

---

---

## ❖ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ. БУДІВНИЦТВО

---

---

УДК 621.577

**А. А. Редько**, канд. техн. наук  
**Д. Х. Харлампіді**, канд. техн. наук  
Харківський державний технічний  
університет будівництва і архітектури  
Інститут проблем машинобудування  
ім. А. Н. Подгорного НАН України (м. Харків)

### МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ХАРАКТЕРИСТИК ГЕОТЕРМАЛЬНИХ ТЕПЛОАСОСНИХ УСТАНОВОК

Одним з перспективних джерел теплової енергії для опалення за допомогою теплонасосних установок (ТНУ) є геотермальні води. Відомі схеми геотермальних систем опалювання [1,2], які передбачають роботу ТНУ в бівалентном режимі. В цьому випадку ТНУ нагріває частину «зворотньої» води з системи опалення до необхідної температури, решта – служить джерелом низькопотенційної теплоти для ТНУ. Доля використання теплоти геотермальних вод в такій схемі тим більша, чим нижча розрахункова температура в системі опалення. Робочою речовиною в ТНУ, як правило, служить середньотемпературний холодоагент.

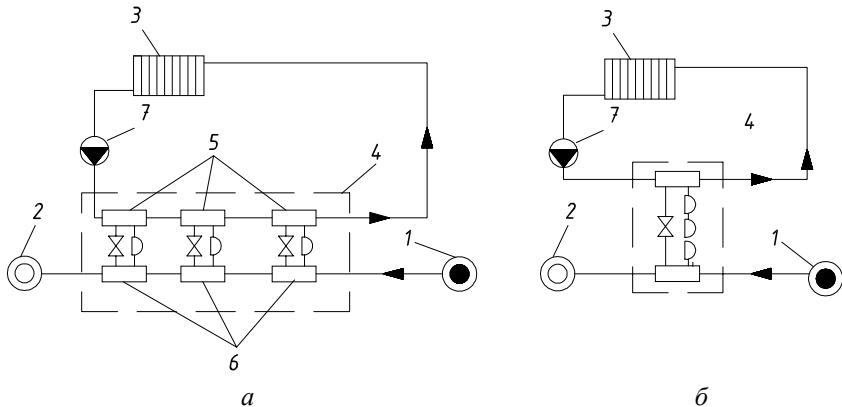
Розширити діапазон роботи геотермальних систем опалення з ТНУ можна за рахунок підключення декількох агрегатів по послідовно-протитічній схемі. У такій схемі нагрівання води в конденсаторі і охолодження геотермальної води у випарнику, здійснюється ступінчасто, при цьому кожен подальший цикл розташовується у вищому інтервалі температур випаровування і конденсації холодоагента. Таким чином, в заданих температурних межах основного робочого циклу ТНУ досягається наближення до циклу Лоренця, з характерною для цього циклу неізотермічністю процесів випаровування і конденсації. Ефективність наближення до циклу Лоренця оцінюється відношенням дійсного коефіцієнта перетворення  $\mu_{\Delta}$  до теоретичного  $\mu$  і залежить від числа незалежних агрегатів [3]. Розрахунки, проведені для холодоагентів R114, R245fa, R141b показали, що при збільшенні числа агрегатів більше трьох в заданих умовах експлуатації не спостерігається помітної зміни величини  $\mu_{\Delta}/\mu_0$ .

Особливістю послідовно-протитічної схеми як об'єкту регулювання, є висока чутливість до зміни вхідних і вихідних параметрів теплоносія і геотермальної води. Будь-які відхилення від розрахункового режиму для однієї ТНУ призводять до зміни режимних параметрів решти всіх установок і відповідно всієї системи в цілому. Менш чутливі до зміни вхідних параметрів багатоступінчасті схеми ТНУ, що мають в своєму складі один загальний конденсатор і випарник, і декілька компресорів з'єднаних послідовно один з одним.

Метою даної роботи є аналіз режимів роботи геотермальних ТНУ з різними схемами з'єднання основних елементів устаткування і створення методики розрахунку на основі цього аналізу.

