

ISPITIVANJE PERFORMANSI HLADNJAKA VAZDUHA SA OREBRENIM CEVIMA

PERFORMANCES INVESTIGATION OF FINNED TUBE AIR COOLER

**Uroš MILOVANČEVIĆ¹, Srbislav GENIĆ¹, Milena OTOVIĆ¹
i Snežana STEVANOVIĆ²**

¹ Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, Beograd

² Univerzitet u Beogradu, Poljoprivredni fakultet, Beograd

U radu je objašnjena problematika merenja merodavnih parametara rada hladnjaka vazduha sa orebrenim cevima. Dat je šematski opis ispitivanog rashladnog postrojenja. Prikazane su najbitnije geometrijske karakteristike razmenjivača toplote (RT). Eksperimentalni rad je obuhvatio merenja toplotnih performansi na fizičkom modelu – razmenjivaču toplote, koji je hladio vazduh pomoću sekundarnog rashladnog fluida koji nije menjao fazu pri strujanju kroz cevi aparata. Protoci i temperature radnih fluida su menjani u opsegu definisanom parametrima rada eksperimentalne instalacije, a koji su bili dovoljni da se mogu izvršiti uopštavanja eksperimentalno dobijenih podataka. U zaključku su dati najbitniji rezultati do kojih se došlo u toku eksperimentalne i matematičke analize rada RT u uslovima hlađenja i sušenja vazduha.

Ključne reči: *razmenjivač toplote sa orebrenim cevima; hlađenje vazduha; eksperimentalna instalacija i merenje; kondenzacija vodene pare*

The paper deals with the problems of measurement of respective operating parameters of air cooler with finned tubes. It is given a PI diagram of the tested refrigeration system. The most important geometrical characteristics of this heat exchanger are shown. Experimental work included measurement of thermal performance on a physical model – the heat exchanger, which cooled the air by using secondary refrigerant, which has not changed phase flowing through the pipes. Flow rates and temperatures of working fluids were varied in defined operating ranges of experimental installation, which were sufficient to make generalization of experimentally obtained data. In conclusion, it is given the most important results that were obtained during the experimental and mathematical analysis of this exchanger in terms of cooling and drying air.

Key words: *heat exchangers; air-cooling coils; staggered tubes; plate fins; experimental setup and measurements; moisture condensation*

1 Uvodna razmatranja

U tehničkoj praksi čest je slučaj hlađenja vlažnih gasova u energetske i procesnim postrojenjima uz izdvajanja kondenzata iz vlažnog gasa na površini raz-

menjivača toplote sa orebrenim cevima. Česti primeri su hlađenje vazduha u rashladnim postrojenjima, hlađenje produkata sagorevanja u termoenergetici i hlađenje različitih gasova u postrojenjima procesne industrije.

Pojava kondenzacije vlage iz gasova menja toplotne i strujne performanse razmenjivača toplote. Poseban problem predstavlja određivanje parametara procesa kondenzacije pare, imajući u vidu međusobnu povezanost fenomena transporta toplote, supstancije i količine kretanja. Postojeće metode analogija fizičkih pojava, koje se koriste u razmatranju ovih fenomena, predstavljaju generalizovani pristup za određivanje performansi razmenjivača toplote.

2 Razmenjivači toplote za hlađenje vazduha

Razmenjivači toplote (RT) sa orebrenim površinama su u širokoj upotrebi, pri čemu je jedna od bitnih namena hlađenje vazduha. Ukoliko se na površini ovih RT ne izdvaja vlaga, govori se samo o osetnoj („suvoj”) razmeni toplote. Ipak pri korišćenju RT za hlađenje vazduha, uz razmenu toplote često se javlja izdvajanje vlage na površini u vidu kondenzata ili sloja inja. U tim slučajevima, pored senzibilne toplote, razmenjuje se i latentna toplota koja može imati znatan udeo u ukupno razmenjenoj količini toplote. Jasno je da u ovakvim uslovima, razmena vlage neće zavisiti samo od temperaturske razlike. Na slici 1 je šematski prikazana hlađena površina RT u kontaktu sa toplom strujom vlažnog vazduha koji menja svoje stanje $1p$ od ulaza u hladnjak do stanja $1k$ na izlaznom preseku, pri čemu se izdvajaju opciono sloj tečnosti i/ili leda u zavisnosti od uslova. Kao rashladni fluid korišćena je tečnost koja ne menja fazu pri strujanju kroz aparat.

