

# ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.577 + 697.1  
DOI: 10.20535/1810-0546.2018.1.111175

М.К. Безродний, Н.О. Притула, С.О. Ословський\*  
КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

## ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СХЕМИ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ҐРУНТУ І СТІЧНИХ ВОД

**Проблематика.** На сьогодні набувають актуальності розробка і дослідження термодинамічної або енергетичної ефективності комбінованих теплонасосних систем теплопостачання з використанням декількох низькотемпературних джерел енергії.

**Мета дослідження.** Визначення залежності відносної продуктивності вертикального ґрунтового теплообмінника від теплоспоживання гарячої води будинком і температури навколишнього середовища.

**Методика реалізації.** Проведено термодинамічний аналіз схеми, на основі якого зроблено висновки щодо покращення умов роботи комбінованої теплонасосної системи теплопостачання та зменшення питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення теплоти в системі опалення.

**Результати дослідження.** Отримано співвідношення для визначення сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на систему теплонасосного опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод. Показано, що схема теплонасосної системи опалення з використанням додаткової теплоти стічних вод ефективніша, ніж вихідна схема опалення, на величину, що залежить від споживання гарячої води будівлею і від температури навколишнього середовища.

**Висновки.** Визначено, що при використанні схеми, що розглядалась, на стадії проектування системи теплонасосного опалення можливо істотно знизити капітальні та експлуатаційні затрати. Використання отриманих залежностей у розробці систем теплонасосного опалення забезпечить максимальну енергоефективність їх роботи.

**Ключові слова:** тепловий насос; вертикальний ґрунтовий теплообмінник; низькотемпературна система опалення; мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії.

### Вступ

Прагнення зменшити витрати первинної енергії (споживання палива) без зниження або навіть зі збільшенням віддачі енергії кінцевому споживачеві за рахунок більш раціонального способу її перетворення – головна тенденція сучасної теплотехніки. Це стосується й систем теплопостачання будівель і промислових об'єктів. Віддаючи в кінцевому вигляді енергію у формі низькотемпературної теплоти (вода нижче 100 °С або повітря нижче 50 °С), ці системи споживають для нагріву високоякісне пальне в котельнях із нагріванням продуктів згоряння до 1500 °С або ж іще більш марнотратно електроенергію.

Розвиток теплонасосних установок (ТНУ) нині відбувається дуже стрімко. На наших очах з існуючої протягом 100 років загадки термодинаміки теплові насоси (ТН) стають поширеним засобом теплопостачання. Найближчим часом кількість опалювальних ТНУ для будівель зросте ще в десятки разів, а загальна потужність, за прогнозом технічного комітету МЕВПУ, становитиме від 50 до 150 млн кВт.

На сьогоднішньому етапі розвитку теплотехніки значного поширення набувають саме ґрун-

тові ТНУ. В таких розвинених країнах, як Австрія, Німеччина, Швейцарія, Швеція, Фінляндія, частка теплонасосного обладнання в загальному опалювальному навантаженні сягає 30–50 % [1]. Впровадження теплонасосних систем (ТНС) стає ключовою задачею в області енергозбереження та екології.

Для України використання теплоти ґрунту є не менш привабливим, адже енергетичний потенціал цієї теплоти оцінюється в 385 млн Гкал/рік [2]. З точки зору стабільності та температурного рівня ґрунт є найбільш прийнятним джерелом низькопотенційної теплоти, адже на глибині 4 м упродовж усього року він має температуру 8–12 °С, яка може забезпечити енергоефективність роботи ТНУ. Найбільш ефективно ТНУ працюють у тандемі з низькотемпературними системами опалення типу “тепла підлога”, стіновим опаленням, високоефективними стальними панельними радіаторами.

Тому в Україні системи опалення на базі ґрунтових ТНУ привертають увагу споживачів, і, відповідно, потребують детального вивчення різних варіацій таких установок. Також виникає необхідність впровадження технічних рішень з енергозбереження та оптимізації, які б могли знизити

\* corresponding author: work.oslovskiy@gmail.com

ти капітальні та експлуатаційні затрати. До таких рішень належить використання умовно чистих стічних вод будинку [3] для покриття частини теплового навантаження на ТНС опалення.

### Постановка задачі

Метою роботи є визначення залежності відносної продуктивності вертикального ґрунтового теплообмінника (ВГТО) від теплоспоживання гарячої води будинком і температури навколишнього середовища, а також визначення впливу додаткового джерела теплоти у вигляді теплоти стічних вод на ефективність роботи ТНС із використанням теплоти ґрунту.