Вихідними даними для розрахунку статичних характеристик ТНУ є розміри та конструкція випарника, конденсатора, компресора, трубопроводів об'язування основного устаткування, а також початкові температури теплоносіїв і їх витрати. У схемі з трьох агрегатів відомими є температура «зворотної» води на вході в першу ТНУ і температура геотермальної води на вході в третю ТНУ. Температури виходу теплоносія і геотермальної води з другої ТНУ, які фактично визначають режим роботи решти агрегатів, при цьому невідомі. Для багатоступінчатих схем з'єднаних послідовно по холодоагенту, невідомими є параметри пари на вході в другий і третій компресор.

Схеми послідовно-протитічної і багатоступінчастої схеми геотермальної ТНУ показані на мал. 1.



Мал. 1. Принципові схеми ТНУ для геотермального опалення:

*a* – послідовно-протитічна; *б* – багатоступінчаста

*1* – забірні свердловина; *2* – поглинаюча свердловина; *3* – споживач теплоти; *4* – ТНУ; *5* – конденсатори; *6* – випарники; *7* – циркуляційний насос

Дебіт свердловини залежить головним чином від потужності водоносного пласта та глибини свердловини і визначається за рівнянням

$$G_{ГВ} = 1,36k \frac{H_0^2 - h_{СКВ}^2}{\lg \frac{R_{СКВ}}{r_{СКВ}}}, \quad (1)$$

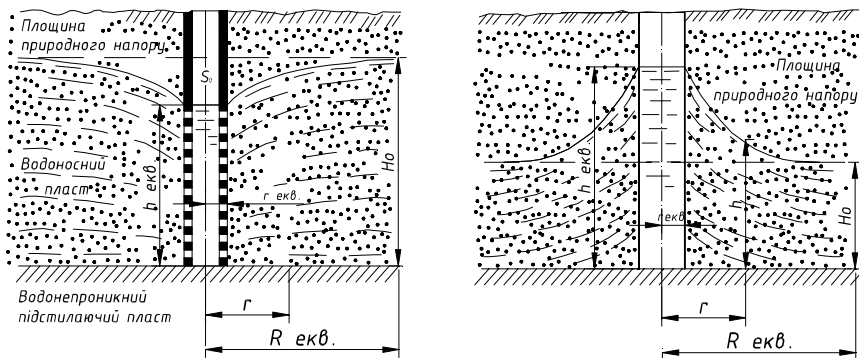
де  $k$  – коефіцієнт фільтрації, м/с;  $H_0$  – потужність водоносного пласта, м;  $h_{СКВ}$  – глибина води в свердловині за відсутності відкачування, м;  $r_{СКВ}$  – радіус свердловини, м;  $R_{СКВ}$  – радіус впливу свердловини, м.

Після початку відкачування рівень води в свердловині і навколо неї починає знижуватися. Відстань за межами якого не спостерігається зміни тиску, можна визначити із співвідношення

$$R_{СКВ} = 3000 S_0 / k^2 \quad (2)$$

де  $S_0$  – пониження рівня води при відкачуванні, м.

Рівняння (1) може бути використане і для розрахунку поглинаючої свердловини. Схеми руху геотермальних вод у водоносному пласті при роботі забірної і поглинаючої свердловин показані на мал. 2.



Мал. 2. Схеми притоку та відтоку геотермальної води до вертикальних свердловин:  
а – забірна свердловина; б – поглинаюча свердловина

За розрахункову температуру геотермальної води  $t'_{ГВ}$ , одержаної на термоводозаборі, що має дві і більше свердловини, приймається середньозважена температура термоводозабору [4]

$$t_{GB} = \frac{t_{GB1}G_{GB1} + t_{GB2}G_{GB2} + \dots + t_{GBk}G_{GBk}}{G_{GB1} + G_{GB2} + \dots + G_{GBk}}, \quad (2)$$

де  $t_{GB1}, t_{GB2}, t_{GBk}$  – температури на гирлах свердловин  $^{\circ}\text{C}$ ;

$G_{GB1}, G_{GB2}, G_{GBk}$  – дебіти геотермальних свердловин,  $\text{кг/с}$ .

