}. \quad (4)$$

Za strujanje vazduha sa $Re_{Lm} > 500000$ važi jednačina [8], [9]

$$Nu_{Lm} = 0,037 \cdot Re_{Lm}^{\frac{4}{5}} \cdot Pr_{Lm}^{\frac{1}{3}}. \quad (5)$$

Sa ovim, koeficijent prelaza toplote sa strane vazduha iznosi

$$\alpha_{Lm} = \frac{Nu_{Lm} \cdot \lambda_{Lm}}{L_p}, \quad (6)$$

U jednačinama (4) do (6), su: Pr_{Lm} , l – *Prandtl*-ov broj vazduha, λ_{Lm} , W/mK – toplotna provodljivost vazduha (sve termofizičke veličine se računaju na srednjoj temperaturi t_{Lm}).

Za proračun koeficijenta α_{Lm} , u [5] i [8], sugerise se izraz

$$\alpha_{Lm} = 3,41 + 3,55 \cdot w_{Lm}. \quad (7)$$

Prilikom određivanje režima strujanja potrebno je usvojiti karakterističnu dužinu L_p . Ovo je od posebne važnosti, imajući u vidu strogu zavisnost *Nusselt*-ov broja od dužine L_p . Na osnovu uvida u dovoljan broj eksperimentalno proverenih proračuna koeficijenta α_{Lm} , može se preporučiti da se za

potrebe proračuna toplotnih opterećenja usled konvektivne razmene toplote i vlage sa zaledene površine usvoje vrednosti za L_p u rasponu od 0,15 do 0,25 m.

Preporučeni izraz (7) daje manje vrednosti za α_{Lm} , u odnosu na proceduru opisanu jednačinama (3) do (6). Ako se, primera radi, usvoji da je $L_p = 0,25$ m, za brzinu vazduha od 1 m/s jednačina (7) daje vrednost 6,9 W/(m²K), dok se na osnovu jednačina (3) do (6) dobija 8,8 W/(m²K) (ili oko 20% više). Ako se ima u vidu da u slučaju kada je ulazna ivica ploče zaobljena (ili „neregularnog“ oblika) turbulentno strujanje može nastati i na kraćem rastojanju, kao i da α_{Lm} brzo raste sa opadanjem L_p , verovatno je svrsishodno koristiti sistem jednačina od (3) do (6).

Sa poznatom vrednošću α_{Lm} , „suvi“ toplotni fluks iznosi

$$q_s = \alpha_{Lm} \cdot (t_1 - t_g). \quad (8)$$

Toplotni fluks q_w određuje se pomoću jednačine

$$q_\sigma = \sigma \cdot (x_{d1} - x_{dg}) \cdot (h_{dg} - h_{wg}), \quad (9)$$

pri čemu su σ , kg_l/(m²s) – koeficijent ishlapljivanja po Lewis-u, x_{d1} , x_{dg} , kg/kg – apsolutna vlažnost vazduha u neporemećenoj struji i vazduha na temperaturi t_g granične površine i ukupnom pritisku p , h_{dg} , h_{wg} , kJ/kg – specifična entalpija suvozasicene vodene pare iinja na temperaturi t_g .

Za određivanje koeficijenta σ uobičajeno se primenjuje teorija analogije fizičkih pojava prenosa [4] [2], [7]. Primenom analogije između pojava prelaza toplote i konvektivne difuzije pare u [4] se pokazuje da za određivanje koeficijenta σ važi izraz

$$\sigma = \frac{\alpha_{Lm}}{Cp_{Lm}} \cdot \left(\frac{D_{Lpm}}{a_{Lm}} \right)^{1-n} \cdot \Phi_\xi, \quad (10)$$

pri čemu je

$$\Phi_\xi = \frac{\ln(\xi)}{\xi - 1}, \quad (11)$$

$$\xi = \frac{0,622 + x_{dg}}{0,622 + x_1}. \quad (12)$$

U izrazima (10) do (12) su Cp_{Lm} , kJ/(kgK) – izobarski specifični toplotni kapacitet vlažnog vazduha, D_{Lpm} , m²/s – koeficijent difuzije pare kroz vazduh, n , / – bezdimenzijska konstanta. Članom Φ_ξ uzima se u obzir “položaj” procesa ishlapljivanja (smrzavanje vlage na ledenoj površini) u odnosu na graničnu krivu vlažnog vazduha.

