

Ружица И. Тодоровић^{1*}, Милош Ј. Бањац¹, Ђорђе Г. Козић²

¹Машински факултет, Универзитет у Београду, Београд, Србија

²Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, Србија

Термодинамичка и економска анализа рада геотермалне топлотне пумпе типа вода-вода

Стручни рад

Термодинамичка анализа рада моновалентног система геотермалне топлотне пумпе типа вода-вода извршена је са аспекта праћења промене њеног коефицијента грејања и ефективног коефицијента грејања, а у зависности од промене температуре грејне воде у грејним телима, температуре воде у црном бунару, те промене температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе. Економска анализа геотермалне топлотне пумпе извршена је поређењем са грејним системом са гасним котлом. Установљена је економска зависност исплативости система од дубине бунара и цене бушења бунара.

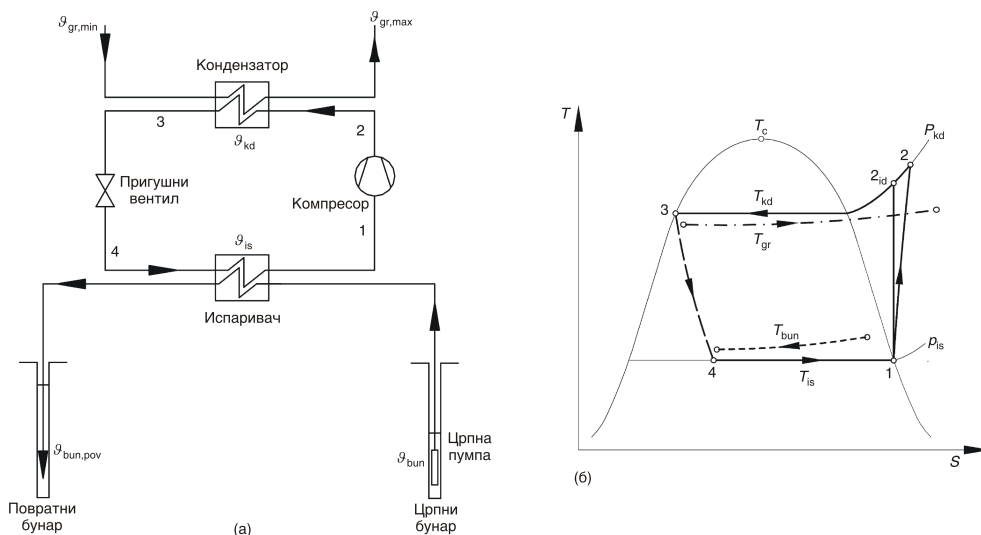
Кључне речи: геотермална топлотна пумпа, дубина бунара, коефицијент грејања, економска анализа

Увод

Геотермалне топлотне пумпе (ГТП) које као топлотни извор користе геотермалну енергију подземних вода или сувих слојева земљине коре, до дубина од 400 m, представљају алтернативу конвенционалним грејним системима. Овакав вид грејања добио је на значају, о чему говори и непрекидан пораст броја ових постројења у последњих 15 година [1–3]. Поред велике енергетске ефикасности, основни разлог томе је значајно смањење емисије гасова са ефектом стаклене баште, пре свих CO₂ [4, 5].

Системи ГТП који као извор топлоте користе воду из аквифера (подземни водоносни слој), коју након топлотног искоришћавања поновно враћају у земљу, познати су под називом отворени системи ГТП или системи ГТП вода-вода. У односу на друге ГТП имају предности у погледу већег коефицијента грејања, с обзиром на директно коришћење подземне воде великог специфичног топлотног капацитета и готово сталне, релативно високе температуре током године. Њихов учинак умногоме зависи од грејног топлотног оптерећења објекта, радних карактеристика топлотне пумпе (ефикасности компресора, конфигурације и површина измењивача топлоте), те карактеристика аквифера (температуре и протока подземне воде, нивоа воде, водопроводности аквифера) [6].

