

ANALIZA RADA TOPLOTNE PUMPE SA TLOM KAO IZVOROM TOPLOTE

GROUND SOURCE HEAT PUMP OPERATION ANALYSIS

Marijana CVETKOVIĆ*, Uroš MILOVANČEVIĆ, Milena OTOVIĆ
Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu

U radu je analiziran uticaj različitih parametara na vrednost efektivnog koeficijenta grejanja (COP) toplotne pumpe zemlja-voda, gde je usvojeno da ovaj uređaj radi sa razmenjivačem postavljenim u površinski sloj zemlje i koji se koristi za toplotno iscrpljivanje tla. Za model je uzeta postojeća instalacija toplotne pumpe koja se nalazi u Laboratoriji za termotehniku na Mašinskom fakultetu u Beogradu.

Rezultati analize posmatrane instalacije omogućuju razmatranje promene koeficijenta grejanja u zavisnosti od promene temperature tla, kao i u zavisnosti od promene temperature povratne vode iz sistema grejanja. Budući da promena temperature tla više ili manje zavisi od promene temperature vazduha, prilikom proračuna su korišćene osrednjene temperature vazduha za razmatrane mesece grejne sezone u vremenskom intervalu 2014÷2018. godine.

Ključne reči: toplotna pumpa voda-voda; koeficijent grajanja; R290

The paper analyzes the influence of different parameters on the effective Coefficient of Performance (COP) of a ground source heat pump. Heat pump located in the Laboratory for Thermal Science Engineering at the Faculty of Mechanical Engineering in Belgrade is adopted for model.

Since the change in soil temperature more or less depends on the change in air temperature, the average monthly air temperatures for the considered heating seasons 2014 ÷ 2018 were used in the calculation. The model enables the analysis of various parameters on performance of heat pump, such as the change of the soil temperature, as well as the change of the return water temperature from the heating system.

Key words: ground source heat pump; COP; R290

1 Uvod

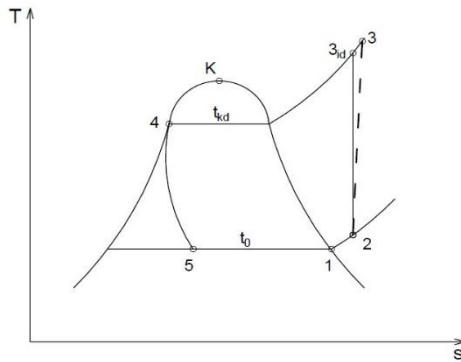
Sistemi toplotnih pumpi sa zemljom kao izvorom toplote su ekonomski i ekološki povoljni za grejanje i hlađenje rezidencijalnih i poslovnih objekata, pod uslovom da je obezbeđena dugoročna održivost toplotne eksploatacije zemljišta. One su sve više u fokusu zbog njihovog potencijala da smanje potrošnju primarne energije, kao i emisiju gasova staklene bašte.

Polazeći od pretpostavke da su ispunjeni uslovi po pitanju potrebne površine za ugradnju zavojne cevne zmiije razmenjivača toplote u sistemu sa zatvorenim petljom, razmatra se već postojeća instalacija koja se nalazi na Mašinskom fakultetu u Beogradu u Laboratoriji za termotehniku. Toplotna pumpa je sastavljena od dva spiralna (skrol) kompresora jednog renomiranog proizvođača opreme, koji rade sa propanom (R290) kao rashladnim fluidom. Ova instalacija je prvobitno zamišljena kao toplotna pumpa vazduh-voda i s obzirom na ovu činjenicu za potrebe ovog razmatranja radi se modifikacija, gde se kao izvor toplote koristi tlo. Potrebno je usvojiti neku novu izvedbu isparivača, budući da se radi o sistemu sa zatvorenim petljom. Usvaja se da je grejanjem potrebno nadoknaditi $\Phi=10$ kW.

Prikaz posmatranog ciklusa u T-s dijagramu dat je na slici 1.1. Predviđeno je pregrevanje pare u iznosu od $\Delta T=6$ K. Promenom stanja od 2 do 3 opisuje se proces u kompresoru (a koji odstupa od idealnog, izentropskog sabijanja 2-3_{id}). Odnos koji predstavlja indikatorski stepen korisnosti je:

$$\eta_i = \frac{h_{3, id} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (1.1)$$

* Corresponding author's email: marijanacvet@gmail.com



Slika 1.1. Prikaz ciklusa u T-s dijagramu

Budući da je poznat tip kompresora, vrednost ovog koeficijenta usvajan je za razne režime iz programa proizvođača. Na taj način se neposredno može odrediti i stanje 3 na izlazu iz kompresora.