### Опис принципової схеми теплонасосного опалення

Принципова схема комбінованої ТНС низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти стічних вод і ґрунту зображена на рис. 1. Для вилучення теплоти з ґрунту та використання його як нижнього джерела теплоти для ТНС опалення в цій схемі застосовується ВГТО. Головні його переваги – це високий коефіцієнт трансформації за рахунок постійної високої температури джерела теплоти, простота обслуговування геотермальних теплообмінників, для його установки необхідна невелика площа ділянки; недолік – високі початкові капіталовкладення на інсталяцію обладнання (буріння свердловини, погодження цих робіт із відповідними організаціями тощо). Особливістю такої схеми є додаткове встановлення теплообмінника, в якому теплота відбирається від умовно чистих стічних вод будівлі і передається теплоносію нижнього контуру ТНС опалення. Таким чином, за рахунок викидної теплоти можна підвищити термодинамічну ефективність цієї схеми.

По трубі ВГТО рухається незамерзаючий теплоносіє, на основі етиленгліколю, що нагрівається за рахунок теплоти ґрунту. Для підвищення енергетичної ефективності ВГТО верхній шар  $L = 10$  м повинен бути теплоізований, оскільки в холодну пору року (протягом опалювального періоду) температура у верхньому шарі менша незбуреної температури на глибині [4].

Теплоносіє (25 %-ний водний розчин етиленгліколю) з температурою та об'ємною витратою  $V_T$  насосом нижнього контуру системи з ґрунтового зонда подається в теплообмінник стічних вод (ТО<sub>св</sub>). У цьому теплообміннику теплоносіє підігрівається, відбираючи теплоту від стічних вод, і

подається до випарника ТН, у якому він охолоджується, і на виході його температура становить  $t_T^{\text{вих}}$ . Опалюване приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище. Для їх компенсації використовується тепловий потік від конденсатора ТН із температурою теплоносія на вході в систему опалення  $t_K$ .

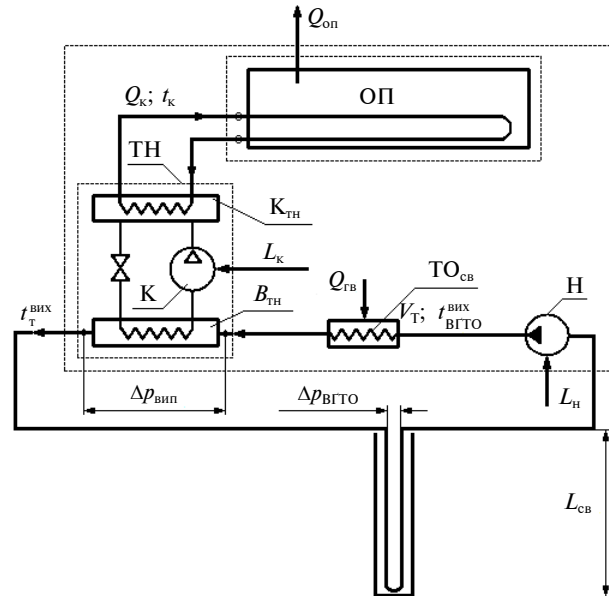


Рис. 1. Принципова схема комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти стічних вод і ґрунту: ОП – опалюване приміщення, ТН – тепловий насос,  $K_{\text{ТН}}$  – конденсатор ТН,  $B_{\text{ТН}}$  – випарник ТН, К – компресор, Н – насос,  $TO_{\text{св}}$  – теплообмінник стічних вод,  $L_{\text{к}}$  – робота приводу компресора ТН,  $L_{\text{н}}$  – робота приводу насоса,  $L_{\text{св}}$  – глибина свердловини

Таким чином, наведена вище схема порівняно зі звичайною теплонасосною схемою з використанням теплоти ґрунту характеризується наявністю в нижньому контурі ТН додаткового джерела теплоти у вигляді теплоти стічних вод, що може привести до зміни раніше встановлених у роботі [5] оптимальних характеристик вертикального ґрунтового теплообмінника й ефективності роботи всієї теплонасосної схеми.