* Одговорни аутор; електронска адреса: rtodorovic@mas.bg.ac.rs



Слика 1. Шема топлотне пумпе и спољашњег круга циркулације аквиферске воде (а), приказ кругног процеса топлотне пумпе у T - s дијаграму (б)

Опис ГТП вода-вода

У овом раду анализиран је рад ГТП вода-вода, кроз сагледавање промене два коефицијента грејања. Првим, коефицијентом грејања топлотне пумпе, сагледаван је рад искључиво фреонског циклуса топлотне пумпе, док се другим, тзв. ефективним коефицијентом грејања ГТП сагледавао спрегнути рад фреонског циклуса топлотне пумпе и рада црпне пумпе у тзв. спољашњем кругу струјања аквиферске (бунарске) воде. Шема топлотне пумпе и спољашњег круга циркулације аквиферске воде из црпног у повратни бунар приказана је на сл. 1(а).

У зимском периоду, када систем ради у режиму грејања, прострујавајући преко испаривача и предајући топлоту радном флуиду топлотне пумпе, аквиферска вода се хлади сл. 1(б). С друге стране, прострујавајући кроз кондензатор топлотне пумпе, загрева се грејна вода која служи за грејање објекта. Циркулација ове грејне воде обавља се у тзв. унутрашњем кругу циркулације подсистема за предају топлоте.

Термодинамичка анализа рада ГТП вода-вода

Термодинамичка анализа рада ГТП вода-вода спроведена је на примеру модел објекта – стамбене куће, површине 150 m^2 . Потребна количина топлоте за грејање за пројектне услове усвојена је да износи 80 W/m^2 . Оваква количина топлоте одговара објектима саграђеним после 1980. године [7]. На тај начин је дефинисано пројектно грејно оптерећење објекта од 12 kW .

Како је већ наведено, термодинамичка анализа рада система грејања ГТП извршена је праћењем помене коефицијента грејања топлотне пумпе ε_{gr} и тзв. ефективног коефицијента грејања ГТП $\varepsilon_{\text{ef,gr}}$, којим је сагледавана енергетска карактеристика рада спрегнутог фреонског циклуса топлотне пумпе и рада црпне

пумпе у спољашњем кругу циркулације аквиферске воде. Анализом није обухваћен рад циркулационе пумпе којом се остварује струјање грејне воде у унутрашњем кругу циркулације подсистема за предају топлоте. Наиме, сматрано је да је, и у случају различитих грејних система, енергија уложена за погон циркулационе пумпе овог унутрашњег подсистема увек иста, те да отуда њен рад не утиче на разлике између енергетских перформанси различитих грејних система.

За радни флуид топлотне пумпе узет је, за топлотне пумпе комерцијално најчешће коришћен, фреон R22.

Сама анализа спроведена ја кроз серије независних прорачина два наведена коефицијента грејања. У свакој серији, били су фиксни сви сем једног радног параметра, чији се утицај на коефицијенте грејања и анализирао. Променљиви параметри, односно параметри чији се утицај анализирао били су:

- $\vartheta_{gr,max}$, максимална температура воде у грејним телима, тј. подсистему за предају топлоте,
- ϑ_{bun} , температура подземне воде у црпном бунару, и
- $\Delta\vartheta_{bun}$, промена температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе.

При прорачуну, разлика температуре испаравања фреона и бунарске воде на излазу из испаривача била је стална и износила $\Delta\vartheta = 5^\circ\text{C}$, док је температура грејне воде на излазу из кондензатора била једнака температури кондензације фреона [8]. На тај начин, спрегнуто са променом температуре воде у грејним телима, мењана је и температура кондензације фреона, ϑ_{kd} , односно са променом температуре подземне воде у црпном бунару, као и са променом температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе, температура испаравања фреона, ϑ_{is} .

Наведени коефицијенти грејања су дефинисани изразима:

$$\varepsilon_{gr} \frac{\Phi_{gr}}{P_{kp}} \text{ и } \varepsilon_{ef,gr} \frac{\Phi_{gr}}{P_{kp} P_{cp}} \quad (1)$$

при чему се погонске снаге компресора и црпне пумпе, познајући њихове унутрашње степене корисности, одређују из израза:

$$P_{kp} \frac{q_m (h_2 - h_1)}{\eta_{u,kp}} \text{ и } P_{cp} \frac{q_{m,bun} gH}{\eta_{u,cp}} \quad (2)$$

У свим анализираним процесима, узето је да унутрашњи степен корисности компресора топлотне пумпе и унутрашњи степен корисности црпне пумпе износе: $\eta_{u,kp} = 0,85$ и $\eta_{u,cp} = 0,85$. Усвојена вредност дубине црпног и повратног бунара је 30 m.