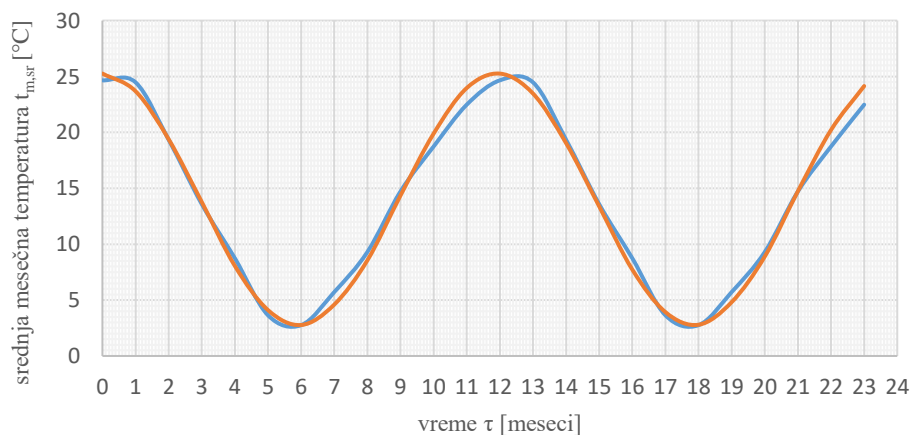
Kao kondenzator usvojen je pločasti razmenjivač toplote. S obzirom da se u kondenzatoru vrši hlađenje pregrejane pare na izlazu iz kompresora, ali i kondenzacija rashladnog fluida na odgovarajućoj temperaturi, proračun se kao i kod isparivača deli na dve oblasti. Posle procesa kondenzacije, tečnost stanja 4 se odvodi u ekspanzioni ventil gde joj se snižavaju pritisak i temperatura i na izlazu se dobija vlažna para stanja 5 sa kojom ulazi u usparivač.

2 Određivanje temperaturnog polja u polubeskonačnom masivu zemlje

Kako bi se odredila promena temperature zemlje po dubini, najpre je neophodno poznavati promenu temperature vazduha za posmatranu lokaciju, u ovom slučaju za grad Beograd. U tom cilju posmatra se period od pet godina, čije su vrednosti date u tabeli 2.1. Ove osrednjene vrednosti dobijene su na osnovu podataka sa sajta Hidrometeorološkog zavoda Republike Srbije i na osnovu njih dobijena je potrebna promena temperature spoljnog vazduha u vremenu.

Tabela 2.1. Srednje mesečne temperature vazduha za period 2014-2018. godine

godina	jan.	febr.	mart	april	maj	jun	jul	avg.	sep.	okt.	nov.	dec.
2014.	5,3	7,8	10,8	13,7	17,2	21,4	23,0	22,5	18,3	14,1	9,6	4,6
2015.	4,0	4,1	8,2	13,5	19,1	21,9	26,8	26,0	20,0	12,4	9,2	4,3
2016.	2,5	9,0	9,1	15,5	17,5	22,5	24,4	22,3	19,7	11,1	7,7	0,9
2017.	-3,3	5,4	11,5	12,7	18,4	24,3	25,9	26,1	18,4	13,9	8,4	5,1
2018.	5,3	2,3	6,9	18,2	21,5	22,3	23,2	25,5	20,3	16,4	8,8	3,3
$t_{m,sr}$ [°C]	2,8	5,7	9,3	14,7	18,7	22,5	24,7	24,5	19,3	13,6	8,7	3,6



Slika 2.1. Promena srednjih mesečnih temperatura u toku godine: plava linija – stvarna promena, narandžasta linija - aproksimacija

Kriva prikazana plavom linijom na slici 2.1, a koja se odnosi na podatke iz tabele 2.1, može se aproksimirati kosinusnom funkcijom čija je jednačina:

$$t_s = t_{sr} + t_{max} \cdot \cos(\omega \cdot \tau) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.1)$$

pri čemu su:

$t_{sr} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ - srednja godišnja temperatura;

$t_{max} = 11,3 \text{ }^\circ\text{C}$ - amplituda godišnjih oscilacija temperatura;

$\omega = \frac{2\pi}{\tau_0} = \frac{2\pi}{12,1} = \frac{2\pi}{12,1 \cdot 30 \cdot 24 \cdot 3600} = 2,0034 \cdot 10^{-7} \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ – ugaona brzina;

$\tau_0 = 12,1$ meseci - oscilacioni period;

τ [s] - vreme.

Uz pomoć jednačine (2.1) variranjem vremena τ dobija se kriva aproksimacije srednjih mesečnih temperatura vazduha u toku godine koja je označena narandžastom bojom na slici 2.1.

U cilju određivanja jednačine temperaturskog polja u zemlji polazi se najpre od diferencijalne jednačine za nestacionarno temperatursko polje:

$$\frac{\partial^2 t_x}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial t_x}{\partial \tau} \quad (2.2)$$

Za rešavanje diferencijalne jednačine (2.2) koriste se granični uslovi i to:

I granični uslov pri $\tau = 0$ и $x > 0$, $t_x = t_{sr}$ и

II granični uslov pri $\tau > 0$ и $x = 0$, $t_x = 14 + 11,3 \cdot \cos(2,0034 \cdot 10^{-7} \cdot \tau)$.

Rešenje diferencijalne jednačine (2.2) je u obliku:

$$t_x = t_{sr} + t_{max} \cdot e^{-m \cdot x} \cdot \cos(\omega \cdot \tau - m \cdot x) \quad (2.3)$$

Uz pomoć jednačine (2.3) moguće je odrediti promenu temperature tla po mesecima, a u zavisnosti od dubine. Ove vrednosti date su u tabeli 2.2.