Теплова енергія, відведена від геотермальної води у випарнику ТНУ і відповідна їй холодопродуктивність ТНУ визначаються за рівняннями:

$$Q_0 = G_{nn}c_{nn}(t'_{nn1} - t_0)\eta_0, \quad (3)$$

$$Q_0 = G_{xl}q_0, \quad (4)$$

де  $G_{xl}$  – масова витрата холодоагента в циклі,  $\text{кг/с}$ ;  $q_0$  – питома холодопродуктивність в циклі,  $\text{кДж/кг}$ ;  $t_0$  – температура випаровування робочої речовини,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t'_{nn1}$  – температура низкопотенційного теплоносія на вході у випарник для першої по напрямку руху теплоносія ТНУ  $t'_{nn1} = t'_{28}$ ;  $\eta_0$  – коефіцієнт охолодження випарника.

Коефіцієнт охолодження випарника  $\eta_0$  дорівнює:

$$\eta_0 = 1 - e^{-\frac{k_u f_u}{G_{nn}c_{nn}}}, \quad (5)$$

де  $k_u f_u$  – інтенсивність теплообміну у випарнику  $\text{Вт/}^{\circ}\text{C}$ .

$$k_u f_u = \frac{1}{c_1 G_{nn}^{-0,8} + c_2 Q_0^{-0,745} + c_3}. \quad (6)$$

Теплова енергія, відведена від конденсатора ТНУ в систему опалення, знаходиться з рівнянь

$$Q_K = G_{xl}q_K, \quad (7)$$

$$Q_K = G_w c_w (t_K - t_{w1})\eta_K \quad (8)$$

де  $q_K$  – питома теплопродуктивність в циклі,  $\text{кДж/кг}$ ;  $t_K$  – температура конденсації холодоагента,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{w1}$  – температура води на вході в конденсатор;  $G_w$  – витрата води через конденсатори ТНУ,  $\text{кг/с}$ .

Коефіцієнт охолодження для конденсатора ТНУ визначається із співвідношення

$$\eta_k = 1 - e^{-\frac{k_k f_k}{G_w c_w}}, \quad (9)$$

де  $k_k f_k$  – інтенсивність теплообміну в конденсаторі, Вт/°С.

$$k_k f_k = \frac{1}{c_4 G_w^{-0,8} + c_5 Q_{xl}^{-0,745} + c_6}, \quad (10)$$

Температури випаровування і конденсації можна визначити з рівнянь

$$t_0 = t_{nn1} - \frac{Q_0}{G_{nn} c_{nn} \eta_0}, \quad (11)$$

$$t_k = t_{w1} + \frac{Q_k}{G_w c_w \eta_k}, \quad (12)$$

При переході від одного режиму роботи до іншого частина холодопродуктивності ТНУ витрачається на охолодження випарника (якщо  $t_0$  знижується). Якщо ж холодопродуктивність ТНУ збільшується, має місце підвищення  $t_0$ .

Зміна холодопродуктивності враховується рівнянням

$$\Delta Q_0 = M_{вин} c_{вин} \Delta T_0 \quad (13)$$

де  $M_{вин}, c_{вин}$  – маса і теплоємність робочої рідини у випарнику;  $\Delta T_0$  – зміна температури випаровування.

Аналогічне рівняння можна записати для конденсатора

$$\Delta Q_k = M_k c_k \Delta T_k \quad (14)$$

де  $M_k$  і  $c_k$  – маса і теплоємність робочої рідини в конденсаторі;  $\Delta T_k$  – зміна температури конденсації.

При заданій теоретичній подачі компресора  $V_m$ , масова витрата холодоагента  $G_{xl}$  дорівнює:

$$G_{xl} = \frac{V_T \lambda}{v_1} \quad (15)$$

де  $v_1$  – питомий об'єм пари фреону на всмоктуванні в компресор, м<sup>3</sup>/кг.