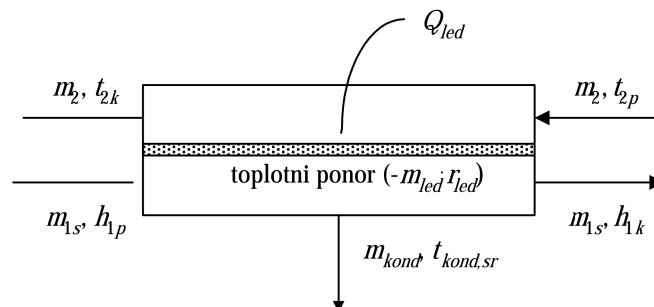
Za najopštiji slučaj kada istovremeno dolazi do kondenzacije pare i do stvaranja sloja inja na površini za razmenu, jednačina toplotnog bilansa glasi:

$$\dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot t_{2,p} + \dot{m}_{1,s} \cdot h_{1,p} + \dot{Q}_{led} = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot t_{2,k} + \dot{m}_{1,s} \cdot h_{1,k} + \dot{Q}_{kond} \quad (1)$$

\dot{Q}_{led} predstavlja količinu toplote koja se utroši na formiranje sloja leda u aparatu (slika 1) i manifestuje se kao “toplotni priliv” u sistem

$$\dot{Q}_{led} = \dot{m}_{led} \cdot r_{led} \quad (2)$$

a r_{led} , kJ/kg, je toplota smrzavanja vode.



Slika 1. Vazdušni hladnjak – pojave prenosa toplote i supstancije na površini hladnjaka (šematski prikaz hlađenja i odvlaživanja vazduha)

Osnovni elementi instalacije su: VH1, VH2 – vazdušni hladnjaci sa orebnim cevima dimenzija fasadnog preseka 360 x 360 mm; VE – ventilator; EK – eliminator kapi; otvoreni strujni kanal za vazduh (pri čemu je poprečni presek kanala odgovarao fasadnom preseku RT); CPS – cirkulaciona pumpa; STAD – regulacioni balansni ventil u povratnom cevovodu rashladne vode; KP – kompresor (rashladna karakteristika prikazana na slici 3); KD – kondenzator; R – suvi isparivač.

Rashladni agregat je radio sa freonom R407C kao rashladnim fluidom. Dimenzionisan je tako da za temperaturski režim 5÷50 °C obezbedi nominalnu rashladnu snagu od 12 kW.

Merenja su sprovedena na dve različite konfiguracije razmenjivača toplote sa lamelastim rebrima. Prvo su vršena merenja na instalaciji sa dva vazdušna hladnjaka, redno spregnuta po toku vazduha, dok je po toku vode bila ostvarena paralelna veza. Prvobitno su bili ostvareni i izmereni „suvi“ režimi rada instalacije, nakon kojih je usledilo merenje u „mokrim“ režimima. Po završetku planiranih merenja na instalaciji sa dva hladnjaka, pristupilo se merenjima sa jednim hladnjakom (drugi od dva hladnjaka je bio demontiran). Isti pristup u merenju suvih i vlažnih režima je bio korišćen i u ovoj prilici.