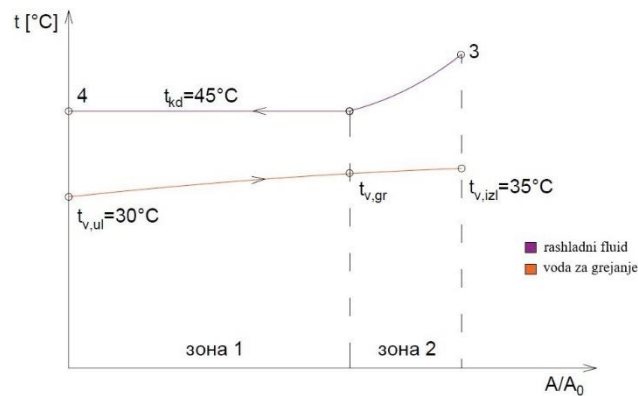
Tabela 2.2. Raspodela srednjih temperature tla [$^\circ\text{C}$] po mesecima

	Horizontalni razmenjivač toplote		Vertikalni razmenjivač toplote sa bušotinama		
	dubina x [m]				
mesec	1,5	2	10	15	20
jul	20	18,5	13,6	14	14
avgust	20,8	19,7	13,6	14	14
septembar	19,7	19,3	13,8	14	14
oktobar	17,2	17,5	13,9	13,9	14
novembar	13,6	14,6	14,2	13,9	14
decembar	10,3	11,7	14,3	14	14
januar	7,9	9,3	14,4	14	14
februar	7,2	8,3	14,4	14	14
mart	8,2	8,7	14,3	14,1	14
april	10,9	10,6	14,1	14,1	14
maj	14,3	13,3	13,9	14,1	14
jun	17,8	16,4	13,7	14,1	14

3 Definisane režima rada toplotne pumpe

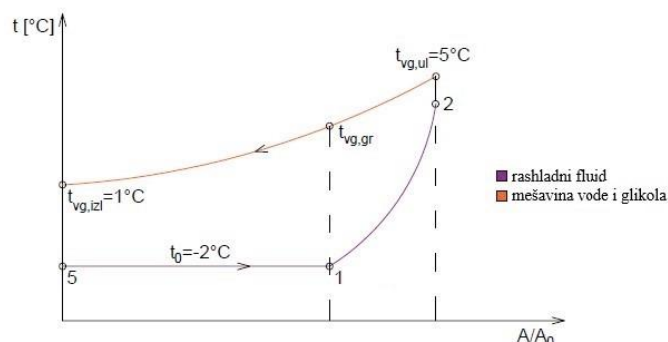
S obzirom da je efikasnost toplotne pumpe veća ukoliko se primenjuje niskotemperaturski sistem grejanja, u ovoj analizi se usvaja da će se u posmatranom objektu primeniti režim vode u sekundarnom krugu 30/35 $^\circ\text{C}$. Povratna voda iz sistema grejanja temperature 30 $^\circ\text{C}$ se zagreva u toplotnoj pumpi na račun procesa kondenzacije, pa se za temperaturu kondenzacije usvaja $t_{kd}=45^\circ\text{C}$. S obzirom

da je rashladni fluid u kondenzatoru u stanju pregrevane pare, on se najpre hladi, a zatim kondenzuje do stanja ključale tečnosti. Zato je potrebno prilikom proračuna podeliti kondenzator na zone, kao što je prikazano na slici 3.1.



Slika 3.1. Promena temperature radnih medijuma u kondenzatoru

S obzirom da se u proračunu radi o toplotnoj pumpi sa tлом kao izvorom, temperatura isparavanja će zavistiti od temperature tla i od količine toplote koju tlo može da preda nosiocu toplote – mešavini vode i glikola. Imajući u vidu promenu temperature tla za posmatrani vremenski period i pretpostavku da je cevna zmija razmenjivača postavljena na dubini 1,5 m do 2 m, a u skladu sa podacima koji su dati u tabeli 2.2, kao referentna temperatura tla uzima se vrednost $t_z=8^{\circ}\text{C}$. Temperatura isparavanja za nominalni režim rada se usvaja $t_0=-2^{\circ}\text{C}$. Kao što se može videti i sa slike 1.1, a tako i sa slike 3.2, proces isparavanja rashladnog fluida u isparivaču predstavljen je od stanja 5 do stanja 1, a pregrevanje pare se vrši od stanja 1 do stanja 2. Usvojeni režim rada je stoga $-2/+45^{\circ}\text{C}$, a za koji je uređaj i dimenzionisan.



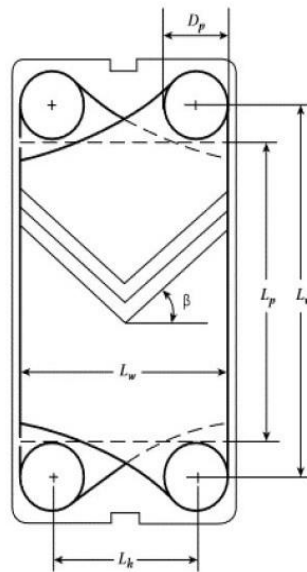
Slika 3.2. Promena temperature radnih medijuma u isparivaču

4 Termodinamički proračun kondenzatora

Kao kondenzator posmatrane instalacije usvojen je lemljeni pločasti razmenjivač toplote. Proračun karakteristike kondenzatora se vrši za promenljive temperature kondenzacije i temperature vode na ulazu u kondenzator. Geometrija jedne ploče samog kondenzatora prikazana je na slici 4.1, pri čemu je:

