

ISPITIVANJE OREBRENIH ZAGREJAČA VAZDUHA SA RASPRŠIVANJEM VODE

TESTING OF AIR HEATERS WITH PLATE FINNED TUBES WITH SPRAY COOLING

Milena OTOVIĆ^{1*}, Srbislav GENIĆ¹, Uroš MILOVANČEVIĆ¹, Vladmir ČERNICIN¹,
Srđan OTOVIĆ¹, Snežana STEVANOVIĆ²

¹ Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd,

² Poljoprivredni fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd

U radu je opisana procedura merenja relevantnih parametara rada razmenjivača toplote sa orebrenim cevima koji rade kao zagrejači vazduha. Pored opisa eksperimentalne instalacije date su i najbitnije geometrijske karakteristike ovih aparata. Radi određivanja merodavnih parametara za slučajeve rada sa i bez vlaženja vazduha vršena su eksperimentana merenja toplotnih i strujnih performansi razmenjivača toplote. Kroz cevi je strujala voda kao topliji fluid. Prilikom izvođenja eksperimenata varirani su protoci i temperature radnih fluida u granicama definisanim parametrima rada same instalacije, dovoljni da se dobijeni rezultati mogu generalizovati. Obradom eksperimentalnih podataka odgovarajućim statističkim metodama cilj je bio da se odrede jednačine pogodne za inženjersku praksu. Definisani su koeficijenti otpora strujanju i prelazu toplote i vlage sa vazdušne strane na složenoj geometriji ovog tipa razmenjivača toplote pri realnim eksploatacionim uslovima, a u funkciji od merodavnih kriterijuma sličnosti.

Ključne reči: razmenjivač toplote sa orebrenim cevima; eksperimentalna instalacija; orošavanje vazduha

This paper deals with the procedure for measuring the relevant parameters of a plate-finned tube heat exchangers operating as an air heaters. Beside the description of the experimental installation, the most important geometric characteristics of these appliances are given. In order to determine the relevant parameters for dry and wet regimes (for cases with and without spray cooling), experimental measurements of the heat and hydraulic performance of the heat exchangers were made. Water flowed through the pipes as a warmer fluid. During the experiments, the flow rates and temperatures of the working fluids were varied within the limits defined by the operating parameters of the installation itself, sufficient to allow the obtained results to be generalized. The experimental data were processed by appropriate statistical methods; the aim was to determine equations suitable for engineering practice. The coefficients of the air-side heat and mass transfer and friction factor are defined on the complex geometry of this type of heat exchangers under realistic operating conditions, as a function of the relevant similarity criteria.

Key words: plate finned tube heat exchanger; experimental setup; spray cooling

1. Uvodna razmatranja – razmenjivači toplote sa orošavanjem vazduha

Orošavajući razmenjivači toplote se sastoje od cevnog snopa kroz koji protiče radni fluid koji se hladi ili kondenzuje,

dok rashladna voda, u vidu filma ili raspršena, struji sa spoljašnje strane cevi, a okolni vazduh odvodi veći deo toplote koju je voda primila. Rashladna voda se može recirkulisati ili u potpunosti odvoditi iz aparata, a strujanje vazduha može biti prirodno (atmosferski orošavajući razmenjivači) ili prinudno (evaporativni orošavajući razmenjivači).

* Corresponding author: motovic@mas.bg.ac.rs

Orošavajući razmenjivači se uvek izrađuju sa horizontalno postavljenim cevima, pri čemu se u odnosu na pravac i smer proticanja radnog fluida i rashladne vode može ostvariti istosmerni tok (kada radni fluid struji odozgo nadole), suprotnosmerni tok (kada radni fluid struji odozdo nagore) i unakrsni tok.

Korišćenjem orošavajućeg razmenjivača moguće je, zbog recirkulacije vode, uštedeti $85 \div 95$ % od potrebne količine vode za normalan rad u poređenju sa rekuperativnim razmenjivačem toplote odgovarajućeg kapaciteta koji se hladi protočnom vodom. Potrebni protok vazduha je znatno manji nego kod rekuperativnih razmenjivača toplote hlađenih samo vazduhom, pa su niži investicioni i pogonski troškovi (manji ventilatori i elektromotori manje snage).

Orošavajući razmenjivači toplote se veoma često upotrebljavaju za:

- hlađenje tečnosti (voda, alkoholi, ulja, razne vrste destilata),
- hlađenje gasova (prirodni gas),
- kondenzaciju pare (rashladni fluidi, alkoholi, vodena para).

Strujanje vazduha se ostvaruje pomoću aksijalnih ili centrifugalnih ventilatora, pri čemu se centrifugalni ventilatori koriste kada su zahtevi u pogledu nivoa buke strogi.