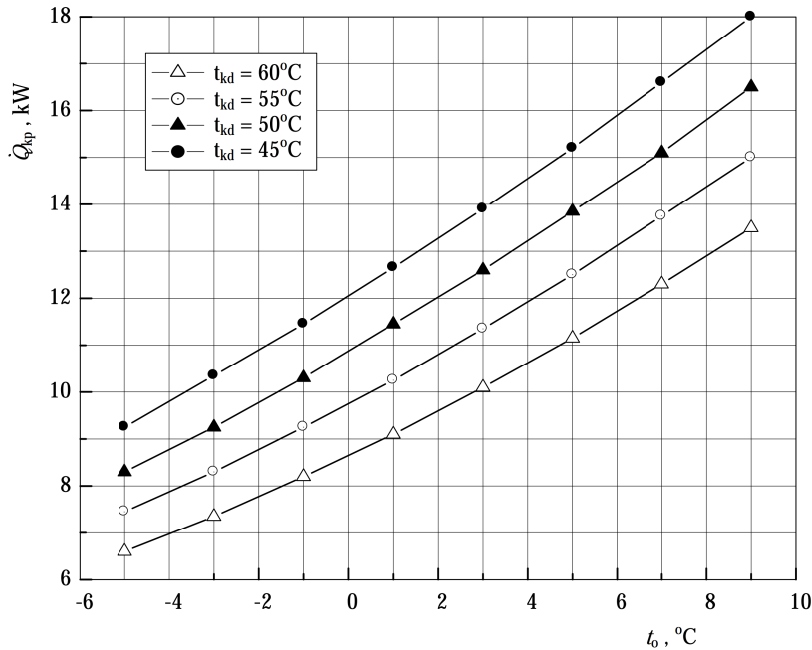
Šema strujanja fluida kroz dva hladnjaka razmatrana je kao kombinovana šema unakrsno-suprotnosmernog toka, sa paralelnom vezom sa strane hladnijeg fluida, dok je jedan hladnjak smatran kao unakrsno-suprotnosmerni. Obradom rezultata merenja i sprovedenim proračunima, pokazano je da se ova šema unakrsno-suprotnosmernog strujanja može smatrati kao čisto suprotnosmerna (uz važnu napomenu da je vazduh kao topliji fluid strujao kanalisano kroz međucevni prostor sa mešanjem iza svakog reda cevi, a voda kao hladniji fluid je strujala kanalisano kroz cevi).

Protok vazduha variran je pomoću modulatora frekvencije pogonskog elektromotora ventilatora. Određivanje protoka vazduha vršeno je pomoću diferencijalnog mikromanometra (AXD 550), kao i manometarske „U“ cevi (sa vodom) na usisu ventilatora, merenjem diferencijalnog pritiska na usisnoj cevi spoljnog prečnika 160 mm i dužine 1000 mm. S obzirom na jako dobra poklapanja merenih vrednosti, kao merodavni su uzeti rezultati diferencijalnog pritiska izmereni mikromanometrom. Pad pritiska vazduha pri strujanju kroz razmenjivač toplote takođe je meren diferencijalnim mikromanometrom. Izrada usisne cevi obavljena je prema preporukama u [5], a baždarenje je izvršeno pomoću termoanemometra (ALNOR TA 440) metodom ispitivanja definisanom preko [6].

Za određivanje protoka vazduha potrebno je izmeriti dinamički pritisak, tj. razliku atmosferskog (ukupnog) pritiska i statičkog pritiska Δp_m (Pa) u usisnom preseku merne cevi, na precizno definisanom odstojanju ($D/2$) od ulaznog preseka [5], pritisak okolnog vazduha p_{tot} (Pa), kao i temperaturu vazduha na usisu u cev t_v (°C). Prema [5] protok toplijeg fluida se izračunava pomoću

$$\dot{m}_1 = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon_e \cdot \frac{\pi D}{4} \cdot \sqrt{2\rho_1 \Delta p_m} \quad (3)$$

gde je S faktor isticanja, β odnos prečnika, D (m) unutrašnji prečnik usisne cevi, a ε_e koeficijent ekspanzije.



Slika 3. Karakteristika kompresora korišćenog pri eksperimentalnom ispitivanju [7]

Ispred razmenjivača toplote, a na potisu ventilatora, ugrađen je kanal dužine 2000 mm, kvadratnog poprečnog preseka dimenzija 360 x 360 mm, koji odgovara poprečnom preseku razmenjivača toplote, s ciljem umirenja vazdušne struje i postizanja što ravnomernijeg brzinskog polja, na mestu gde je priključen diferencijalni manometar (pomoću koga je meren pad pritiska na orebrenoj površini), kao i u ulaznom preseku kanala ispred razmenjivača toplote.