Postoji nekoliko modela za proračun koeficijenta difuzije vodene pare u suvom vazduhu koji se mogu naći u [3], [6], [7]. Za inženjerske proračune, koeficijent difuzije može da se odredi sa zadovoljavajućom tačnošću pomoću empirijske relacije [9]

$$D_{Lpm} = 10^{-6} \cdot \left(\frac{0,926}{p} \right) \cdot \left(\frac{T_{Lm}^{2.5}}{T_{Lm} + 245} \right), \quad (13)$$

gde je p , kPa - ukupni pritisak vlažnog vazduha.

Maseni protok vlage W_σ , kg_w/(m²s) koja se izdvaja i ledi na površini ploče iznosi

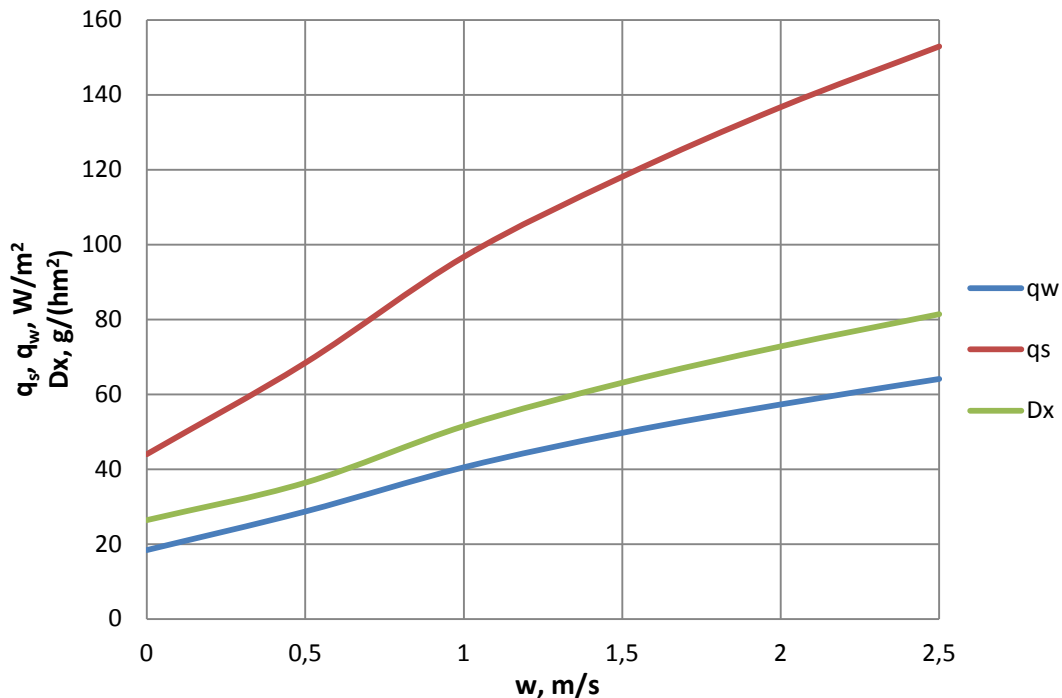
$$W_\sigma = \sigma \cdot (x_{d1} - x_{dg}). \quad (14)$$

III. Rezultati proračuna

Parametarska analiza toplotnih opterećenja ravne ledene ploče sprovedena je primenom opisane procedure za vrednosti parametara tipičnih za sportska i rekreativna klizališta:

- temperatura neporemećene struje vazduha iznad ploče: $t_l = 10^\circ\text{C}$;
- relativna vlažnost neporemećene struje vazduha iznad ploče: $R_h = 0,50$ do $0,95$;
- brzina neporemećene struje vazduha iznad ploče: $w = 0,5$ do $2,5$ m/s;
- temperatura površine leda: $t_g = 0$ do -7°C .

U posmatranom opsegu brzina vazduha, koeficijent prelaza toplote sa strane vazduha kretao se u opsegu od $6,2$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ (za $0,5$ m/s) do $13,9$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ (za $2,5$ m/s). U slučaju da je brzina strujanja vazduha zanemarljiva, za koeficijent prelaza toplote dobijena je vrednost od $4,0$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$. Uporedni pregled vrednosti „suvog“ i „vlažnog“ specifičnog fluksa, kao i brzine taloženja vlage Dx , $\text{g}/(\text{m}^2\text{h})$ na ledenoj ploči, dat je na dijagramu na slici 1. Usvojena vrednost relativne vlažnosti od $0,65$ smatra se uobičajenom za slojeve vazduha u blizini ledene ploče. U [5] se navodi da su, za uslove koji važe za rekreativna i sportska klizališta, koeficijenti prelaza toplote oko 5 $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ (za brzine nastrujavanja vazduha od $0,4$ m/s, koje se smatraju prihvatljivim).