Prilikom kontakta vode i vazduha dolazi do isparavanja jednog dela vode, pa je potrebno dovoditi svežu vodu u sistem da bi se u njemu održavalo stacionarno stanje, a njena potrošnja zavisi od sledećih faktora:

- toplotne snage aparata,
- stanja vazduha koje se menja tokom eksploatacionog perioda, tj. od količine vode koja ispari u kontaktu sa vazduhom,
- brzine strujanja vazduha,
- maksimalno dozvoljene količine soli u vodi koja se vremenom povećava usled isparavanja jednog dela vode.

2. Eksperimentalna instalacija i rezultati merenja

U okviru ovog eksperimentalnog ispitivanja projektovana je i izrađena eksperimentalna instalacija (fizički model) na kojoj su sprovedena merenja uticaja promene entalpije vazdušne struje na performanse razmenjivača toplote (RT) sa orebrenim cevima koji rade kao zagrejači vazduha (npr. kondenzator toplotnih pumpi), kao posledica orošavanja vazduha na ulazu u aparat. Razmatrani su RT u tri različita režima: pri razmeni suve toplote bez orošavanja vazduha, kao i sa orošavanjem vazduha do stanja adijabatskog zasićenja i pri razmeni suve i latentne toplote za slučaj strujanja presićenog vazduha.

Ispitivanja razmenjivača toplote su se vršila prema međunarodnim EN normama za ovu oblast [1, 2, 3].

Instalacija je bila montirana i puštena u rad u okviru toplotne podstanice na Mašinskom fakultetu u Beogradu, gde su i eksperimenti sprovedeni. Prilikom ovih eksperimentalnih merenja ispitivan je novi razmenjivač toplote [4] koji se može proizvoditi u više veličina u serijskoj, odnosno masovnoj proizvodnji.

2.1. Opis eksperimentalne instalacije

Eksperimentalna instalacija izrađena za potrebe merenja, čiji je šematski prikaz dat na slici 1, sastoji se iz otvorenog vazdušnog sistema, kruga vode za orošavanje vazduha i kruga tople vode za zagrevanje RT sa odgovarajućim mernim mestima, a njeni osnovni elementi su:

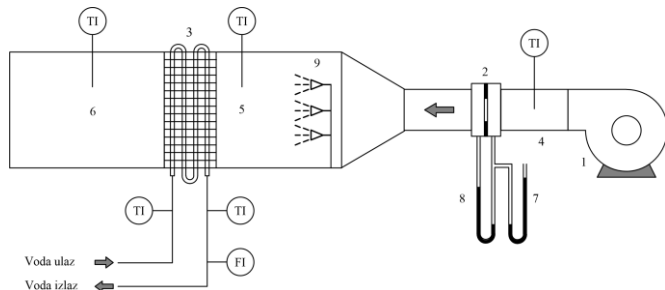
- 1 – ventilator,
- 2 – merna blenda,
- 3 – razmenjivači toplote sa orebrenim cevima dimenzija 360 x 360 mm,
- 4 – cevovod,
- 5 – strujni kanal za vazduh na ulazu u RT,
- 6 – strujni kanal za vazduh na izlazu iz RT,
- 7 – manometar (U cev),
- 8 – diferencijalni manometar (U cev),
- 9 – mlaznice za orošavanje vazduha.

Eksperimenti su sprovedeni na dva razmenjivača toplote sa lamelastim rebrima u dva seta merenja relevantnih parametara – prvo sa dva vazdušna hladnjaka, a potom sa jednim. U prvom setu merenja vazdušni hladnjaci su bili redno spregnuti po toku vazduha i po toku tople vode. Najpre su ostvareni „suvi“ režimi rada instalacije (bez orošavanja vazduha na ulazu u aparat), a zatim i „vlažni“ režimi sa orošavanjem vazduha do stanja adijabatskog zasićenja i za slučaj strujanja presićenog vazduha preko ovih RT. Nakon toga nastavljeno je sa ispitivanjem instalacije sa jednim vazdušnim hladnjakom, pri čemu je drugi bio demontiran. I u ovom slučaju prvo su izmereni „suvi“, a potom i „vlažni“ režimi.

Smatrano je da je vazduh kao hladniji fluid strujao kanalisano kroz međucevni prostor sa mešanjem iza svakog reda cevi, a voda kao topliji fluid kanalisano kroz cevi. Kada je reč o vezi dva vazdušna hladnjaka, razmatrana je šema unakrsno-suprotnosmernog toka strujanja sa rednom vezom sa strane toplijeg fluida, pri čemu je jedan hladnjak posmatran kao unakrsno-suprotnosmerni. Na osnovu sprovedenih proračuna zaključilo se da se ove šeme unakrsno-suprotnosmernog strujanja mogu smatrati čisto suprotnosmernim.