Масени проток радног флуида топлотне пумпе усклађиван је, односно одређиван је тако да мора да задовољи захтевано топлотно оптерећење објекта, а масени проток бунарске воде је одређиван на основу потребног топлотног протока који је за сваки циклус потребно преузети из бунарске воде, тј.:

$$q_m \frac{\Phi_{gr}}{h_2 - h_3} \text{ и } q_{m,bun} \frac{q_m (h_1 - h_3)}{c_{p,w} (\vartheta_{bun} - \vartheta_{bun,pov})} \quad (3)$$

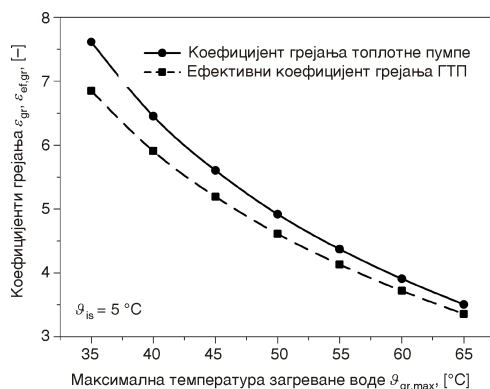
Под претпоставком да је ГТП вода-вода моновалентни систем, дакле систем који самостално задовољава целокупно топлотно оптерећење објекта, најпре су, у карактеристичним стањима, одређене термодинамичке величине стања фреона R22

[9]. Затим су одређени кључни радни параметри система: масени протоци фреона и бунарске воде, а потом снаге потребне за погон компресора и црпне пумпе. На основу ових величина одређени су коефицијенти грејања топлотне пумпе и ефективни коефицијенти грејања ГТП.

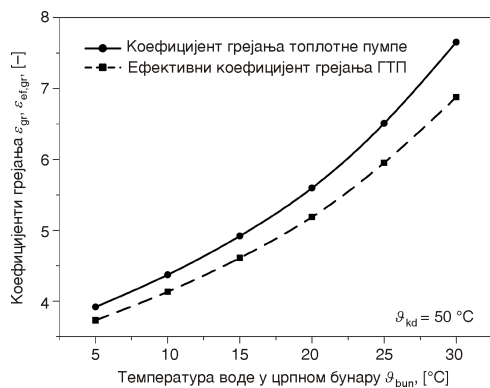
Резултати анализе

Резултати спроведене термодинамичке анализе приказани су на сликама 2–4.

На сл. 2 приказана је зависност коефицијента грејања топлотне пумпе и ефективног коефицијента грејања ГТП од промене максималне температуре воде у грејним телима, односно максималне температуре загреване воде. Приказана зависност добијена је за случај температуре бунарске воде од 15 °С и промене температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе од 5 °С. Анализом добијених резултата може се закључити да пораст максималне температуре загреване воде $\vartheta_{gr,max}$, односно пораст температуре кондензације фреона, уз непромењену



Слика 2. Утицај максималне температуре загреване воде на коефицијенте грејања



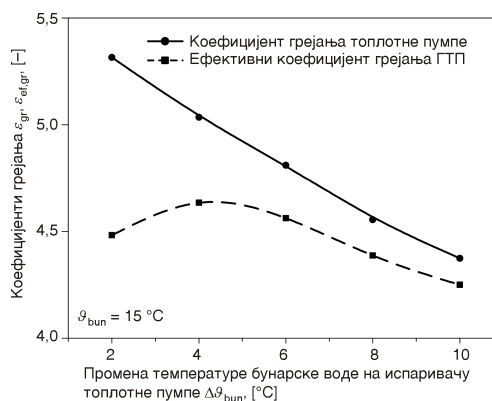
Слика 3. Утицај температуре подземне воде у црпном бунару на коефицијенте грејања

температуру његовог испаравања, води ка порасту снаге потребне за погон компресора, $P_{кр}$. Ово повећање $P_{кр}$, уз непромењену грејну снагу Φ_{gr} , за последицу има опадања коефицијента грејања топлотне пумпе, ε_{gr} , уз истовремено смањивање потребе за топлотом из топлотног извора – бунарске воде. Ово смањење за потребном топлотом, омогућава смањивање потребног протока бунарске воде $q_{m,bun}$, односно смањивање погонске снаге црпне пумпе P_{cp} . С обзиром на мањи градијент опадања ефективног коефицијента грејања ГТП, процентуална разлика између коефицијената грејања се смањује са 10,1% при $\vartheta_{gr,max} = 35$ °С, на 4,2% при $\vartheta_{gr,max} = 65$ °С.