Slika 1. Uticaj brzine neporemećene vazdušne struje na flukse toplote i vlage

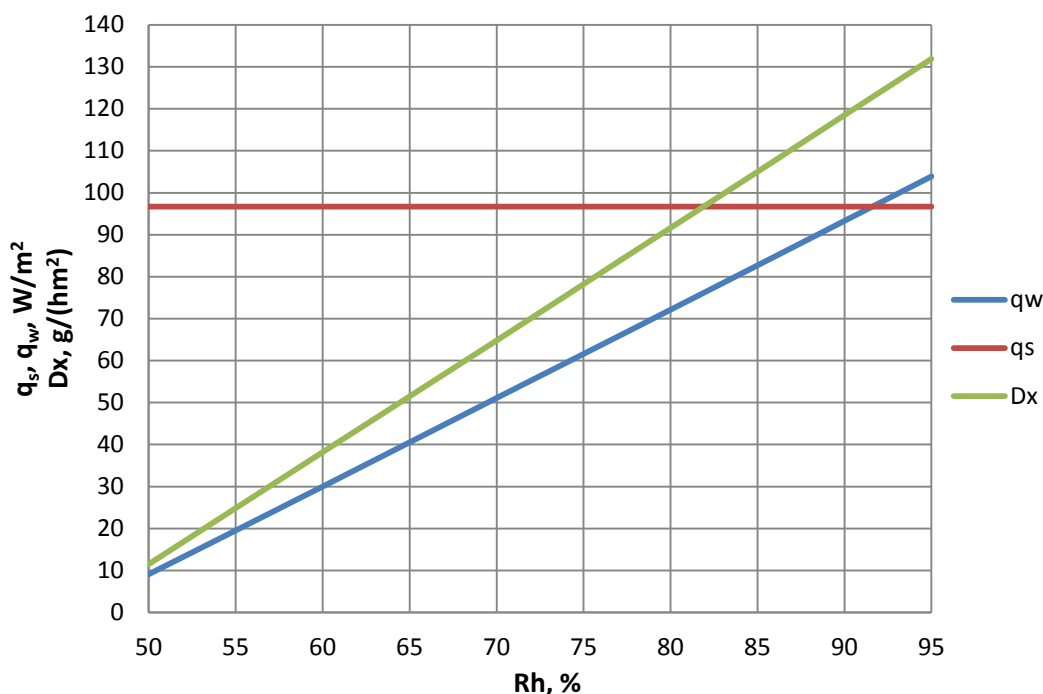
Za identične polazne uslove, podaci dati na slici 1 su upoređeni sa datim vrednostima dobijenim na osnovu „smernica za izbor rashladne opreme“ jednog renomiranog proizvođača rashladne opreme sa velikim iskustvom u izgradnji klizališta. Vrednosti dobijene predmetnim proračunom su u dobroj korelaciji i za „vlažni“ i za „suvi“ toplotni fluks.

Uticaj relativne vlažnosti na toplotne i maseni fluks je očekivano veliki. Za zvanična sportska takmičenja na ledu maksimalna dozvoljena relativna vlažnost vazduha u dvorani je 70% . Sa dijagrama na slici 2 se vidi da pri promeni relativne vlažnosti nastrujavajućeg vazduha od „projektiranih“ 65% do 95% , „vlažni“ toplotni fluks raste za oko 63% . Prema [8], toplotno opterećenje ledene ploče usled kondenzacije i smrzavanja vlage iz nastrujavajućeg vazduha doprinosi sa oko 15% u ukupnom iznosu potreba hlađenja

za održavanje ledene ploče tokom rekreativnih i sportskih aktivnosti. Sa ovim, povećanje vlažnosti vazduha iznad leda sa 65% na 80%, imaće za posledicu povećanje potrebnog učinka rashladne instalacije za oko 12%.