Protok vazduha, ostvaren pomoću potisnog ventilatora, variran je pomoću frekventnog regulatora i meren na usisu

ventilatora kosim manometrom sa vodom preko usisne cevi spoljnog prečnika 160 mm i dužine 450 mm izrađene prema preporukama u [5]. Njeno baždarenje je izvršeno metodom ispitivanja definisanom preko [6] pomoću termoanemometra (ALNOR TA 440 A).



Slika 1. Šematski prikaz eksperimentalne instalacije (TI – termometar, FI – protokomer)

Da bi se odredio protok vazduha, potrebno je izmeriti razliku atmosferskog (ukupnog, totalnog) i statičkog pritiska u usisnom preseku merne cevi Δp_{usis} [Pa] (ova razlika predstavlja dinamički pritisak) na precizno definisanom odstojanju $D/2$ od ulaznog preseka [5], kao i ambijentalni pritisak p_{amb} [Pa] i temperaturu vazduha na usisu u cev t_{usis} [°C] (radi oređivanja potrebnih termotehničkih parametara). Protok hladnijeg fluida (vazduha) na osnovu ovih izmerenih potrebnih vrednosti može se izračunati pomoću izraza prema [5]:

$$m_2 = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon_v \cdot \frac{\pi D}{4} \cdot \sqrt{2\rho_2 \Delta p_{usis}} \quad (1)$$

gde je C faktor isticanja, β odnos prečnika, D [mm] unutrašnji prečnik usisne cevi, a ε_v koeficijent ekspanzije.

Nakon ventilatora u smeru strujanja vazduha u „suvim“ režimima ugrađen je kanal dužine 2000 mm kvadratnog poprečnog preseka koji odgovara poprečnom preseku razmenjivača toplote, kako bi se umirila vazдушna struja i postiglo što ravnomernije brzinsko polje ispred razmenjivača toplote na mestu manometarskog priključka pomoću koga je meren pad pritiska na aparatu (Δp_{RT} [Pa]). Ovaj pad pritiska vazduha pri strujanju kroz razmenjivač toplote meren je uz pomoć diferencijalnog kosog manometra sa vodom povezanog na priključcima na odgovarajućoj udaljenosti ispred i iza aparata.

Takođe, u preseku kanala ispred razmenjivača toplote u blizini manometarskog priključka nalazilo se i merno mesto za prikupljanje parametara vazduha na ulazu u aparat – temperature po suvom termometru (t_{2p} [°C]) i relativne vlažnosti (φ_{2p} [%]). U preseku kanala na dovoljnoj udaljenosti iza razmenjivača toplote nalazilo se merno mesto za prikupljanje

parametara vazduha na izlazu iz aparata – temperature po suvom termometru (t_{2k} [°C]) i relativne vlažnosti (φ_{2k} [%]).

Za merenje bitnih parametara u „vlažnim“ režimima instalacija je prepravljena i u vazdušni kanal nakon ventilatora ugrađena je maglena sekcija za orošavanje vazduha na ulazu u razmenjivač toplote. Ispred sekcije, a nakon ventilatora, mereni su temperatura i relativna vlažnost vazduha pre procesa orošavanja. Na izlazu iz maglene komore, pre ulaska vazduha u razmenjivač toplote, postavljen je odvajач kapi nakon koga se nalazio priključak za merenje temperature i relativne vlažnosti vazduha nakon procesa orošavanja do stanja adijabatskog zasićenja. U slučaju strujanja presičenog vazduha preko ovih razmenjivača toplote odvajач kapi je demontiran i ka aparatima je strujao vazduh koji je sa sobom nosio kapljice vode. Parametri vazduha u ovakvom dvofaznom području su jednim delom mereni pomoću vlažnog termometra, pa kasnije računati na osnovu određenih pretpostavki.

Voda za orošavanje vazduha je do dva reda mlaznica za fino raspršivanje (proizvođač BETE, PJ 20) dopremana pomoću pumpe (proizvođač Grunfoss) iz merne kade (rezervoara). Na usisu pumpe postavljeni su nepovratni ventil i odvajач nečistoća (HERC, veličine sita 0,3 μm), kojim su fini otvori mlaznice šticeđeni od zaprljanja. Višak vode koja nije ishlapela u vazduh skupljan je u kadi maglene sekcije i vraćan u merni rezervoar. Protok vode koja je utrošena na orošavanje vazduha menjan je pomoću loptastih ventila i pomoću vage i hronometra meren po uspostavljanju stacionarnog radnog režima. Temperatura vode merena je u samom mernom rezervoaru (kadi) pomoću PT100 sonde na uređaju Mekontik.