На сл. 3 приказана је зависност коефицијента грејања топлотне пумпе и ефективног коефицијента грејања ГТП од температуре подземне воде у црпном бунару. Приказана зависност добијена је за случај сталне максималне температуре загреване воде од 50 °С и сталне промене температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе од 5 °С. Из истих разлога као и у претходном случају, осим што пораст температуре воде у црпном бунару непосредно води повећању оба коефицијента грејања, он води и повећању разлике између ових

коэффицијената. Повишење температуре бунарске воде обезбеђује смањивање снаге потребне за погон компресора, $P_{кр}$. За исту грејну снагу постројења, то води повећаним потребама за топлотом из топлотног извора, па расте и снага потребна за погон црпне пумпе, $P_{ср}$. Због тога се процентуална разлика између ових коэффицијената грејања повећава са 4,8% при $\vartheta_{бун} = 5\text{ }^\circ\text{C}$, на 10,1% при $\vartheta_{бун} = 30\text{ }^\circ\text{C}$.

На сл. 4 приказане су промене коэффицијента грејања топлотне пумпе и ефективног коэффицијента грејања ГТП у зависности од промене температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе. Као што је већ наведено, бунарска вода се хлади прострујавајући преко испаривача и предајући топлоту радном флуиду топлотне пумпе. Приказана зависност добијена је за случај сталне температуре бунарске воде од $15\text{ }^\circ\text{C}$ и сталне максималне температуре загреване воде од $50\text{ }^\circ\text{C}$. Са слике се може уочити да смањивање промене температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе води повећању коэффицијента грејања топлотне пумпе. Када је у питању ефективни коэффицијент грејања ГТП, он показује другачију зависност, јер његова вредност се најпре повећава и достиже максимум. Након тога, са даљим опадањем промене температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе, $\Delta\vartheta_{бун}$, вредност овог коэффицијента се смањује. Ово се може објаснити чињеницом, да, уз непромењену грејну снагу постројења, смањивање $\Delta\vartheta_{бун}$ води повећаним потребама за топлотом из топлотног извора. Ово повећање за потребном топлотом доводи до пораста потребног протока бунарске воде $q_{m,бун}$, односно пораста погонске снаге црпне пумпе, $P_{ср}$. Градијент пораста потребног протока бунарске воде најпре је благ, док са даљим опадањем $\Delta\vartheta_{бун}$ испод вредности која дефинише максималан ефективни коэффицијент грејања ГТП, овај градијент добија стрм карактер. То утиче на знатно повећање снаге потребне за погон црпне пумпе $P_{ср}$, односно узрокује пад ефективног коэффицијента грејања ГТП $\varepsilon_{ef,gr}$. Због тога се процентуална разлика између коэффицијената грејања повећава са 2,8% при $\Delta\vartheta_{бун} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, на 15,7% при $\Delta\vartheta_{бун} = 2\text{ }^\circ\text{C}$.



Слика 4. Утицај промене температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе на коэффицијенте грејања

Економска анализа ГТП вода-вода

Економска анализа рада ГТП спроведена је упоредном анализом у односу на грејни систем са гасним котлом. Анализом није обухваћен унутрашњи подсистем за предају топлоте, јер је сматрано да је он у случају оба грејна система исти, те да отуда његова цена не утиче на разлике између њихових инвестиционих улагања. У случају ГТП инвестициона улагања су одређена за три вредности дубине црпног и повратног бунара: 30 m, 40 m, и 50 m. У таб. 1 дат је приказ инвестиционих улагања у оба грејна система.