- visina kondenzatora: $H_{\text{kond}}=0,526$ m;
- širina kondenzatora: $B_{\text{kond}}=0,526$ m;
- ugao orebrenja: $\beta_{\text{kond}}=60^{\circ}$;
- faktor površine kondenzatora: $\Phi_{\text{kond}}=1,25$;
- dubina orebrenja (širina kanala): $\delta_{\text{kond}}=0,002$ m;
- broj ploča: $N_{\text{kond}}=26$;
- razmak između ulaza i izlaza kondenzatora: $L_v=0,479$ m;
- razmak između ulaza fluida i izlaza vode: $L_h=0,072$ m;
- prečnik ulaza/izlaza kondenzatora: $D_p=0,024$ m;

- visina izmenjivačke površine: $L_p = L_v - D_p = 0,479 \text{ m} - 0,024 \text{ m} = 0,455 \text{ m}$;
- širina izmenjivačke površine: $L_w = L_h + D_p = 0,072 \text{ m} + 0,024 \text{ m} = 0,096 \text{ m}$;
- toplotna provodljivost ploče kondenzatora: $\lambda_c = 15 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$;
- debljina ploče kondenzatora: $\delta = 0,0012 \text{ m}$.



Slika 4.1. Geometrija jedne ploče za razmenu toplote

Prilikom proračuna kondenzatora najpre je potrebno odrediti koeficijente prelaza toplote sa strane vode koja se koristi za grejanje i sa strane rashladnog fluida, preko kojih se dolazi do koeficijenta prolaza toplote.

Koeficijent prelaza toplote sa strane vode koja se koristi za grejanje određuje se uz pomoć jednačine:

$$\alpha_v = \frac{Nu_v \cdot \lambda_v}{d_{e,kond}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \quad (4.1)$$

Kako u jednačini (4.1) nije poznat Nuseltov broj, njega je moguće odrediti putem Wanniarachchi metode [3], a u slučaju kada je $1 < Re < 10^4$ i $20^\circ < \beta_{kond} < 62^\circ$.

$$Nu_v = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3} \cdot Pr_v^{1/3} \quad (4.2)$$

pri čemu su:

Nu_l [-] - Nuseltov broj pri laminarnom strujanju fluida;

Nu_t [-] - Nuseltov broj pri turbulentnom strujanju fluida;

Pr_v [-] - Prantlov bezdimenzijski broj vode koja se koristi za grejanje.

Koeficijent prelaza toplote sa strane rashladnog fluida u zoni 1 određuje se na osnovu jednačine:

$$\alpha_{rf,1} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{\lambda'_{rf} \cdot g \cdot (\rho'_{rf} - \rho''_{rf}) \cdot (h'' - h')}{\mu'_{rf} \cdot (t_{sat} - t_s) \cdot L}} \quad (4.3)$$

pri čemu su:

g [$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$] - gravitaciono ubrzanje;

svojstva rashladnog fluida za pritisak i temperaturu kondenzacije $p_{kd} = 15,315 \text{ bar}$ i $t_{kd} = 45^\circ\text{C}$:

λ'_{rf} [$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$] - toplotna provodljivosti rashladnog fluida u stanju ključale tečnosti;

ρ'_{rf} [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$] - gustina rashladnog fluida u stanju ključale tečnosti;

ρ''_{rf} [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$] - gustina rashladnog fluida u stanju suvozasićene pare;

$h' \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ - entalpija rashladnog fluida u stanju ključale tečnosti;
 $h'' \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ - entalpija rashladnog fluida u stanju suvozasićene pare;
 $\mu'_{\text{rf}} [\text{Pa} \cdot \text{s}]$ - dinamička viskoznost rashladnog fluida u stanju ključale tečnosti;
 $t_{\text{sat}} [^{\circ}\text{C}]$ - temperatura zasićenja za pritisak kondenzacije;
 $t_s = \frac{t_{\text{sat}} + t_{\text{v,gr}}}{2} [^{\circ}\text{C}]$ - temperatura površine ploče;
 $L [\text{m}]$ - dužina.

Kako bi se odredio koeficijent prelaza toplote sa strane rashladnog fluida u zoni 2 (slika 3.1), neophodno je najpre odrediti Nuseltov broj. On se određuje na osnovu izraza Talika [4]:

$$\text{Nu}_{\text{rf},2} = 0,248 \cdot \text{Re}_{\text{rf},2}^{0,7} \cdot \text{Pr}_{\text{rf},2}^{0,4} [-] \quad (4.4)$$

Koeficijent prelaza toplote sa strane rashladnog fluida može se odrediti kao:

$$\alpha_{\text{rf},2} = \frac{\text{Nu}_{\text{rf},2} \cdot \lambda_{\text{rf}}}{d_{\text{e,kond}}} \quad (4.5)$$

Toplotno opterećenje kondenzatora se određuje putem izraza:

$$\Phi_{\text{kd}} = k_u \cdot A_{\text{kd}} \cdot \Delta t_{\text{kd},u} = k_u \cdot A_{\text{kd}} \cdot (t_{\text{kd}} - t_{\text{vu,kd}}) \quad (4.6)$$

pri čemu je:

$k_u \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$ – koeficijent prolaza toplote sveden na ulaznu razliku temperatura;

$$k_u = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{A_{\text{kd}}} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_{\text{kd}} \cdot k_{\text{kd}}}{\dot{m} \cdot c_p} \right) \right] \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \quad (4.7)$$

$\Delta t_{\text{kd},u} = t_{\text{kd}} - t_{\text{vu,kd}} [^{\circ}\text{C}]$ - razlika temperatura na ulazu u kondenzator;

$t_{\text{kd}} [^{\circ}\text{C}]$ - temperatura kondenzacije;

$t_{\text{vu,kd}} [^{\circ}\text{C}]$ - temperatura vode na ulazu u kondenzator.