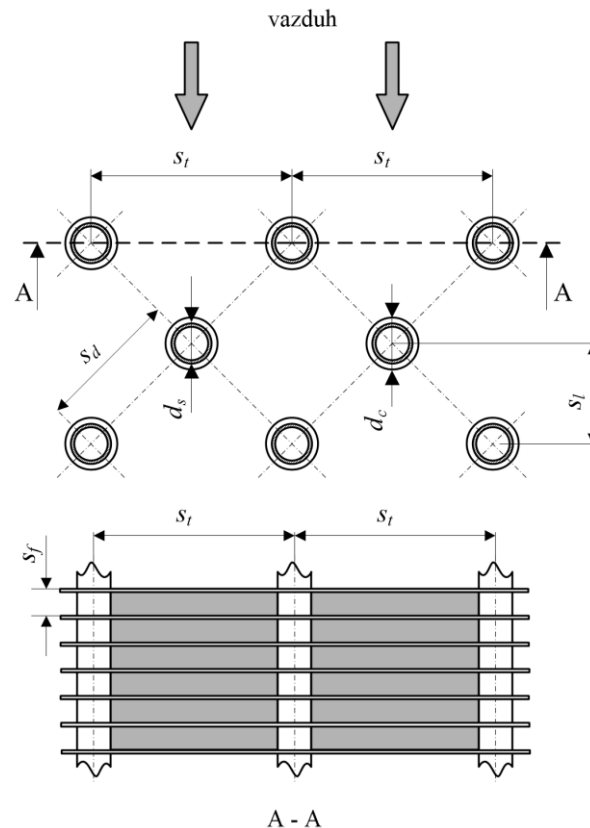
Protok tople vode za zagrevanje razmenjivača toplote meren je pomoću baždarenog kalorimetra, a variran regulacijom na loptastim ventilima na razvodnom i povratnom cevovodu. Izvršeno je i uporedno merenje protoka vode pomoću ultrazvučnog merila KROHNE, koje je bilo postavljeno na povratni cevovod tople vode. S obzirom da su dobijeni rezultati bili u dobrom poklapanju, kao merodavne su uzete vrednosti izmerene kalorimetrom.

Na priključcima razmenjivača pomoću uparenih izbaždarenih sondi PT500, povezanih na kalorimetar, merene su temperature tople vode na ulazu (t_{1p} [°C]) i izlazu iz aparata (t_{1k} [°C]), a takođe je merena i razlika temperatura tople vode na njihovom ulazu i izlazu (Δt_1 [°C]).

U tabeli 1. date su relevantne geometrijske karakteristike ispitivanih razmenjivača toplote sa lamelastim rebrima i šahovskim rasporedom cevi, a šematski prikaz je dat na slici 2.

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_u [mm] – unutrašnji prečnik cevi	11,9	11,9
d_s [mm] – spoljašnji prečnik cevi	12,6	12,6
d_{kr} [mm] – prečnik u korenu rebra	12,9	12,9
N_t [/] – broj cevi u čeonom redu	12	12
N_l [/] – broj redova cevi u pravcu strujanja vazduha	4	8
N_c [/] – ukupan broj cevi	48	96
s_l [mm] – podužni korak cevi	30	30
s_r [mm] – poprečni korak cevi	30	30
N_{reb} [/] – ukupni broj rebara po dužini razmenjivača	63	63
N_r [1/m] – broj rebara po jedinici dužine	175	175
δ_r [mm] – debljina rebara	0,3	0,3
s_r [mm] – korak rebara	5,71	5,71
S_{un} [m ²] – površina za razmenu toplote sa unutrašnje strane cevi	0,675	1,35
S_{sp} [m ²] – površina za razmenu toplote sa spoljašnje strane cevi	5,19	10,4
s_v [m ² /m ³] – specifična površina orebrene površine	342	342
ε [m ³ /m ³] – poroznost orebrene površine (cevnog snopa)	0,810	0,810
d_h [mm] – hidraulički prečnik	9,47	9,47
λ_r [W/m·K] – toplotna provodljivost materijala rebara (aluminijum)	220	220
λ_z [W/m·K] – toplotna provodljivost materijala zida cevi (bakar)	380	380



Slika 2. Osnovne geometrijske veličine ispitivanih razmenjivača toplote

2.2. Uslovi za izvođenje eksperimenta

Za svaki radni („suvi“ i „vlažni“) režim vršena su istovremeno merenja pada pritiska pri strujanju vazduha preko površine razmenjivača toplote i merenja njihovih toplotnih performansi.

Sva merenja potrebnih veličina (protoka vazduha i vode, temperatura oba radna fluida na ulazu i izlazu iz razmenjivača toplote, kao i pada pritiska vazduha pri strujanju kroz aparat) vršena su nakon uspostavljanja (prividno) stacionarnog stanja kada se stabilizuju svi mereni parametri (u okviru određenih granica prihvatljivosti), pri čemu se smatralo da su svi merni uređaji bili dovoljno dugo pod uticajem radnih fluida. Pored ovoga, potrebno je da budu ispunjeni i uslovi ponovljivosti i reproduktivnosti merenja radnih režima.