Pored manometarskih priključka, u presecima kanala ispred i iza razmenjivača toplote, nalazila su se i merna mesta za prikupljanje parametara vazduha, i to temperature po suvom termometru t_{1p} , °C i relativne vlažnosti φ_{1p} , % na ulazu u RT, kao i temperature po suvom termometru t_{1k} , °C i relativne vlažnosti φ_{1k} , % na izlazu iz RT.

Protok vode meren je na regulacionom balansnom ventilu TA STAD 25 pomoću diferencijalnog manometra TA SCOPE, na osnovu metode ispitivanja definisane u [8]. Protok vode je variran regulacijom na samom ventilu i na trobrzinskoj pumpi u različitim opsezima, vodeći računa da se obezbedi potrebna radna autonomija ventila. Takođe, izvršeno je i uporedno merenje protoka vode pomoću ultrazvučnog merila KROHNE, koje je bilo postavljeno na priključni razvodni cevovod za vodu pri samom rashladnom uređaju. Dobijeni rezultati bili su u dobrom poklapanju.

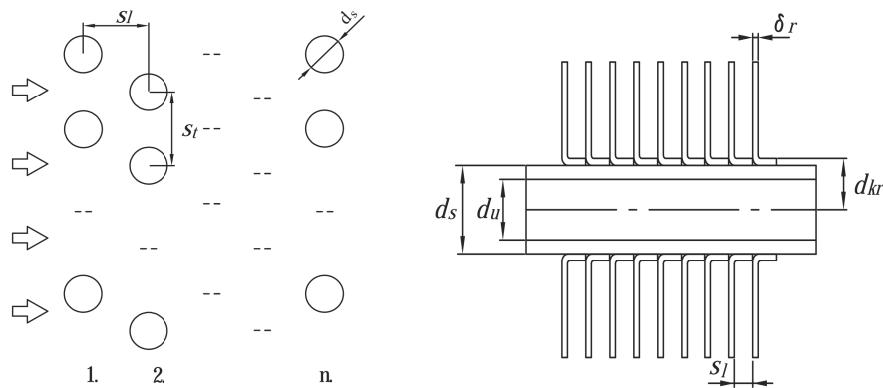
Temperature vode na ulazu (t_{2p} , °C) i na izlazu (t_{2k} , °C) iz razmenjivača merene su na priključcima RT pomoću uparenih, izbaždarenih sonde PT500 (povezanih na kalorimetar), a takođe je merena i diferencijalna temperatura na hladnjacima Δt_2 , °C.

Protok kondenzata meren je pomoću vage i hronometra, a nakon uspostavljenog radnog režima. Kondenzat je skupljan u tacni ispod RT, a odvod kondenzata je bio povezan sa skupljačem tečnosti preko sifonskog (fleksibilnog) creva, koje je bilo napunjeno vodom [9]. Temperatura kondenzata merena je u samom sifonskom crevu pomoću PT100 sonde. Uređaj za akviziciju temperature kondenzata je bio Mekontik.

Ispitivani razmenjivači toplote su hladnjaci vazduha sa cevima sa lamelastim orebrenjem sa šahovskim rasporedom, čije su geometrijske karakteristike prikazane u tabeli 1, kao i na slici 4.

Tabela 1. Geometrijske karakteristike ispitivanih razmenjivača toplote

Tip ispitivanog aparata	1	2
H , mm, visina razmenjivača toplote (strujnog kanala)	360	360
B , mm, širina razmenjivača toplote (strujnog kanala)	360	360
L , mm, dužina razmenjivača u smeru strujanja vazduha	120	240
d_n , mm, unutrašnji prečnik cevi	11,9	11,9
d_c , mm, spoljašnji prečnik cevi	12,6	12,6
d_{kr} , mm, prečnik u korenu rebra	12,9	12,9
N_{ct} , broj cevi u čeonom redu	12	12
N_{cl} , broj redova cevi (u pravcu strujanja vazduha)	4	8
N_c , ukupan broj cevi	48	96
N_{reb} , ukupni broj rebara po jednoj cevi	63	63
δ_r , mm, debljina rebra	0,3	0,3
s_r , mm, korak rebara	5,71	5,71
S_{cn} , m ² , površina za razmenu toplote sa spoljašnje strane cevi	5,19	10,5