Karakteristika kondenzatora se određuje preko toplotnog opterećenja kondenzatora kao:

$$\Phi_o = \frac{\Phi_{\text{kd}}}{\left(1 + \frac{1}{\varepsilon \cdot \eta_e \cdot \eta_{\text{em}}} \right)} [\text{kW}] \quad (4.8)$$

pri čemu je:

$\varepsilon [-]$ - teorijski koeficijent hlađenja;

$\eta_e [-]$ - efektivni stepen korisnosti;

$\eta_{\text{em}} [-]$ - stepen korisnosti elektromotora.

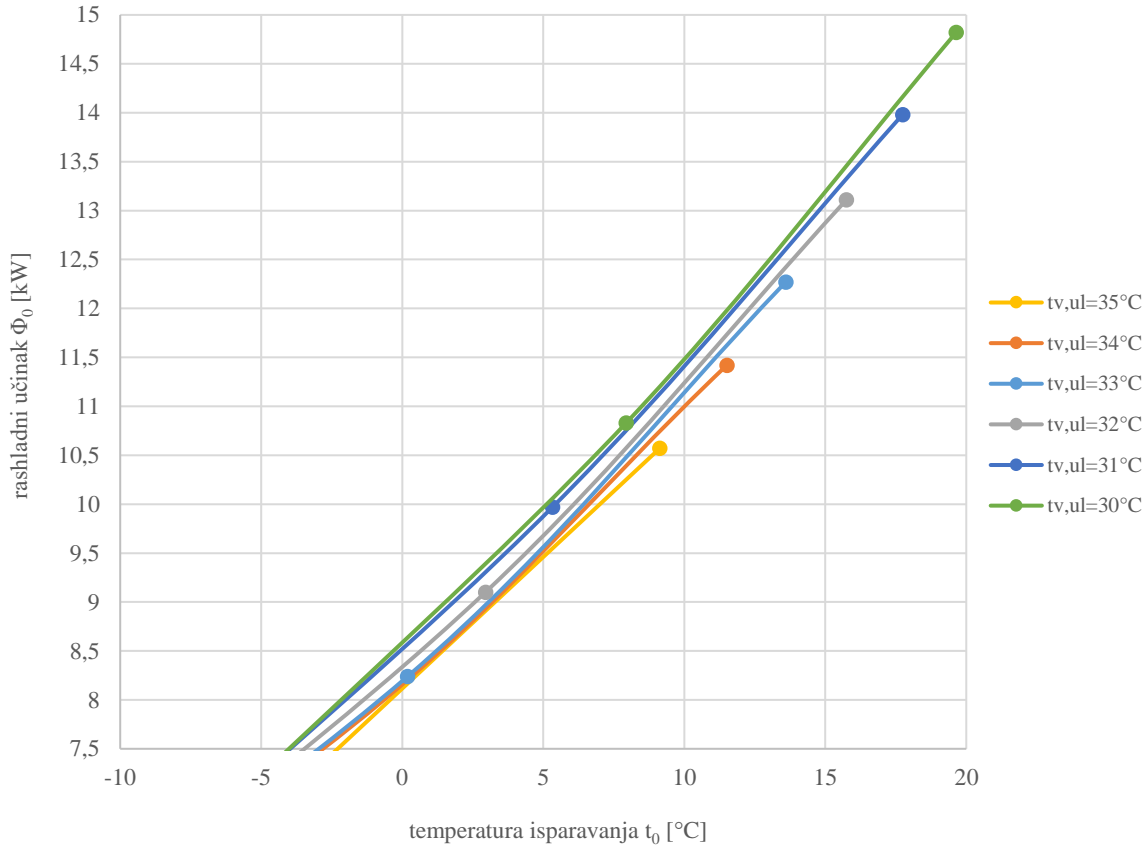
U toku grejne sezone potrebe za grejanjem su promenljive, pa se temperatura vode iz sekundarnog kruga na ulazu u kondenzator, odnosno povratne vode iz sistema grejanja menja. Zato je analizom proveren i uticaj promene te temperature u opsegu $30 \div 35 \text{ } ^{\circ}\text{C}$.

5 Termodinamički proračun dobošastog isparivača

Za razmatranje i dalju analizu usvojen je dobošasti isparivač (iako je tehničko rešenje ovakve toplotne pumpe koja koristi propan bolje sa pločastim razmenjivačem toplote zbog manjeg „punjenja“ rashladnog fluida u instalaciji). Usvojen je suvi tip isparivača. Predviđeno je da rashladni fluid struji kroz U-cevi postavljene u dobošu, u dva prolaza. Model isparivača korišćen za analizu napravljen je na osnovu literature [1,2], a podaci koji su korišćeni prilikom proračuna uzeti su za freon R22, budući da za ovu metodu nema podataka za propan.

6 Kompresorsko–kondenzatorska karakteristika

Na slici 6.1 prikazane su krive koje predstavljaju kompresorsko-kondenzatorsku karakteristiku, pri čemu je karakteristika kompresora određena na osnovu programa proizvođača. Variranjem temperature isparavanja u opsegu $t_0 = -6 \div 10^\circ\text{C}$ i temperature kondenzacije u opsegu $t_{kd} = 35 \div 50^\circ\text{C}$ dobijene su vrednosti za rashladni i grejni učinak, indikatorsku snagu, ukupni koeficijent hlađenja, maseni protok kompresora i indikatorski stepen korisnosti, a za posmatrane režime rada.