Таблица 1. Инвестициона улагања у грејни систем са гасним котлом и ГТП

Ред. бр.	Опис	Бр. ком. [-]/укупна дубина [m]	Цена по јединици мере, €/ком, €/m	Инвестиц. улагања, €
Грејни систем са гасним котлом				
1.	Гасни котао, грејне снаге 12 kW	1	1000,00	1000,00
2.	Опрема за гасне котлове	1	500,00	500,00
3.	Кућни гасни прикључак	1	1.000,00	1.000,00
				$I_g =$ 2.500,00
ГТП типа вода-вода				
1.	Топлотна пумпа вода-вода, грејне снаге 12 kW	1	3.000,00	3.000,00
2.	Потапајућа бунарска пумпа, $H = 0-58$ m	1	350,00	350,00
Дубина црног и повратног бунара 30 m				
3.	ПВЦ бунарске цеви $\varnothing 63$ mm 3 mm, 4 m дужине	15	10	150,00
4.	Бушење бунара	60	35	2.100,00
				$I_{\text{ГТП},30 \text{ m}} =$ 5.600,00
Дубина црног и повратног бунара 40 m				
3.	ПВЦ бунарске цеви $\varnothing 63$ mm 3 mm, 4 m дужине	20	10	200,00
4.	Бушење бунара	80	35	2.800,00
				$I_{\text{ГТП},40 \text{ m}} =$ 6.350,00
Дубина црног и повратног бунара 50 m				
3.	ПВЦ бунарске цеви $\varnothing 63$ mm 3 mm, 4 m дужине	25	10	250,00
4.	Бушење бунара	100	35	3.500,00
				$I_{\text{ГТП},50 \text{ m}} =$ 7.100,00

На основу годишње потрошње енергије за грејање објекта, одређене методом броја степен-дана [10]:

$$Q_{\text{gr, god}} = \frac{24 \Phi_{\text{gr}} S D_{\text{Bg}} y e}{g_u g_{\text{sp}}} \quad (4)$$

одређени су годишњи погонски трошкови система са гасним котлом, који су сразмерни количини и цени утрошеног природног гаса:

$$T_{\text{g, god}} \quad B_{\text{g, god}} C_g \quad \text{и} \quad B_{\text{g, god}} \frac{3600 Q_{\text{gr, god}}}{\eta_k H_u} \quad (5)$$

као и погонски трошкови ГТП на нивоу године, чија је вредност сразмерна годишњој потрошњи електричне енергије потребне за погон компресора и црпне пумпе, и њеној јединичној цени:

$$T_{el, god} = \frac{E_{el, god} C_{el}}{\varepsilon_{ef, gr}} \quad \text{и} \quad E_{el, god} = \frac{Q_{gr, god}}{\varepsilon_{ef, gr}} \quad (6)$$

Годишњи трошкови амортизације и одржавања, како текућег тако и инвестиционог, зависе од инвестиционих улагања у грејни систем, што је описано једначином:

$$T_{am, god} = pI \quad (7)$$

при чему је усвојено да проценат од инвестиција износи: $p = p_a + p_o = 0,7 + 0,3 = 1\%$, и да има исту вредност за оба система [11].

Време повраћаја повећаних инвестиционих улагања у ГТП, одређено у односу на грејни систем са гасним котлом, израчунава се на основу израза [11, 12]:

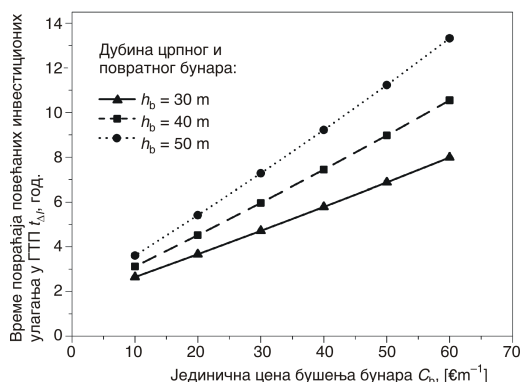
$$t_{\Delta I} = \frac{\Delta I}{U_{god}} \cdot \frac{\Delta I}{T_{g, god} (T_{el, god} + \Delta T_{am, god})} \quad (8)$$