Slika 4. Osnovne geometrijske veličine RT na kojima je sprovedeno merenje: šema nastrujavanja snopa cevi u šahovskom rasporedu – levo [10], bočni pogled – desno [10]

3.2 Uslovi za izvođenje eksperimenta

Sva merenja (u suvim i mokrim režimima) vršena su po uspostavljanju (prividno) stacionarnog stanja. Takođe, sva ispitivanja pada pritiska pri strujanju vazduha preko površine RT obavljena su istovremeno sa merenjima toplotnih performansi. Neke od veličina kao što su diferencijalni pritisci, temperature, diferencijalne temperature, merene su direktno (neposredno), dok veličine kao što su koeficijenti prolaza toplote, koeficijenti trenja, toplotna snaga, izračunavani su na osnovu direktno izmerenih veličina. Navedena procedura je podrazumevala svakodnevni rad u trajanju od oko sto dana provedenih na merenjima, a imajući u vidu potrebu da se merenja izvrše u što širem dijapazonu metereoloških okolnosti (topli, hladni dani, sa velikom i malom vlažnošću vazduha, itd.).

Na eksperimentalnoj instalaciji svi cevovodi za hladnu vodu su bili izolovani, tako da je „priliv“ toplote iz okoline u sekundarnom krugu bio zanemarljiv.

Smatra se da je sva merna oprema bila dovoljno dugo pod uticajem radnih fluida, čiji su parametri mereni. Uz sve navedene uslove stacionarnosti i adijabatičnosti, bilo je neophodno da se vodi računa o mogućnosti ponavljanja radnog režima, da bi se dobili rezultati koji zadovoljavaju statističke kriterijume. S obzirom da je instalacija na kojoj su sprovedena merenja nova, otpori usled zaprljanja su zanemareni. Takođe su zanemareni i kontakti otpori između rebara i cevi.

3.3 Matematička obrada rezultata eksperimenata

Matematička obrada rezultata merenja vršena je pomoću statističkih metoda koje se koriste za procenu kvaliteta rezultata i za definisanje odgovarajućih funkcionalnih zavisnosti preko bezdimenzionih brojeva [12].

Veličine koje su merene za definisanje pada pritiska na RT sa lamelastim rebrima su:

- Δp_m , Pa, razlika pritisaka (diferencijalni pritisak) vazduha na usisnoj cevi;
- Δp_{mHL} , Pa, razlika pritisaka ispred i iza razmenjivača toplote;
- p_{tot} , Pa, atmosferski pritisak ambijentalnog vazduha;
- t_v , °C, temperatura vazduha;
- V_1 , m³/s, izmereni zapreminski protok vazduha.

Pored već navedenih veličina, za definisanje toplotnih performansi merene su:

- t_{1p} , °C, temperatura po suvom termometru vazduha na ulaznom preseku razmenjivača;
- ϕ_{1p} , %, relativna vlažnost vazduha na ulaznom preseku razmenjivača;
- t_{1k} , °C, temperatura vazduha po suvom termometru na izlaznom preseku razmenjivača;
- ϕ_{1k} , %, relativna vlažnost vazduha na izlaznom preseku razmenjivača;
- V_2 , l/h, zapreminski protok hladnijeg fluida (voda);
- t_{2p} , °C, temperatura vode na ulazu u RT;
- t_{2k} , °C, temperatura vode na izlazu iz RT;
- Δt_2 , °C, diferencijalna temperatura vode;
- m_{kond} , kg/h, maseni protok kondenzata;
- t_{kond} , °C, temperatura kondenzata.

3.4 Procena kvaliteta eksperimentalnih rezultata

Tretirane (maksimalne) greške merenja pojedinačnih veličina su:

- greška merenja temperature (ocena disperzije) $s_t = 0,1^\circ\text{C}$;
- greška merenja relativne vlažnosti $s_\varphi = 2,5\%$ (pri $t_v = 20^\circ\text{C}$ i $\varphi_v = 30 \div 85\%$);
- greška merenja protoka $s_m = 0,5 \text{ kg/s}$.