Slika 6.1. Kompresorsko-kondenzatorska karakteristika

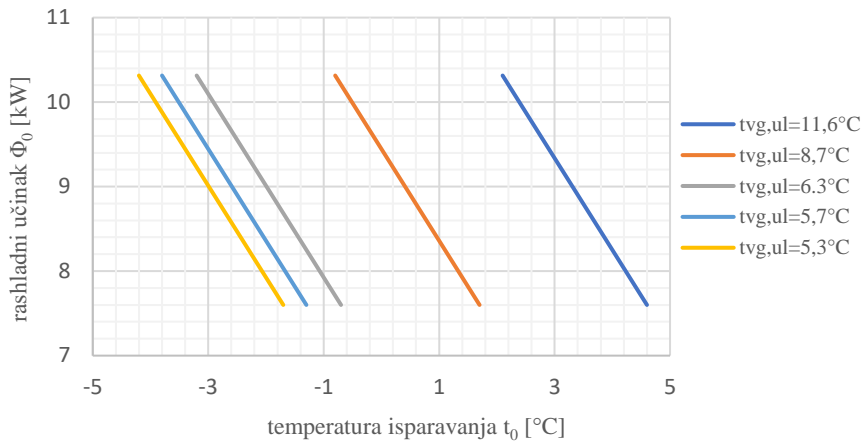
7 Karakteristika isparivača u zavisnosti od temperature mešavine na ulazu u isparivač

Na osnovu poznate raspodele temperature u tlu, koja je određena u poglavlju 2, mogu se odrediti temperature tla za različite mesece grejne sezone i na određenoj dubini (po koordinati x). Karakteristične vrednosti ovih temperatura prikazane su u tabeli 7.1. Temperatura mešavine voda-glikol na ulazu u isparivač, kao i temperatura mešavine na izlazu iz isparivača određene su na sledeći način: pretpostavlja se da je temperatura mešavine na ulazu za 3°C niža od temperature tla na posmatranoj dubini, dok se za promenu temperature mešavine u isparivaču uzima $\Delta T = 4^\circ\text{C}$.

Budući da promena temperature tla više ili manje zavisi od promene temperature vazduha, treba napomenuti da se prilikom proračuna koriste osrednjene temperature vazduha za razmatrane mesece grejne sezone u posmatranom vremenskom intervalu 2014 ÷ 2018. godine.

Tabela 7.1. Vrednosti temperature mešavine na ulazu i izlazu iz isparivača

meseć	$t_{x=0}$ [°C]	$t_{x=2}$ [°C]	$t_{vg,ul} = t_{x=2} - 3$ [°C]	$t_{vg,izl}$ [°C]
novembar ($\tau=4$)	8,1	14,6	11,6	7,6
decembar ($\tau=5$)	4,1	11,7	8,7	4,7
januar ($\tau=6$)	2,8	9,3	6,3	2,3
februar ($\tau=7$)	4,6	8,3	5,3	1,3
mart ($\tau=8$)	8,6	8,7	5,7	1,7



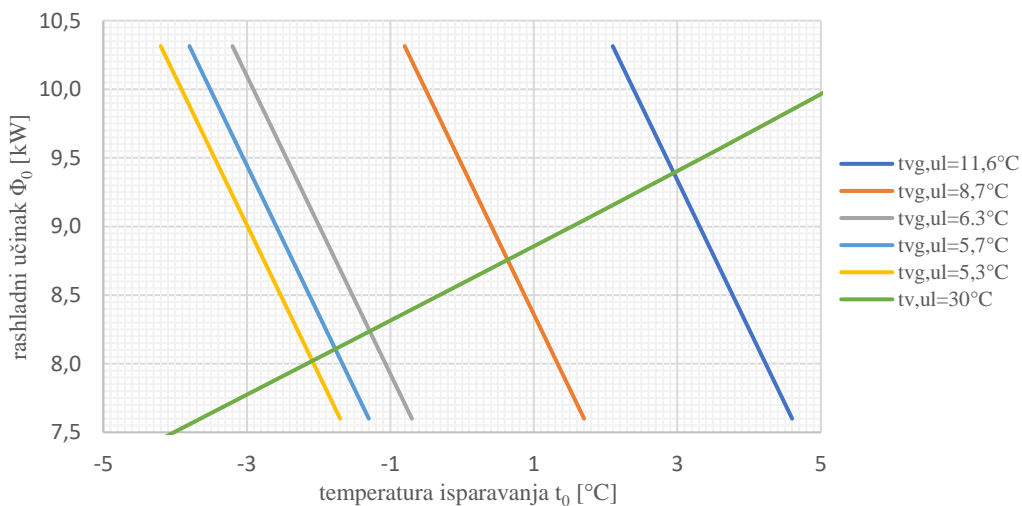
Slika 7.1. Karakteristika isparivača za različite temperature mešavine na ulazu u isparivač

Za svaki mesec grejne sezone, odnosno za svaku od temperatura mešavine na ulazu u isparivač vrši se variranje temperature isparavanja t_0 i na osnovu definisanog modela isparivača računa se njegova karakteristika.