Eksperimentalni podaci su prikupljeni pri realnim eksploatacionim uslovima u zimskom periodu. U zavisnosti

od vremenskih uslova toplana je toplotnoj podstanici na Mašinskom fakultetu, u kojoj je bila smeštena merna instalacija, isporučivala toplu vodu temperature koja je varirala u toku dana, ali i od dana do dana, tako da su režimi „pokrivali“ različite protoke i temperature vode za zagrevanje razmenjivača toplote. Sva merenja su izvršena za delimično kontrolisane (približno konstantne) temperature i relativne vlažnosti vazduha u toplotnoj podstanici, pri čemu je instalacija bila zaštićena od spoljašnjih vremenskih uticaja (vetra, kiše, mraza...). Toplotni bilans za sva tri toka (vazduh, topla voda i voda za orošavanje) proveravan je tokom prikupljanja eksperimentalnih podataka, pri čemu su se tolerisale greške manje od 10%.

2.3. Matematička obrada i procena kvaliteta eksperimentalnih rezultata

Eksperimentalni rezultati su matematički obrađeni pomoću statističkih metoda pogodnih za procenu kvaliteta rezultata i određivanje odgovarajućih funkcionalnih zavisnosti u obliku bezdimenzionih jednačina [7].

Za definisanje pada pritiska na razmenjivaču toplote sa lamelastim rebrima merene su sledeće veličine:

- Δp_{usis} [Pa] – razlika atmosferskog i statičkog pritiska vazduha u usisnom preseku merne cevi,
- Δp_{RT} [Pa] – pad pritiska na razmenjivaču toplote,
- p_{amb} [Pa] – ambijentalni pritisak vazduha,
- t_{usis} [°C] – temperatura vazduha na usisu u cev.
- Na osnovu prethodno izmerenih vrednosti mogao se izračunati zapreminski protok vazduha V_2 [m³/h].
- Za definisanje toplotnih performansi ovih razmenjivača toplote merene su sledeće veličine:
- Δp_{usis} [Pa] – diferencijalni pritisak vazduha u usisnom preseku cevi,
- t_{usis} [°C] – temperatura vazduha na usisu u cev,
- p_{amb} [Pa] – ambijentalni pritisak vazduha,
- t_{2p} [°C] – temperatura vazduha po suvom termometru na ulaznom preseku razmenjivača toplote,
- φ_{2p} [%] – relativna vlažnost vazduha na ulaznom preseku razmenjivača,
- t_{2k} [°C] – temperatura vazduha po suvom termometru na izlaznom preseku razmenjivača toplote,
- φ_{2k} [%] – relativna vlažnost vazduha na izlaznom preseku razmenjivača,
- V_1 [l/h] – zapreminski protok tople vode kroz razmenjivač,
- t_{1p} [°C] – temperatura tople vode na ulazu u razmenjivač,
- t_{1k} [°C] – temperatura tople vode na izlazu iz razmenjivača,

- Δt_1 [°C] – razlika temperatura tople vode na ulazu i izlazu iz RT,
- m_{oros} [kg/s] – maseni protok vode za orošavanje vazduha,
- t_{oros} [°C] – temperatura vode za orošavanje vazduha,
- t_{wt} [°C] – temperatura vazduha po vlažnom termometru na ulazu u razmenjivač toplote nakon procesa orošavanja.

Za procenu kvaliteta rezultata merenja koristi se ocena disperzije (standardne devijacije), odnosno greška merenja, koja predstavlja razliku između izmerene (slučajne) i stvarne veličine [7].

Da bi se odredila disperzija rezultata merenja, potrebne su sledeće veličine dobijene na osnovu sprovedenih merenja:

- m_1 [kg/s] – maseni protok toplijeg fluida (voda),
- m_2 [kg/s] – maseni protok hladnijeg fluida (suvog vazduha),
- t_{1p} [°C] – temperatura toplijeg fluida na ulazu u razmenjivač,
- t_{1k} [°C] – temperatura toplijeg fluida na izlazu iz razmenjivača,
- Δt_1 [°C] – diferencijalna temperatura toplijeg fluida,
- t_{2p} [°C] – temperatura hladnijeg fluida na ulazu u razmenjivač,
- t_{2k} [°C] – temperatura hladnijeg fluida na izlazu iz razmenjivača,
- φ_{2p} [%] – relativna vlažnost vazduha na ulaznom preseku razmenjivača,
- φ_{2k} [%] – relativna vlažnost vazduha na izlaznom preseku razmenjivača,
- S_{rt} [m²] – površina za razmenu toplote.

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 temperaturi vazduha od 20°C i relativnoj vlažnosti $30 \div 85\%$), kao i greška merenja protoka $s_m = 0,5\text{ kg/s}$.