Економска исплативост ГТП вода-вода анализирана је управо кроз време повраћаја повећаних инвестиционих улагања у овај грејни систем, тзв. прост период отплате $t_{\Delta I}$. Графички приказ зависности $t_{\Delta I}$ од дубине бунара и јединичне цене бушења бунара дат је на сл. 5. Са слике се може уочити да, при одређеној јединичној цени бушења бунара, C_b , време повраћаја инвестиционих улагања $t_{\Delta I}$ расте са порастом дубине бунара h_b , и да је тај пораст са порастом C_b све већи. Тако, за цену бушења бунара од $C_b = 10 \text{ €/m}$ и при порасту дубине бунара са 30 m на 40 m, $t_{\Delta I}$ расте са 2,6 год. на 3,1 год., што износи 17,8%. При даљем порасту дубине бунара на 50 m, $t_{\Delta I}$ расте на вредност од 3,6 год., што чини пораст од додатних 15,8%. С друге стране, при $C_b = 60 \text{ €/m}$ и за исте интервале пораста дубине бунара, $t_{\Delta I}$ најпре расте са 8 год. на 10,5 год., односно има пораст од 32%, а потом $t_{\Delta I}$ расте на 13,3 год., тј. за додатних 26,3%.

Упоредни приказ енергетских и економских параметара грејног система са гасним котлом и ГТП дат је у таб. 2.

На основу анализе резултата приказаних у таб. 2. уочено је:

- да годишња уштеда у трошковима грејања применом ГТП износи редом 58,4%, 56,8%, односно 55,1%, и
- да време повраћаја повећаних инвестиционих улагања у ГТП расте



Слика 5. Приказ зависности времена повраћаја повећаних инвес. улагања у ГТП од дубине бунара и јединичне цене бушења бунара

Таблица 2. Енергетски и економски параметри система са гасним котлом и ГТП вода-вода

	Систем са гасним котлом	ГТП са дужином бунара		
		30 m	40 m	50 m
<i>Енергетска анализа</i>				
Год. потрошња енергије за грејање $Q_{gr, god}$, [kWhgod ⁻¹]	21.040	21.040	21.040	21.040
Степен корисности η_k , ефект. коеф. грејања* $\varepsilon_{ef, gr}$	0,9	4,6	4,5	4,4
Год. ефективна топлотна енергија за грејање $Q_{ef, gr, god}$, [kWhgod ⁻¹]	23.378	4.574	4.676	4.782
Годишња потрошња енергента $B_{g, god}$, [m ³ god ⁻¹]; $E_{el, god}$, [kWhgod ⁻¹]	2.404	4.574	4.676	4.782
Годишња емисија CO ₂ E_{SO_2} , [kggod ⁻¹].	4.568	2.424	2.478	2.534
<i>Економска анализа</i>				
Инвестиција I , [€]	2.500	5.600	6.350	7.100
Цена енергента C_g , [€m ⁻³], C_{el} , [€(kWh) ⁻¹]	0,421	0,085	0,085	0,085
Год. погонски трошкови $T_{g, god}$, [€god ⁻¹]; $T_{el, god}$, [€god ⁻¹]	1.012	389	397	406
Год. трошкови амортизације и одржавања $T_{am, god}$, [€god ⁻¹]	25	56	63,5	71
Годишња уштеда у трошковима грејања U_{god} , [€god ⁻¹]	–	591	575	558
Време повраћаја инвестиционих улагања $t_{\Delta I}$, [год.]	–	5,2	6,7	8,2

* Одређен је за стамбену кућу: $A = 150 \text{ m}^2$, $\Phi_{gr} = 12 \text{ kW}$, $\vartheta_{gr, max} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ϑ_{bun} С ϑ_{bun} С

за 28,8% при порасту дубине бунара са 30 m на 40 m, односно да расте за додатних 22,4% при даљем порасту дубине бунара на 50 m, док је на основу анализе резултата приказаних у таб. 1 уочено:
– да са порастом дубине бунара расте удео цене бушења бунара у инвестиционим улагањима у ГТП. Тако цена бушења црпног и повратног бунара чини редом 37,5%, 44,1%, односно 49,3% укупних инвестиција.