За умови ізоентальпійного характеру процесу в регулюючому вентилі ТНУ витрата холодоагента через дросель визначається за формулою

$$G_{xl} = \omega f \sqrt{2\rho_{ex}(P_k - P_0)}, \quad (16)$$

де  $f$  – площа прохідного перетину дроселя, м<sup>2</sup>;  $\omega$  – коефіцієнт витікання;  $\rho_{\text{вх}}$  – щільність рідини перед регулюючим вентилям ТНУ, кг/м<sup>3</sup>;  $P_{\kappa}$  і  $P_0$  – тиск конденсації випаровування, кПа.

Коефіцієнт подачі компресора можна представити у вигляді наступного співвідношення

$$\lambda = \lambda_c \lambda'_w, \quad (17)$$

де  $\lambda_c$  – коефіцієнт подачі, що враховує вплив «мертвого простору»

$$\lambda_c = 1 - c \left[ \left( \frac{P_{\kappa}}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (18)$$

де  $C$  – відносна величина «мертвого» простору,  $C = 0,015 \dots 0,05$ ;  $m$  – показник політропи зворотного розширення з «мертвого» простору,  $m = 1,0 \dots 1,5$ .

Коефіцієнт  $\lambda'_w$  у формулі (17), що враховує об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари стінками циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стиснення в порожнину всмоктування, визначається з виразу

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \Delta T_{\text{пер}}^{\text{ср}}}{\alpha T_{\kappa} + \beta \Delta T_{\text{пер}}^{\text{ср}}}, \quad (19)$$

де  $\Delta T_{\text{пер}}^{\text{ср}}$  – сумарний перегрів холодоагента при всмоктуванні його в компресор;  $T_0$  – температура випаровування холодоагента, °С;  $\alpha = 1,12$ ;  $\beta = 0,5$  – коефіцієнти, що враховують вплив робочої речовини.

Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_{\text{хл}} l_{\text{км}}, \quad (20)$$

де  $l_{\text{км}}$  – робота стиснення в компресорі

$$l_{\text{км}} = \frac{k}{k-1} P_0 V_1 \left[ \left( \frac{P_{\text{наг}}}{P_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (21)$$

де  $k$  – показник адіабати;  $P_{\text{вс}}$  і  $P_{\text{наг}}$  – відповідно тиск всмоктування і нагнітання, кПа.

З урахуванням втрат тиску у всмоктую чому  $P_{вс}$  і нагнітальному трубопроводах  $P_{наг}$  та в клапанах компресора значення  $P_{вс}$  і  $P_{наг}$  знаходяться з наступних співвідношень

$$P_{вс} = P_0 - \Delta P_{вс}, \quad (22)$$

$$P_{наг} = P_{к} + \Delta P_{наг}, \quad (23)$$

$$P_{наг} = P_{к} + \Delta P_{наг}. \quad (23)$$

Величини  $\Delta P_{вс}$  і  $\Delta P_{наг}$  визначаються з урахуванням рекомендацій роботи [5].

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \quad (24)$$

де  $\eta_i$  – індикаторний к.к.д. компресора.

У загальному випадку, значення  $\eta_i$  можна визначити, користуючись емпіричною залежністю [6]

$$\eta_i = \lambda'_w + 0,0025t_0. \quad (25)$$

Потужність, споживана електродвигуном компресора з мережі  $N_{ел}$

$$N_{км}^{ел} = \frac{V_T p_{mp} + N_i}{\eta_{ел.дв}}, \quad (26)$$

де  $\eta_{ел.дв}$  – к.к.д. електродвигуна,  $\eta_{ел.дв} = 0,85...0,9$ ;  $p_{mp}$  – середній індикаторний тиск тертя,  $p_{mp} = 30...50$  кПа.