Toplotna snaga razmenjivača toplote računata je preko podataka za topliji fluid (vodu):

$$Q_1 = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1k} - t_{1p}) \quad (2)$$

pri čemu c_{p1} [J/(kgK)] predstavlja specifični maseni toplotni kapacitet vode.

Toplotna snaga razmenjivača sa strane hladnijeg fluida (vazduha) jednaka je

$$Q_2 = m_2 \cdot (h_{2k} - h_{2p}) \quad (3)$$

gde su h_{2p} i h_{2k} [kJ/kg] specifične entalpije vlažnog vazduha po 1 kg suvog vazduha na ulazu i izlazu iz razmenjivača respektivno.

Specifična entalpija vlažnog vazduha jednaka je:

$$h_2 = c_{p,sv2} \cdot t_2 + x_2 \cdot (r + c_{p,p2} \cdot t_2) \quad (4)$$

pri čemu su $c_{p,sv2}$ i $c_{p,p2}$ [J/(kg·K)] specifični toplotni kapaciteti suvog vazduha i vodene pare na datoj temperaturi, x_2 [kg_{vlaže}/kg_{sv}] je apsolutna vlažnost vazduha, a r [kJ/kg] predstavlja toplotu isparavanja vode na 0°C.

Apsolutna vlažnost vazduha se može izračunati na osnovu izraza

$$x_2 = \frac{18,02}{28,96} \cdot \frac{\varphi_2 \cdot p_{sat}(t_2)}{p_{amb} - \varphi_2 \cdot p_{sat}(t_2)} \quad (5)$$

gde p_{sat} [Pa] predstavlja pritisak saturacije (zasićenja) vlažnog vazduha koji na osnovu Antoanove jednačine [8] iznosi:

$$p_{sat}(t) = 13 \cdot 10^9 \cdot \exp\left(\frac{-3885}{t + 230,2}\right) \quad (6)$$

Ukoliko su vršena merenja u vlažnom režimu, trebalo je uzeti u obzir i maseni protok vode za orošavanje koja ispari m_{isp} [kg/s]:

$$m_{isp} = m_2 \cdot (x_{2k} - x_{2p}) \quad (7)$$

Sva termofizička svojstva vlažnog vazduha i vode određivana su prema [9].

Na osnovu prethodno rečenog, srednja vrednost toplotne snage za jedan meri prolaz (režim) iznosi

$$Q_{sr} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (8)$$

dok je greška merenja toplotne snage jednaka

$$s_Q = \sqrt{(Q_1 - Q_{sr})^2 + (Q_2 - Q_{sr})^2} \quad (9)$$

Prema ovome, toplotna snaga se može izraziti u obliku $Q_{sr} \pm s_Q$, a stacionarnost radnog režima se procenjuje na osnovu odnosa

$$\Delta_{St} = \frac{s_Q}{Q_{sr}} \quad (10)$$

Koeficijent prolaza toplote za razmenjivač toplote sa suprotnosmernim tokom može se odrediti pomoću izraza:

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

gde je Δt_{sr} [°C] srednja temperaturska razlika i prema [10] iznosi

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

a ε_t predstavlja korekcionni faktor za srednju temperatursku razliku koji je u slučaju razmenjivača toplote sa suprotnosmernim tokom jednak jedinici.

S obzirom da je prema jednačini (10) koeficijent prolaza toplote funkcija toplotne snage Q_{sr} , srednje temperaturske razlike Δt_{sr} i površine za razmenu toplote S_{rt} , disperzija koeficijenta prolaza toplote na osnovu [7] iznosi

$$s_k^2 = \left[\frac{\partial}{\partial Q_{sr}} \left(\frac{Q_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 s_Q^2 + \left[\frac{\partial}{\partial S_{rt}} \left(\frac{Q_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 s_{S_{rt}}^2 + \left[\frac{\partial}{\partial \Delta t_{sr}} \left(\frac{Q_{sr}}{S_{rt} \cdot \Delta t_{sr}} \right) \right]^2 s_{\Delta t_{sr}}^2 \quad (13)$$

Imajući u vidu da je srednja temperaturska razlika funkcija četiri merene temperature, to se njena disperzija može izračunati na osnovu jednačine

$$s_{\Delta t_{sr}}^2 = \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1p}} \right]^2 s_{t_{1p}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{1k}} \right]^2 s_{t_{1k}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2p}} \right]^2 s_{t_{2p}}^2 + \left[\frac{\partial(\Delta t_{sr})}{\partial t_{2k}} \right]^2 s_{t_{2k}}^2 \quad (14)$$