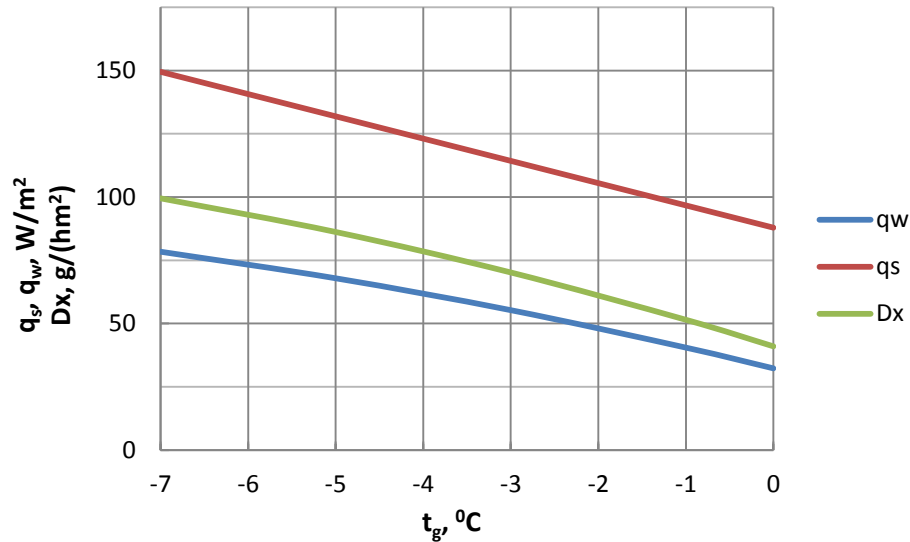
„Vlažni“ toplotni fluks (relativna vlažnost vazduha iznad ploče je 65%) uobičajeno iznosi oko 50% „suvog“ za sve brzine vazduha u usvojenom opsegu (što je vidljivo sa slike 1). Drastično povećanje relativne vlažnosti vazduha (do oko 92%, slika 2), za usvojene uslove rada, rezultira povećanjem „vlažnog“ dela opterećenja približno do 100% „suvog“.

Razmatrajući uticaj vlažnosti vazduha na toplotno opterećenje usled konvekcije, treba imati u vidu i sledeće. Ako se višak vlage uklanja iz vazduha u sistemu za klimatizaciju dvorane u kojoj se nalazi ledena ploča, „vlažno“ toplotno opterećenje će biti manje za oko 13%. U „sušačima“ vazduha vlaga se uklanja u tečnom stanju, za razliku od slučaja kada se toplotno opterećenje usled izdavanja vlage „pokriva“ radom rashladne instalacije kada je vlaga smrznuta na ledenoj ploči [5]. Kompresor uređaja za sušenje vazduha radi na temperaturama isparavanja koje su za 12-15°C iznad temperatura isparavanja u kompresorima rashladne instalacije za formiranje i održavanje ledene ploče.



Slika 2. Uticaj relativne vlažnosti neporemećene struje nestrujavajućeg vazduha na fluks toplote i vlage

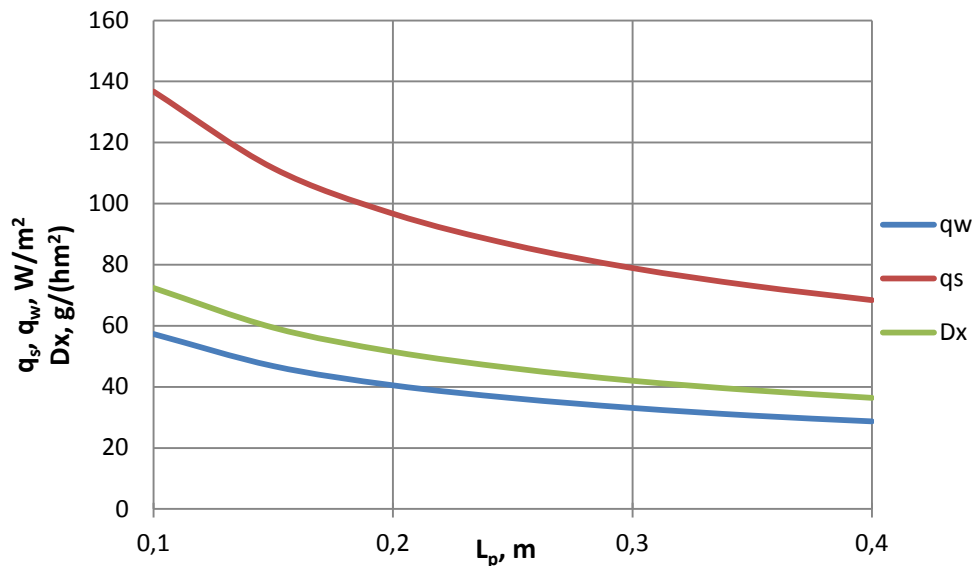
Uticaj temperature površine leda na toplotna opterećenja je prikazan na dijagramu na slici 3. Jasno je da temperatura površine leda značajno utiče na toplotna opterećenja, posebno ako je relativna vlažnost vazduha visoka. Debljina leda nema direktnog uticaja na konvektivna toplotna opterećenja, ali je važno da se debljina održava na minimalno dozvoljenoj vrednosti (oko 3/4 inch ili 20 mm). Veća debljina znači nižu temperaturu rashladnog fluida i time nižu efikasnost rada instalacije (veću potrošnju energije za isti rashladni učinak).