Закључак

На основу спроведне термодинамичке анализе рада геотермалне топлотне пумпе типа вода-вода, са аспекта промене коефицијента грејања и ефективног коефицијента грејања може се закључити да оба коефицијенти грејања расту, као и да се разлика између њих повећава, са снижавањем максималне температуре грејне воде у грејним телима и са порастом температуре воде у црпном бунару. Такође, са аспекта ефективног коефицијента грејања, констатовано је да постоји оптимална промена температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе, при којој овај коефицијент има локални максимум.

На основу спроведне економске анализе рада моновалентног система ГТП типа вода-вода, извршене поређењем са радом грејног системом са гасним котлом, установљено је да се коришћењем ГТП вода-вода смањују годишњи трошкови

грејања за преко 50%. Такође, установљено је да зависност времена повраћаја повећаних инвестиционих улагања у ГТП од дубине бунара расте са порастом јединичне цене бушења бунара.

Захвалност

Резултати приказани у овом раду део су истраживања која се обављају у оквиру Пројекта 43007: „Истраживање климатских промена и њиховог утицаја на животну средину: праћење утицаја, адаптација и ублажавање”, финансираног од стране Министарства за просвету, науку и технолошки развој Републике Србије, у оквиру програма Интегралних и интердисциплинарних истраживања за период 2011-2014. године.

Ознаке

A	– површина стамбеног објекта, [m ²]
$B_{g, \text{god}}$	– годишња потрошња природног гаса, [m ³ god ⁻¹]
C_g	– јединична цена природног гаса, [€m ⁻³]
C_{el}	– јединична цена електричне енергије, [€(kWh) ⁻¹]
$c_{p,w}$	– специфични топлотни капацитет при сталном притиску воде, [kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
E_{CO_2}	– годишња емисија угљен-диоксида, [kggod ⁻¹]
$E_{el, \text{god}}$	– годишња потрошња електричне енергије ГТП, [kWhgod ⁻¹]
e	– коефицијент ограничења, [–]
g	– убрзање Земљине теже, [ms ⁻²]
H	– напор црпне пумпе, [m]
H_u	– доња топлотна моћ природног гаса, [kJm ⁻³]
h	– специфична енталпија радног флуида топлотне пумпе, [kJkg ⁻¹]
h_b	– дубина бунара, [m]
I	– инвестициона улагања у грејни систем, [€]
ΔI	– разлика у инвестиционим улагањима два грејна система, [€]
P	– погонска снага уређаја, [kW]
p	– проценат од инвестиције у грејни систем, [%]
p_a	– проценат за трошкове амортизације, [%]
p_o	– проценат за трошкове одржавања, [%]
$Q_{gr, \text{god}}$	– годишња потрошња енергије за грејање објекта, [kWhgod ⁻¹]
q_m	– масени проток радног флуида топлотне пумпе, [kgs ⁻¹]
$q_{m, \text{bun}}$	– масени проток бунарске воде, [kgs ⁻¹]
SD_{Bg}	– број степен-дана за Београд, [дана]
T_{am}	– трошкови амортизације и одржавања грејног система, [€]
ΔT_{am}	– разлика у трошковима амортизације и одржавања, [€]
$T_{el, \text{god}}$	– годишњи погонски трошкови ГТП, [€]
$T_{g, \text{god}}$	– годишњи погонски трошкови система са гасним котлом, [€]
t_M	– време повраћаја повећаних инвестиционих улагања у ГТП, [god.]
U_{god}	– годишња уштеда у трошковима грејања, [€]
y	– коефицијент једновремености деловања спољашњих утицаја, [–]

Грчки симболи

$\varepsilon_{ef, gr}$	– ефективни коефицијент грејања ГТП, [–]
ε_{gr}	– коефицијент грејања топлотне пумпе, [–]
η_u	– унутрашњи степен корисности уређаја, [–]
ϑ_{bun}	– температура подземне воде у црпном бунару, [°C]
$\vartheta_{bun, pov}$	– температура бунарске воде на излазу из испаривача топлотне пумпе, [°C]

$\vartheta_{gr,max}$	– максимална температура воде у грејним телима, [°C]
$\vartheta_{gr,min}$	– минимална температура воде у грејним телима, [°C]
ϑ_{is}	– температура испаравања фреона, [°C]
ϑ_{kd}	– температура кондензације фреона, [°C]
ϑ_{sp}	– спољна пројектна температура, [°C]
ϑ_u	– унутрашња температура простора који се греје, [°C]
ϑ	– разлика температуре испаравања фреона и бунарске воде на излазу из испаривача, [°C]
ϑ_{bun}	– промена температуре бунарске воде на испаривачу топлотне пумпе, [°C]
Φ_{gr}	– грејно топлотно оптерећење објекта, [kW]