Toplotna snaga razmenjivača sa strane vazduha računata je preko podataka na osnovu bilansne jednačine

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{1,s} \cdot (h_{1p} - h_{1k}) \quad (4)$$

gde je $\dot{m}_{1,s}$, kg/s maseni protok suvog vazduha, a h_1 , kJ/kg, specifična entalpija vlažnog vazduha (po 1 kg suvog vazduha, gde indeksi „k“ i „p“ označavaju krajnje i početno stanje vazduha)

$$h_1 = c_{psv1} \cdot t_1 + Y_1 \cdot (r_0 + c_{pp1} t_1) \quad (5)$$

c_{psv1} i c_{pp1} , J/(kg · K), su specifični toplotni kapaciteti suvog vazduha i pare na datoj temperaturi, r_0 , kJ/kg, toplota isparavanja vode na temperaturi od 0°C , a Y_1 , kg_Y/kg_{sv} apsolutna vlažnost (po 1 kg suvog vazduha vazduha)

$$Y_1 = 0,622 \cdot \frac{\varphi_1 \cdot p_{sat}(t_1)}{p_{tot} - \varphi_1 \cdot p_{sat}(t_1)} \quad (6)$$

Za vodu kao hladniji fluid koristi se sledeća bilansna jednačina

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2k} - t_{2p}) \quad (7)$$

\dot{m}_2 , kg/s, je maseni protok vode, a c_{p2} , J/(kg · K), je specifični toplotni kapacitet hladnijeg fluida.

Sva termofizička svojstva vazduha i vode, kao i vodene pare određivana su prema [13]. Srednja vrednost toplotne snage na osnovu jednog mernog prolaza je

$$\dot{Q}_{sr} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2}{2} \quad (8)$$

gde su \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 , toplotne snage RT izračunate sa strane vazduha i sa strane vode, a greška merenja toplotne snage je

$$s_Q = \sqrt{(\dot{Q}_1 - \dot{Q}_{sr})^2 + (\dot{Q}_2 - \dot{Q}_{sr})^2} \quad (9)$$

S obzirom na prethodno, toplotna snaga se izražava u obliku $\dot{Q}_{sr} \pm s_Q$.

Razmatrani su svi režimi sa disperzijom toplotne snage $\Delta_{St} < 10\%$, pri čemu se stacionarnost radnog režima može proceniti na osnovu odnosa

$$\Delta_{St} = \frac{S_Q}{\dot{Q}_{sr}} \quad (10)$$

Koeficijent prolaza toplote, na osnovu rezultata merenja određen je kao

$$k = \frac{\dot{Q}_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \quad (11)$$

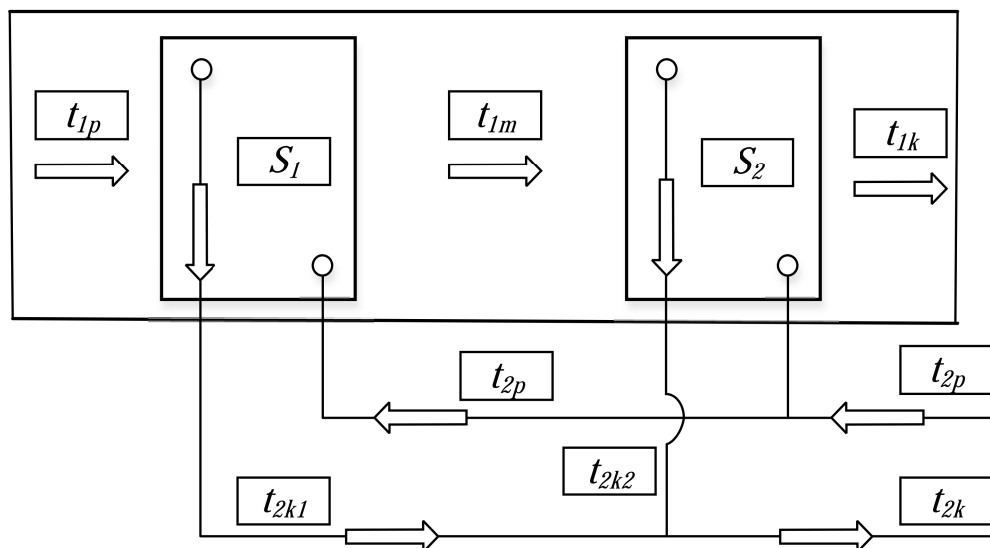
gde je srednja temperaturska razlika prema [14]