Na slici 7.1 prikazana je karakteristika isparivača za različite temperature mešavine na ulazu u isparivač, odnosno za svaki mesec grejne sezone.

8 Određivanje koeficijenta grejanja

Sprezanjem karakteristike isparivača prikazane na slici 7.1 i kompresorsko-kondenzatorske karakteristike prikazane na slici 6.1, a za različite temperature vode na ulazu u kondenzator, dobijaju se radne tačke za različite režime rada. Najpre se dobijaju podaci o temperaturama isparavanja i rashladnom učinku.



Slika 8.1. Karakteristika toplotne pumpe za temperaturu vode na ulazu u kondenzator $t_{v,ul}=30^{\circ}\text{C}$

Kao primer može se uzeti „sprezanje“ kompresorsko-kondenzatorske karakteristike i karakteristike isparivača za temperaturu vode na ulazu u kondenzator $t_{v,ul}=30^{\circ}\text{C}$, što se može videti na slici 8.1, a dobijene vrednosti presečnih, odnosno radnih tačaka, date su u tabeli 8.1.

Tabela 8.1. Karakteristične vrednosti radnih tačaka za temperaturu vode na ulazu u kondenzator
 $t_{v,ul}=30^{\circ}\text{C}$

	$t_{vg,ul} [^{\circ}\text{C}]$	$t_o [^{\circ}\text{C}]$	$\Phi_0 [\text{kW}]$	$t_{kd} [^{\circ}\text{C}]$
radna tačka RT1	5,3	-2,10	8,025	40,89
radna tačka RT2	5,7	-1,75	8,100	40,13
radna tačka RT3	3,6	-1,30	8,225	41,35
radna tačka RT4	8,7	0,70	8,750	42,31
radna tačka RT5	11,6	2,95	9,375	42,76

Kako bi se odredio koeficijent grejanja za različite režime rada, odnosno za različite mesece koji se razmatraju, najpre je potrebno izračunati grejni učinak koji se može ostvariti u tim slučajevima. Na osnovu sada poznatih vrednosti rashladnog učinka koji se ostvaruje na isparivaču za različite radne tačke svakog razmatranog meseca grejne sezone, moguće je odrediti i sam grejni učinak. Koeficijent grejanja se zatim određuje prema jednačini:

$$\varepsilon_g = \frac{\Phi_{kd}}{P_{em} + P_{p,v} + P_{p,vg}} [-] \quad (8.1)$$

pri čemu su:

P_{em} [kW] - snaga elektromotora kompresora;

$P_{p,v}$ [kW] - snaga pumpe za vodu u krugu kondenzatora;

$P_{p,vg}$ [kW] - snaga pumpe za mešavinu voda-glikol u krugu isparivača.

Snaga pumpe za pogon vode kroz kondenzator se određuje prema jednačini:

$$P_{p,v} = \frac{\dot{V}_v \cdot \Delta p_{kd}}{\eta_{p,v} \cdot \eta_{emp,v}} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v} \cdot \frac{\Delta p_{kd}}{\eta_{p,v} \cdot \eta_{emp,v}} [\text{kW}] \quad (8.2)$$

pri čemu su:

$\Delta p_{kd} = 1 \text{ bar}$ - usvojeni pad pritiska vode kroz kondenzator i ostatak sekundarnog kruga;

$\dot{V}_v \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$ - zapreminski protok vode;

$\dot{m}_v \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ - maseni protok vode;

$\rho_v \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ - gustina vode;

$\eta_{p,v} = 0,65$ - usvojeni stepen korisnosti pumpe za pogon vode;

$\eta_{emp,v} = 0,90$ - usvojeni stepen korisnosti elektromotora pumpe za pogon vode.

Snaga pumpe za pogon vode kroz kondenzator je stoga:

$$P_{p,v} = \frac{0,482}{994,855} \cdot \frac{1 \cdot 10^5}{0,65 \cdot 0,90} = 82,7 \text{ W}$$

Snaga pumpe za pogon mešavine kroz isparivač se određuje na identičan način i iznosi:

$$P_{p,vg} = \frac{0,557}{1065,92} \cdot \frac{1 \cdot 10^5}{0,65 \cdot 0,90} = 89,3 \text{ W}$$

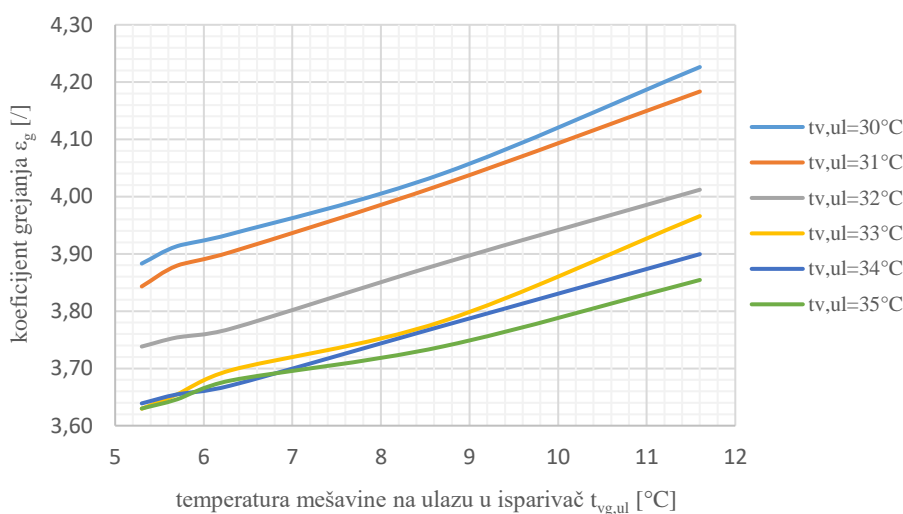
Kao primer određivanja koeficijenta grejanja može se posmatrati temperatura vode na ulazu u kondenzator $t_{v,ul}=30^{\circ}\text{C}$, pri čemu su sve vrednosti date u tabeli 8.2.