Koeficijent prolaza toplote na osnovu rezultata merenja iznosi $k \pm s_k$, dok je preciznost merenja koeficijenta prolaza toplote jednaka

$$S_k = \frac{s_k}{k} \quad (15)$$

Koeficijent prolaza toplote sveden na unutrašnju površinu razmenjivača toplote iznosi:

$$\frac{1}{k_{un}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{d_u}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_{kr}}{d_s} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \cdot \frac{S_{un}}{S_{sp} \cdot \eta_2} \quad (16)$$

a sveden na spoljašnju površinu razmenjivača jednak je

$$\frac{1}{k_{sp}} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_1 \right) \cdot \frac{S_{sp}}{S_{un}} + \frac{S_{sp}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{d_s}{d_u} + \frac{S_{sp}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_r} \cdot \ln \frac{d_{kr}}{d_s} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) \cdot \frac{1}{\eta_2} \quad (17)$$

gde η_2 predstavlja efikasnost orebrene površine, a R_1 i R_2 [m²·K/W] su otpori usled zaprljanja sa vodene i vazdušne strane respektivno koji su prilikom obrade podataka zanemareni, jer su ispitivani razmenjivači toplote bili novi, odnosno nezaprljani. Pri tome ni kontaktni otpori između rebara i cevi nisu bili uzimani u obzir.

Efikasnost orebrene površine se može izračunati na osnovu sledećeg izraza:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \theta) \cdot \frac{S_r}{S_{sp}} \quad (18)$$

gde je S_r [m²/m] – površina orebrenja po jedinici dužine cevi:

$$S_r = 2 \cdot N_r \cdot \left(s_t \cdot s_l - \frac{\pi \cdot d_{kr}^2}{4} \right) \quad (19)$$

θ [/] – efikasnost rebra:

$$\theta = \frac{\tanh \left(\sqrt{\frac{\alpha_2 \cdot l_r^*}{\lambda_r}} \right)}{\sqrt{\frac{\alpha_2 \cdot l_r^*}{\lambda_r}}} \quad (20)$$

pri čemu je l_r^* [m] karakteristična geometrijska veličina za poprečna rebra, a može se izračunati pomoću izraza:

$$l_r^* = \frac{2 \cdot l_{ef}}{\delta_r} \quad (21)$$

gde je l_{ef} [m] efektivna dužina rebra:

$$l_{ef} = h_r \cdot \left(1 + \frac{\delta_r}{2 \cdot h_r} \right) \cdot \left(1 + 0,35 \cdot \ln \frac{d_r}{d_s} \right) \quad (22)$$

pri čemu je h_r [m] proračunska visina rebra:

$$h_r = \frac{d_r - d_{kr}}{2} \quad (23)$$

Koeficijent prelaza toplote sa strane toplijeg fluida (voda) može se izračunati pomoću jednačine

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \frac{\lambda_l}{d_u} \quad (24)$$

gde je Nu_1 Nuseltov broj za vodu, a λ_l [W/m·K] koeficijent toplotne provodljivosti vode.

Nuseltov broj se može izračunati na osnovu sledećih izraza:

- za laminarni režim strujanja ($\text{Re}_1 < 2300$) [11]

$$\text{Nu}_1 = \left[148 + 0,553 \cdot (\text{Re}_1 \cdot \text{Pr}_1)^{1,445} \right]^{0,295} \cdot \left(\frac{d_u}{0,13 \cdot 10^3} \right)^{0,04} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_{lz}} \right)^{0,14} \quad (25)$$

- za turbulentni režim strujanja ($\text{Re}_1 > 2300$) [12]

$$\text{Nu}_1 = 0,0235 \cdot (\text{Re}_1^{0,8} - 230) \cdot (1,8 \cdot \text{Pr}_1^{0,3} - 0,8) \quad (26)$$

pri čemu je Re_1 – Rejnoldsov broj za topliji fluid:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_u \cdot \rho_1}{\mu_1} \quad (27)$$

w_1 [m/s] – srednja brzina strujanja fluida kroz cevi RT,

ρ_1 [kg/m³] – gustina fluida koji struji kroz cevi,

μ_1 [Pa·s] – dinamička viskoznost fluida koji struji kroz cevi,

Pr_1 – Prantlov broj za fluid koji struji kroz cevi:

$$\text{Pr}_1 = \frac{c_{p1} \cdot \mu_1}{\lambda_1} \quad (28)$$

Koeficijent prelaza toplote sa strane hladnijeg fluida (vazduh) može se izračunati pomoću jednačine

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_h} \quad (29)$$

pri čemu je Nu_2 Nuseltov broj za vazduh, λ_2 [W/m·K] predstavlja koeficijent toplotne provodljivosti vazduha, a d_h [mm] je hidraulički prečnik koji se može izračunati na osnovu izraza:

$$d_h = \frac{4 \cdot \varepsilon}{s_v} \quad (30)$$

gde je s_v [m^2/m^3] – specifična orebrena površina:

$$s_v = \pi \cdot \frac{d_s \cdot (s_r - \delta_r) + \frac{d_r^2 - d_s^2}{2} + d_r \cdot \delta_r}{s_l \cdot s_l \cdot s_r} \quad (31)$$