$$\Delta t_{sr} = \varepsilon_t \cdot \frac{(t_{1p} - t_{2k}) - (t_{1k} - t_{2p})}{\ln \frac{t_{1p} - t_{2k}}{t_{1k} - t_{2p}}} \quad (12)$$

a ε_t je korekcionni faktor za srednju temperatursku razliku.

S obzirom na činjenicu da su vršena ispitivanja jednog, a potom i dva spregnuta razmenjivača toplote suprotnosmerno-unakrsnog toka, sa kanalisanim strujanjem oba fluida, ispitan je popravni faktor ε_t za sve merene režime strujanja. Za slučaj kad su vršena ispitivanja samo na jednom vazдушnom hladnjaku rezultati su pokazali da ε ima istu vrednost kao i u slučaju čisto suprotnosmernog strujanja fluida.

Za opciju sa dva hladnjaka, koji su bili u paralelnoj vezi sa strane hladnijeg fluida (vode), a u rednoj vezi po toku vazduha izvedeni su toplotni parametri za složenu konfiguraciju strujanja, a šematski prikaz povezivanja je dat na slici 5.



Slika 5. Šema strujanja vode i vazduha, pri merenjima na dva RT

Vrednosti za ε_t dobijene ovim proračunom bliske su jedinici, tako da je zaključeno da je moguće da se ova konfiguracija strujanja smatra kao čisto suprotnosmerna. U nastavku rada usvojeno je $\varepsilon_t = 1$, pri čemu je greška manja od 2,5%.

Koeficijent prolaza toplote sveden na spoljašnju površinu razmenjivača iznosi

$$\frac{1}{k_{sp}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_1} + \left[\frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{d_s}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_{kr}}{d_s} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \right] \cdot \frac{S_{sp}}{S_{un}} \quad (13)$$

a η_1 je efikasnost orebrene površine. Koeficijent prelaza toplote sa strane hladnijeg fluida (vode) se izračunava pomoću jednačine

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_u} \quad (14)$$

gde su sledeće veličine:

- Nu_2 , Nuseltov broj za laminarni režim strujanja [15] kroz cevi
 $\text{Re}_2 < 2000$

$$\text{Nu}_2 = \left(4,364^{3,39} + 0,553 \cdot (\text{Re}_2 \cdot \text{Pr}_2)^{1,445} \right)^{0,295} \cdot \left(\frac{d_u}{d_{u\min}} \right)^{0,04} \cdot \left(\frac{\mu_2}{\mu_{2z}} \right)^{0,14} \quad (15)$$

- Nu_2 , Nuseltov broj za turbulentni režim strujanja kroz cevi
 $\text{Re}_2 > 2000$ - jednačina Hauzena [16]

$$\text{Nu}_2 = 0,0235 \cdot (\text{Re}_2^{0,8} - 230) \cdot (1,8 \cdot \text{Pr}_2^{0,3} - 0,8) \quad (16)$$

- Re_2 , Rejnoldsov broj,

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_u \cdot \rho_2}{\mu_2} \quad (17)$$

- w_2 , m/s, srednja brzina strujanja fluida kroz cevi RT,
- ρ_2 , kg/m³, gustina fluida koji struji kroz cevi,
- μ_2 , Pa·s, dinamička viskoznost fluida koji struji kroz cevi,
- Pr_2 , Prantlov broj za fluid koji struji kroz cevi,

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_{p2} \cdot \mu_2}{\lambda_2} \quad (18)$$

- c_{p2} , J/(kg·K), specifični maseni toplotni kapacitet fluida,
- λ_2 , W/(m·K), toplotna provodnost fluida.