Grafička interpretacija promene koeficijenta grejanja u zavisnosti od temperature mešavine vode i glikola na ulazu u isparivač data je na slici 8.2 (gde plava linija predstavlja rezultate prikazane u tabeli 8.2). Za posmatrane temperature vode na ulazu u kondenzator, odnosno povratne vode iz sistema grejanja, koeficijenti grejanja rastu sa porastom temperature mešavine voda-glikol na ulazu u isparivač. Kako ulazna temperatura mešavine zavisi od temperature tla tokom grejnje sezone, može

se zaključiti da i sam koeficijent grejanja raste sa porastom temperature tla. Sa druge strane, ukoliko se, na primer, posmatra temperatura mešavine $t_{v,ul}=9^{\circ}\text{C}$, koeficijent grejanja opada sa povećanjem temperature vode na ulazu u kondenzator, odnosno povratne vode iz sistema grejanja.

Tabela 8.2. Određivanje koeficijenata grejanja za temperaturu $t_{v,ul}=30^{\circ}\text{C}$

	$t_{v,ul}$	Φ_0	ϵ	η_e	η_{em}	$1+1/(\epsilon \eta_e \eta_{em})$	Φ_{kd}	P_{em}	$P_{p,v}$	$P_{p,vg}$	ϵ_g
	[$^{\circ}\text{C}$]	[kW]	[-]	[-]	[-]	[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
radna tačka RT1	5,3	8,025	4,52	0,6754	1	1,32780	10,656	1,20	0,083	0,089	3,88
radna tačka RT2	5,7	8,100	4,55	0,6743		1,32583	10,739	1,20			3,91
radna tačka RT3	6,3	8,225	4,59	0,6757		1,32221	10,875	1,21			3,93
radna tačka RT4	8,7	8,975	4,73	0,6753		1,31326	11,491	1,25			4,04
radna tačka RT5	11,6	9,375	4,96	0,6718		1,30016	12,189	1,27			4,23



Slika 8.2. Zavisnost koeficijenata grejanja od temperature vode i mešavine vode i glikola

9 Zaključak

Za izabrano tehničko rešenje koje je analizirano u ovom radu moguće je odrediti koeficijente grejanja u zavisnosti od temperature vode na ulazu u kondenzator, ali i od temperature mešavine vode i glikola na ulazu u isparivač. Na osnovu rezultata se može zaključiti da za sve temperature vode na ulazu u kondenzator najveće vrednosti koeficijenata grejanja ostvaruju se za više temperature mešavine na ulazu u isparivač. Ukoliko se posmatra uticaj temperature mešavine na ulazu u isparivač, koeficijent grejanja raste pri porastu ove temperature za ceo razmatrani opseg za sve krive, tj. za sve vrednosti temperature vode na ulazu u kondenzator. Sa druge strane, koeficijent grejanja opada sa porastom temperature vode na ulazu u kondenzator, odnosno sa porastom temperature vode iz sekundarnog kruga.

U ovom radu su analizirane performasne toplotne pumpe voda-voda na osnovu razvijenog proračunskog modela. Kao jedan od rezultata dobijene su vrednosti efektivnog koeficijenta grejanja u opsegu od 3,6 do 4,3 za prosečnu grejnu sezonu (za period od 2014. do 2018. godine), a za razne uslove rada ovog uređaja. Stoga se može zaključiti da se ove toplotne pumpe svrstavaju u energetski efikasna rešenja koja smanjuju potrošnju električne energije i smanjuju emisiju štetnih gasova. U kombinaciji sa prirodnim rashladnim fluidima, one predstavljaju dugoročno rešenje, ne samo u pogledu malog direktnog uticaja na okolinu, već i kroz povoljan indirektni uticaj koji se upravo ogleda kroz smanjenu potrošnju električne energije. Kako je za ovu instalaciju kao rashladni fluid razmatran propan, potrebno je posebno voditi računa o bezbednosti. Budući da je to zapaljiv i eksplozivni rashladni fluid, neophodno je preduzeti adekvatne mere zaštite pri korišćenju ovakvih uređaja.

10 Literatura

- [1] **Markoski, M.**, *Rashladni uređaji I i II deo*, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2013.
- [2] **Vujić, S.**, *Rashladni uređaji*, Mašinski fakultet Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 1990.
- [3] *** ASHRAE 1997 HVAC Fundamental Handbook, 1997.
- [4] **Kakac S.**, *Heat Exchangers – Selection Rating and Thermal Design*, Department of Mechanical Engineering, University of Miami, Coral Gables, Florida, 2002.
- [5] **Cvetković M.**, *Tehničko rešenje toplotne pumpe sa tlom kao izvorom toplote*, Master rad, Mašinski fakultet, Univerzitet u Beogradu, Beograd, Srbija, 2020.