Дійсний коефіцієнт перетворення ТНУ

$$\mu = \frac{Q_{к}}{N_{км}^{ел}} \quad (27)$$

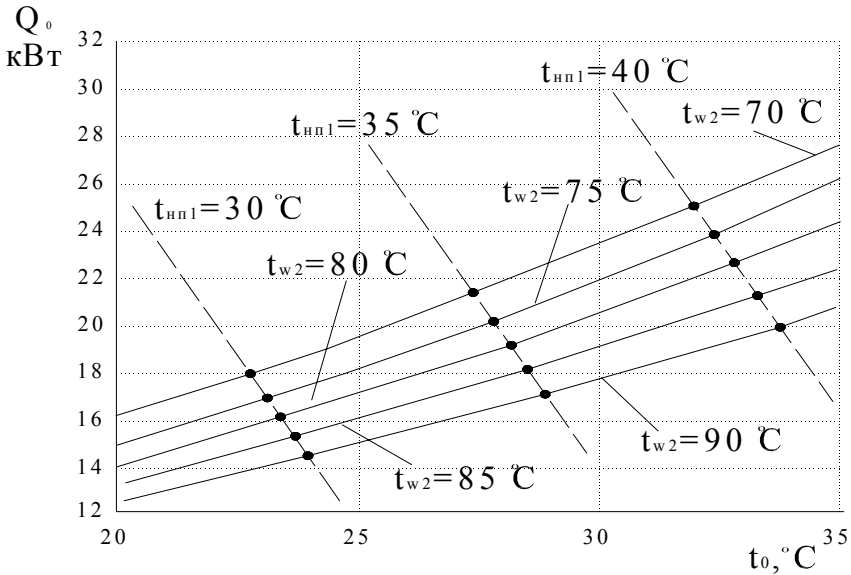
Коефіцієнт перетворення для всієї послідовно-протитічної схеми з'єднання трьох ТНУ рівний

$$\mu = \frac{\sum_{n=3} Q_{к}}{\sum_{n=3} N_{км} + N_{всп}}, \quad (28)$$

де  $N_{всн}$  – потужність приводу допоміжного устаткування.

Для перевірки запропонованої методики нами виконано розрахунки режимів роботи ТНУ, що має наступні геометричні і витратні характеристики:  $V_m = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $F_k = 3,0 \text{ м}^2$ ;  $F_u = 1,6 \text{ м}^2$ ;  $G_k = 0,5 \text{ кг/с}$ ;  $G_{нн} = 0,75 \text{ кг/с}$ . Як робоча речовина розглядався новий озонобезпечний холодоагент R245fa [7].

На мал. 3 і 4 представлені узагальнені залежності для  $Q_0$  і  $Q_k$  одержані при різних  $t_0$ ,  $t_k$ ,  $t_{w2}$ ,  $t_{нн1}$ . Залежність  $\mu = f(t_{нн1}, t_{w2})$ , представлена на мал. 5.

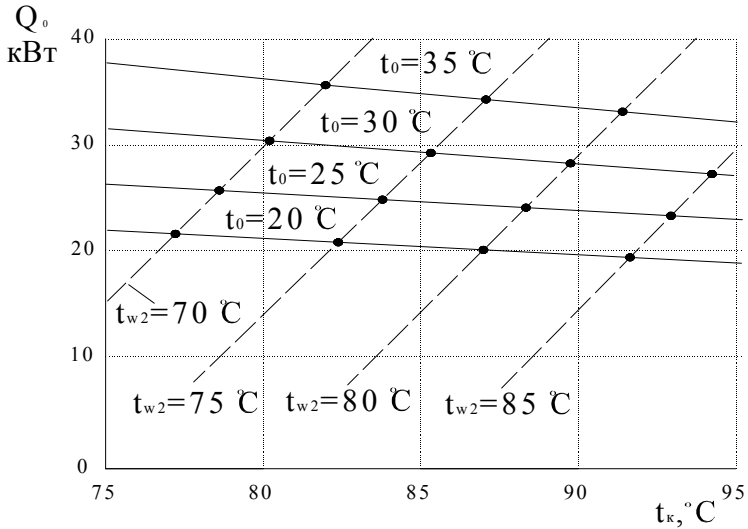


Мал. 3. Зміна холодопродуктивності компресора і теплової потужності запарника залежно від  $t_0$  при різних  $t_{нн1}$  і  $t_{w2}$ :

————— продуктивність компресора; - - - - - потужність випарника.