Zaključna razmatranja

Pri konstruisanju, proizvodnji i upotrebi hladnjaka vazduha sa orebrenim cevima, inženjer se susreće na prvi pogled sa obimnom literaturom za proračun

toplotnih performansi i pada pritiska. Upuštanjem u ovu oblast, postavlja se pitanje da li su literaturni izvori vezani samo za konkretan proizvod i konstrukciju jednog RT ili postoji neka analiza sa opšte važećim zaključcima koji mogu da se odnose istovremeno i na više drugih konstrukcija.

Na osnovu prikazane procedure, pri radu RT u režimu sa kondenzacijom pare, došlo se do rezultata (softverskog rešenja) koji bi u praksi mogli da omogućе brzo i pouzdano određivanje parametara ovakvih razmenjivača toplote.

Pored toga, ostvareni su i sledeći rezultati:

- razvijena je eksperimentalna instalacija za ispitivanje strujno–termičkih performansi rada hladnjaka vazduha – razmenjivača toplote sa orebrenim cevima u uslovima kondenzacije vlage;
- definisani su svi merodavni parametri neophodni za dobijanje korelacije za proračun pada pritiska, kao i proračunske metode za određivanje koeficijenata prelaza toplote i vlage;
- potvrđene su kriterijumske zavisnosti za izračunavanje pada pritiska i koeficijenta prelaza toplote u suvim režimima;
- određene su i potvrđene kriterijumske zavisnosti za izračunavanje pada pritiska u režimima sa kondenzacijom pare;
- definisana je poboljšana proračunska procedura za određivanje toplotne snage i količine izdvojenog kondenzata u jedinici vremena, kao i ostalih relevantnih parametara rada RT sa orebrenim cevima u režimima sa kondenzacijom pare, kao i u suvim režimima.

LITERATURA

- [1] *** EN 306: 1997 Heat exchangers – Methods of measuring the parameters for establishing performance
- [2] *** EN 307: 1997 Heat exchangers – Guidelines for preparing installation, operating and maintenance instructions required to maintain the performance of each type of heat exchanger
- [3] *** EN 1148: 1997 Heat exchangers – Water to water heat exchangers for district heating – Test procedure for establishing the performance data
- [4] *** EN 305: 1997 Heat exchangers – Definitions of performance of heat exchangers and the general test procedure for establishing performance of all heat exchangers
- [5] https://opi.emersonclimate.com/was.extension.opi.web/OPIServlet?action=com_psearch , Emerson, Copeland
- [6] **Batty J., Danen G., Van der Heul F., Jansen J., Nanning P.**, Shell flow meter engineering handbook, McGraw–Hill, 2nd edition, 1985
- [7] *** SRPS ISO 3966: 2013 BSRIA AG 3/89.3
- [8] *** SRPS EN ISO 5167: 2007 merenje protoka fluida pomoću uređaja sa diferencijalnim pritiskom ugrađenih u cevovode kružnog poprečnog preseka
- [9] *** Uputstvo za montažu, rad i održavanje klima komora – „Soko inženjering”

- [10] **Tahseen T., Ishak M., Rahman.,** An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43 (2015), 363–380
- [11] *** STANDARD 410–2001 – Standard for Forced–Circulation Air–Cooling and Air–Heating Coils
- [12] **Jaćimović, B., Genić, S.,** Principi modeliranja u procesnoj tehnici, Skripta za doktorske studije, Mašinski fakultet, Beograd, 2005
- [13] **Genić S., Jaćimović B., Jarić M., Budimir N.,** Svojstva procesnih fluida, Savez mašinskih i elektrotehničkih inženjera i tehničara Srbije, Beograd, 2014
- [14] **Jaćimović, B., Genić, S.,** Toplotne operacije i aparati, Deo 1: Rekuperativni razmenjivači toplote, Mašinski fakultet i VEDES, Beograd, 2004
- [15] **Genić S., Jaćimović B.,** Toplotne operacije i aparati, novo izdanje, u štampi
- [16] **Hausen H.,** Wärmeübertragung im gegenstrom, gleichstorm und kreuzstorm, Springer–Verlag, Berlin, 1976