Slika 3. Uticaj temperature površine leda na fluks toplote i vlage

Za rekreativno klizanje najpogodniji je suv led temperature 0°C (na površini) ili malo niže. Za druge sportove potrebne su niže temperature (za hokejaške utakmice -5°C, a za takmičenja u umetničkom ili brzom klizanju -4°C). Međutim, treba imati u vidu da je hladniji led krt i da mu se površina brzo kvvari, pa je potrebna češća regeneracija površine ploče.

Koeficijent ishlapljivanja po Lewis-u prema jednačini (10) sračunat za vrednosti relevantnih parametara je oko 1,1 što je za oko 10% veća vrednost, koja se uobičajeno usvaja pri termotehničkim inženjerskim proračunima pri turbulentnom strujanju ($\sigma \cdot Cp_{Lm} / \alpha_{Lm} \approx 1$). To znači, da je pravac stvarne promene stanja vazduha (u Mollier-ovom „ $h-x$ “ dijagramu) pri ohlađivanju i smrzavanju vlage u izvesnoj meri strmiji, odnosno da je „pripadajuća“ promena vlažnosti vazduha nešto manja.



Slika 4. Uticaj „karakteristične dužine“ na fluks toplote i vlage

Nadalje, trebalo bi imati u vidu veliki uticaj brzine razvoja graničnog sloja vazduha pri nastrujavanju na ravnu ploču (odnosno, „karakteristične dužine“ L_p). Zavisnost toplotnih i fluksa vlage od dužine L_p , (dijagram na slici 4) pokazuje da je uticaj brzine formiranja graničnog sloja znatan.

Koeficijenti prenosa ključno zavise od dužine L_p , pa je u prikazanom primeru gde je opseg usvojenih proračunskih vrednosti L_p od 0,1 do 0,4 m, vrednosti specifičnih flukseva toplote i vlage se kreću u vrlo širokom dijapazonu (najmanje vrednosti su čak dvostruko manje od najvećih).

IV. Zaključak

Konvektivna toplotna opterećenja smrznute površine čine značajan deo ukupne potrebe hlađenja. Unapređenje efikasnosti rada rashladnih instalacija za formiranje i održavanje ledene ploče podrazumeva mere za ograničavanje brzine strujanja vazduha preko površine. Efikasna ventilacija objekta, posebno u periodima visokih spoljnih temperatura vazduha utiče pozitivno na smanjenje konvektivnih toplotnih opterećenja. Vrlo efikasna mera je održavanje relativne vlažnosti vazduha na što nižem nivou (ne više od 70%), pri čemu je 50% veoma poželjna, mada teško dostižna granica. Bolje je da se odvlaživanje vazduha odvija u posebnim uređajima za sušenje, pre smrzavanja viška vlage na ledenoj površini. Konačno, temperatura površine leda ni u kom slučaju ne bi trebalo da bude niža od minimalno potrebne za određenu namenu, pošto svako povećanje debljine leda dovodi do smanjenja energetske efikasnosti rada rashladne instalacije.

V. Literatura

- [1] Treybal, R.E., 1980. *Mass transfer operations*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York
- [2] Bird, R.B., W.E. Stewart, and E.N. Lightfoot., 1960. *Transport phenomena*. John Wiley & Sons, New York
- [3] Green, W.D. 2008, *Perry's Chemical Engineer's Handbook, 8th Edition*, McGraw-Hill
- [4] Bošnjaković, F., 1976. *Nauka o toplini, Drugi dio*, Tehnička knjiga, Zagreb
- [5] DOE. 1980. *Energy conservation in ice skating rinks*. Prepared by B.K. Dietrich and T.J. McAvoy. U.S. Department of Energy, Washington, D.C.
- [6] Sherwood, T.K. and R.L. Pigford, 1952. *Absorption and extraction*. McGraw-Hill, New York
- [7] Chilton, T.H., Colburn, A.P. 1934, *Mass Transfer (Absorption) Coefficients*, Symposium on Diffusional Processes, the 88th Meeting of the American Chemical Society, Cleveland, Ohio
- [8] ASHRAE, *Handbook of Refrigeration (SI)*, 2013. Chapter 44, Ice Rinks
- [9] ASHRAE, *Handbook of Fundamentals (SI)*, 2009, Chapter 6, Mass transfer