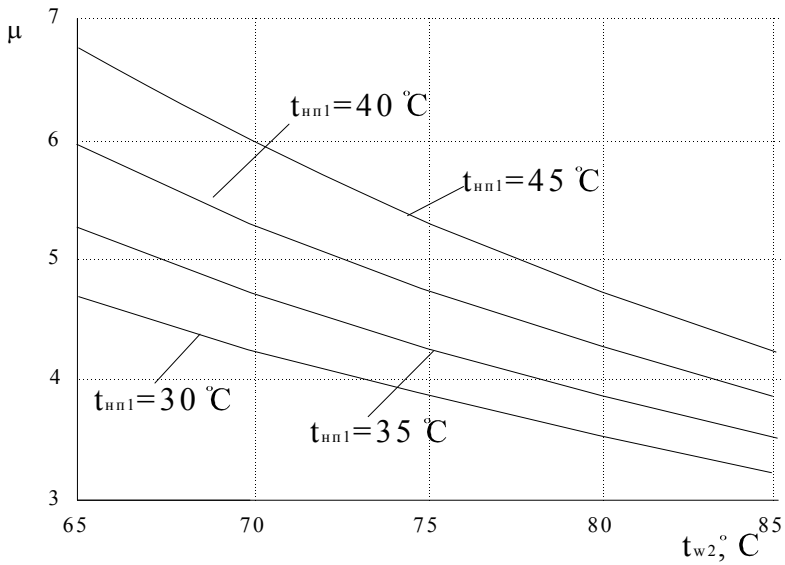
Стосовно розрахунку послідовно-протитічної схеми, що складається з трьох ТНУ, в першому наближенні крім  $t_0$  і  $t_k$  також задаються  $t_{нн2}$  і  $t_{w2}$ , які згодом уточнюються відповідно до теплових балансів випарників і конденсаторів.





Мал. 4. Зміна продуктивності компресора і потужності конденсатора залежно від  $t_k$  при різних  $t_0$  і  $t_{w2}$ :

————— – продуктивність компресора; - - - - - – потужність випарника



Мал. 5. Розрахункова залежність  $\mu = f(t_{inn1}, t_{w2})$

Розрахунок характеристик багатоступінчатої ТНУ, є узгодження характеристик її окремих елементів. З одного боку, об'ємна продуктивність всіх ступенів повинна бути рівна витраті холодоагента, відповідній тепловому навантаженню на випарник, з іншого боку, продуктивність компресора повинна відповідати тому тиску конденсації, який відповідає теплопродуктивності конденсатора і параметрам теплоносія системи опалення.

Не зважаючи на рівність витрат через два компресори в багатоступінчатій схемі величини питомих об'ємів пари на всмоктуванні в кожен компресор різні. У зв'язку з цим, необхідно погодити роботу кожного ступеня між собою з урахуванням проміжного тиску.

Для триступінчатої ТНУ мають місце два рівні проміжного тиску, який ділить діапазон робочого тиску від  $P_0$  до  $P_K$  на три ступені стиснення. Перша ступінь від  $P_0$  до  $P_{np1}$ , друга ступінь від  $P_{np1}$  до  $P_{np2}$ , і третя ступінь від  $P_{np2}$  до  $P_K$ .