Индекси

ср	– црпна пумпа
g	– природни гас, грејни систем са гасним котлом
k	– гасни катао
кр	– компресор
1	– стање фреона на улазу у компресор топлотне пумпе
2	– стање фреона на излазу из компресора, односно на улазу у кондензатор топлотне пумпе
3	– стање фреона на излазу из кондензатора топлотне пумпе

1€ = 114,09 дин. РС

Литература

- [1] Hähnlein, S., *et al.*, Sustainability and Policy for the Thermal Use of Shallow Geothermal Energy, *Energy Policy*, 59 (2013), 914-925
- [2] Lund, J., Freeston, D., Boyd, T., Direct Utilization of Geothermal Energy 2010 Worldwide Review, *Geothermics*, 40 (2011), 3, 159-180
- [3] Rybach, L., Status and Prospects of Geothermal Energy, *Proceedings*, World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 25-29 April, 2010
- [4] Blum, P., *et al.*, CO₂ Savings of Ground Source Heat Pump Systems – A Regional Analysis, *Renewable Energy*, 35 (2010), 1, 122-127
- [5] Fridleifsson, I., *et al.*, The Possible Role and Contribution of Geothermal Energy to the Mitigation of Climate Change, *Proceedings*, IPCC Scoping Meeting on Renewable Energy Sources, Lübeck, Germany, 2008, 59-80
- [6] Lo Russo, S., *et al.*, Different Design Scenarios Related to an Open Loop Groundwater Heat Pump in a Large Building: Impact on Subsurface and Primary Energy Consumption, *Energy and Buildings*, 43 (2011), 2-3, 347-357
- [7] Torhac, E., *et al.*, Profitability Evaluation of the Heating Systems Using Borehole Heat Exchanger and Heat Pump, *IASME Transactions*, 8 (2005), 2, 1381-1388
- [8] Zhao, Y., Shigang, Z., Xun, L., Cost-Effective Optimal Design of Groundwater Source Heat Pumps, *Applied Thermal Engineering*, 23 (2003), 13, 1595-1603
- [9] Васиљевић, Б., Бањац, М., Приручник за термодинамику – табеле и дијаграми, Машински факултет, Универзитет Београду, Београд, 2010
- [10] Тодоровић, Б., Пројектовање постројења за централно грејање, Машински факултет, Универзитет Београду, Београд, 1993
- [11] Анђелковић, А., Бјелаковић, Р., Њерш, А., Техно-економска анализа примене топлотне пумпе (пример хотела „Вински двор” у Хајдукову), 40. Конгрес о КГХ, 2009, Београд, Србија, 159-167
- [12] Ченејац, А., *и др.*, Побољшање енергетске ефикасности грађевинских објеката употребом земље као обновљивог извора, *Грађевински материјали и конструkcије*, 54 (2011), 1, 28-40

Abstract

**Thermodynamic and Economic Work Analysis
of the Groundwater Source Heat Pump**

by

Ružica I. TODOROVIĆ^{1*}, Miloš J. BANJAC¹, Djordje G. KOZIĆ²

¹ Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade, Belgrade, Serbia

² Innovation Center, Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade,
Belgrade, Serbia

Thermodynamic work analysis of monovalent system of groundwater source heat pump was performed from the aspect of monitoring changes in its coefficient of performance and the effective coefficient of performance, depending on a change of temperature of the heating water in the heating elements, water temperature in pumping well, and a change in temperature of water from a well in the evaporator of the heat pump. Economic analysis of the geothermal heat pump was compared with the heating system with a gas boiler. The economic cost effectiveness of the system, depending on the depth of the wells and the cost of drilling the well, was established.

Key words: *geothermal heat pump, coefficient of performance, economic analysis, the depth of wells*

*Corresponding author; e-mail: rtodorovic@mas.bg.ac.rs

Рад примљен: 4. јануара 2014.
Рад ревидиран: 7. марта 2014.
Рад прихваћен: 6. јуна 2014.