ε [m^3/m^3] – poroznost orebrene površine (cevnog snopa):

$$\varepsilon = 1 - \frac{\frac{\pi}{4} \cdot [d_s^2 \cdot (s_r - \delta_r) + d_r^2 \cdot \delta_r]}{s_l \cdot s_l \cdot s_r} \quad (32)$$

3. Zaključna razmatranja

Za razmenjivače toplote sa orebrenim cevima (RTOC) se u literaturi može naći veliki broj jednačina za izračunavanje koeficijenata otpora strujanja vazduha i prelaza toplote za različite režime strujanja pri eksploataciji. Eksperimentalni i numerički podaci definisani za najrazličitije konstrukcije i uslove rada RTOC pri razmeni senzibilne (suve) toplote su brojni, ali su literaturni izvori izrazito skromni kada su u pitanju RTOC koji rade kao zagrejači vazduha (npr. kondenzator toplotnih pumpi) sa orošavanjem vazduha na ulazu u aparat, posebno u pogledu tačnosti i primene dostupnih podataka. Postavlja se pitanje šta se od datih podataka može iskoristiti kod ovakvih RT pri razmeni suve toplote sa vlaženjem vazduha do stanja adijabatskog zasićenja i pri razmeni suve i latentne toplote za slučaj strujanja presičenog vazduha.

Na osnovu gore prikazane procedure, pri radu RT u režimima sa i bez orošavanja vazduha, došlo se do rezultata (softverskog rešenja) koji u praksi omogućavaju brzo i pouzdano određivanje parametara ovakvih tipova razmenjivača toplote.

Pored ovoga, ostvareni su i sledeći rezultati:

razvijena je eksperimentalna instalacija za ispitivanje strujno-termičkih performansi rada vazdušnih hladnjaka – razmenjivača toplote sa orebrenim cevima koji rade kao zagrejači vazduha u uslovima orošavanja vazduha,

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.

Rezultati dobijeni na osnovu ovih eksperimentalnih merenja, kao i podataka iz dostupne literature, objavljeni su u radovima u časopisima sa SCI liste [13-15].

Trenutno je u toku izrada matematičke procedure – modela za određivanje fenomena prenosa toplote i supstancije kod RT sa orebrenim cevima u realnim radnim uslovima.

Zahvalnost

Autori se ovom prilikom posebno zahvaljuju firmi „Termovent“ iz Beograda na donaciji meglene sekcije koja je korišćena za potrebe ovih eksperimentalnih merenja.

4. 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] **Batty J., Danen G., Van der Heul F., Jansen J., Nanning P.,** Shell flow meter engineering handbook, McGraw–Hill, 2nd edition, 1985.
- [6] *** SRPS ISO 3966: 2013 BSRIA AG 3/89.3
- [7] **Jaćimović, B., Genić, S.,** Principi modeliranja u procesnoj tehnici, Skripta za doktorske studije, Mašinski fakultet, Beograd, 2005.
- [8] **Jaćimović, B., Genić, S.,** Difuzione operacije i aparati, Deo 1: Osnovi transporta supstancije, Mašinski fakultet, Beograd, 2007.
- [9] **Genić S., Jaćimović B., Jarić M., Budimir N.,** Svojsva procesnih fluida, Savez mašinskih i elektrotehničkih inženjera i tehničara Srbije, Beograd, 2014.
- [10] **Jaćimović, B., Genić, S.,** Toplotne operacije i aparati, Deo 1: Rekuperativni razmenjivači toplote, Mašinski fakultet i VEDES, Beograd, 2004.
- [11] **Genić S., Jaćimović B.,** Toplotne operacije i aparati, novo izdanje, u štampi
- [12] **Hausen H.,** Wärmeübertragung im gegenstrom, gleichstrom und kreuzstrom, Springer–Verlag, Berlin, 1976.
- [13] **Otović, M., Mihailović, M., Genić, S., Jaćimović, B., Milovančević, U., Marković, S.,** Reconsideration of data and correlations for plate finned–tube heat exchangers, Heat and Mass Transfer 54 (2), 2018.
- [14] **Marković, S., Jaćimović, B., Genić, S., Mihailović, M., Milovančević, U., Otović, M.,** Air side pressure drop in plate finned tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration 99, 2018.
- [15] **Mihailović, M., Milovančević, U., Genić, S., Jaćimović, B., Otović, M., Kolendić, P.,** Air side heat transfer coefficient in plate finned tube heat exchangers, Experimental Heat Transfer, online, 2019.