Таким чином, з урахуванням рекомендацій роботи [6] можна записати

$$\frac{P_K}{P_{np}} = \frac{P_{np2}}{P_{np1}} = \frac{P_{np1}}{P_0} = \sqrt[3]{\frac{P_K}{P_0}}$$

тоді

$$P_{np2} = \sqrt[3]{P_K^2 \cdot P_0} \quad (29)$$

$$P_{np1} = \sqrt[3]{P_K \cdot P_0^2} \quad (30)$$

Коефіцієнт перетворення для триступінчатої схеми ТНУ

$$\mu = \frac{Q_K}{\sum_{n=3} N_{KM} + N_{всн}} \quad (31)$$

Розрахункові потужності приводу компресорів триступінчатої ТНУ для наступних геометричних і витратних характеристик:

$\sum V_m = 0,06 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $F_K = 9,0 \text{ м}^2$ ;  $F_u = 5 \text{ м}^2$ ;  $G_K = 0,5 \text{ кг/с}$ ;  $G_{nn} = 0,75 \text{ кг/с}$  наведені нижче.

## Розрахункова потужність приводу компресорів триступінчатої ТН

Ступені компресора	Потужність приводу компресора N <sub>км</sub> , кВт			
	t <sub>нп1</sub> = 26 °C			
	tw2 = 73 °C	tw2 = 77 °C	tw2 = 83 °C	tw2 = 87 °C
Компресор 1	3,964	4,33	4,703	5,082
Компресор 2	4,179	4,589	5,013	5,453
Компресор 3	4,179	4,672	5,087	5,659
	t <sub>нп1</sub> = 32 °C			
Компресор 1	3,559	3,916	4,278	4,648
Компресор 2	3,744	4,139	4,548	4,972
Компресор 3	3,726	4,193	4,589	5,129
	t <sub>нп1</sub> = 37 °C			
Компресор 1	3,169	3,515	3,868	4,228
Компресор 2	3,325	3,707	4,101	4,510
Компресор 3	3,296	3,738	4,118	4,626

Аналіз результатів розрахунку показав, що за інших рівних умов, чутливість  $\mu$  до зміни вхідних параметрів геотермальної води і теплоносія системи опалювання для триступінчатої схеми ТНУ менше, ніж для послідовно-протиточної схеми. Тим часом, середнє значення  $\mu$  для послідовно-протиточної схеми, а також величина охолодження геотермальної води у випарниках ТНУ більша. Це дозволяє рекомендувати послідовно-протитічну схему ТНУ для об'єктів з низьким дебітом свердловин.

Запропонована методика розрахунку статичних характеристик дозволяє проводити якісну і кількісну оцінку впливу зовнішніх чинників, а також схем підключення основного устаткування на енергетичну ефективність ТНУ з метою подальшого прогнозування оптимальних режимів її експлуатації в геотермальній системі опалювання.

### Список літератури

1. Огуречников Л. А. Геотермальные ресурсы в энергетике // Международный научный журнал «Альтернативная энергетика и экология». – 2005. – № 11(31). – С. 58–66.
2. Розенфельд Л. М., Сердонов Г. С. Перспективы применения тепловых насосов для повышения эффективности использования тепла низко-

температурных источников // Химическое и нефтяное машиностроение. – № 1. – 1968. – С. 16–21.

3. *Хайнрих Г.* Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, В. Нестлер. – М.: Стройиздат. – 1985. – 351 с.

4. Геотермальное теплохладоснабжение жилых и общественных зданий и сооружений / Нормы проектирования ВСН 56-87. – М.: ЦНИИЭП инженерного оборудования Госкомархитектуры. – 1988. – 70 с.

5. *Братута Э. Г.* Анализ влияния сопротивления соединительных трубопроводов холодильной машины на её эффективность / Э. Г. Братута, В. Г. Шерстюк, Д. Х. Харлампиди // Интегровані технології та енергозбереження. – 2007. – № 1. – С. 16–23.

6. *Морозюн Т. В.* Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Негоциант, 2006. – 721 с.

7. *Семенюк Ю. В.* Теоретическое исследование влияния примесей масла в хладагенте R245fa на эффективность работы теплового насоса / Ю.В. Семенюк, С.Н. Анчербак, В.П. Железный, А.Ж. Гребеньков, О.В. Беляева / Холодильная техника. – № 10. – 2006. – С. 44–47.