### Термодинамічний аналіз теплонасосної схеми опалення

Аналіз термодинамічної ефективності наведеної вище теплонасосної схеми опалення можна виконати, знаючи кількісні характеристики додаткового джерела теплоти, тобто теплоти стічних вод. Каналізаційні стоки є майже ідеальним нижнім джерелом теплоти для ТН. За наявності системи гарячого водопостачання (ГВП) їх тем-

пература може сягати 32 °С [3]. Для інтенсифікації процесів відбору теплоти від стічних вод слід організувати їх розділення на умовно чисті (душ, ванна, умивальники, кухня) та холодні (туалет). Для оцінки потужності цього джерела теплоти можна використати результати розрахунків теплового навантаження на опалення та ГВП. Аналіз цих даних для низки об'єктів житлового призначення показує, що відносна витрата теплоти на ГВП зазвичай становить близько 20 % від витрати теплоти на опалення того ж будинку за розрахункової температури зовнішнього повітря. При цьому система гарячого водопостачання працює таким чином, що теплота гарячої води майже не використовується, тобто це означає, що кількість теплоти в умовно чистих стічних водах  $Q_{ст}$  не набагато менша від такої, яка витрачається на підготовку гарячої води  $Q_{ГВ}$ . Тому в першому наближенні ми можемо покласти, що

$$Q_{ст} = Q_{ГВ},$$

а відносно витрат теплоти на опалення величину  $Q_{ст}$  можна оцінити як

$$Q_{ст} = K^P Q_{оп}^P, \quad (1)$$

де  $K^P$  – коефіцієнт, що відповідає частці витрат теплоти на ГВП від витрат теплоти на опалення за розрахункових умов, а  $Q_{оп}^P$  – тепловий потік на опалення за розрахункових умов, кВт.

Якщо праву частину рівняння (1) помножити і поділити на величину  $Q_{оп}$  за будь-якої температури зовнішнього повітря, то його можна записати у вигляді

$$Q_{ст} = K Q_{оп},$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує зміну температури зовнішнього повітря:

$$K = K^P \cdot \frac{t_n - t_0^P}{t_n - t_0},$$

$t_n$  – температура в приміщенні, °С;  $t_0$  – температура навколишнього повітря, °С;  $t_0^P$  – розрахункова температура навколишнього середовища, °С.

Тоді питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення можна визначити аналогічно [5]:

$$l_{оп} = \frac{(L_k + L_n)}{Q_k} = \frac{1}{\phi} + \frac{L_n}{Q_k}, \quad (2)$$

де  $L_k, L_n$  – затрати енергії на компресор ТН і на нагнітач теплоносія відповідно, кВт;  $Q_k$  – тепло-

вий потік, відведений від конденсатора ТН, кВт;  $\phi$  – дійсний коефіцієнт трансформації ТН, що визначається як

$$\phi = \Phi_T \eta_{ТН}, \quad (3)$$

де  $\eta_{ТН}$  – коефіцієнт втрат ТН, який покладається  $\eta_{ТН} = 0,6$  [6].

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді:

$$\Phi_T = \left[ 1 - \frac{T_B^{ТН}}{T_K^{ТН}} \right]^{-1} = \left[ 1 - \frac{273 + t_T^{ВІХ} - \Delta t_{ВІП}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]^{-1}, \quad (4)$$

де  $T_B^{ТН}$  – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;  $T_K^{ТН}$  – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;  $t_T^{ВІХ}$  – температура теплоносія на виході з випарника ТН, °С;  $t_k$  – температура води на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_{ВІП}$  – температурний перепад між потоками теплоносія й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_k$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і гріючого теплоносія в системі опалення на виході з конденсатора ТН, °С. Згідно з рекомендаціями [6], можна покласти, що  $\Delta t_{ВІП} = \Delta t_k = 5$  °С.

Температура теплоносія на виході з випарника ТН  $t_T^{ВІХ}$  у рівнянні (4) може бути отримана за заданої і фіксованої температури на виході з ґрунтового теплообмінника  $t_{ВІТО}^{ВІХ} = t_T^{ВІХ}$  із теплового балансу ВІТО  $Q_{підв} = Q_{відв}$ , який можна записати у вигляді

$$q_{Г} L_{СВ} = w \frac{\pi d_{ВН}^2}{4} \rho_T c_p (t_{ВІТО}^{ВІХ} - t_T^{ВІХ}). \quad (5)$$

Тоді з рівняння (5) маємо

$$t_T^{ВІХ} = t_{ВІТО}^{ВІХ} - \frac{4 q_{Г} L_{СВ}}{w \pi d_{ВН}^2 \rho_T c_p}, \quad (6)$$

де  $q_{Г}$  – середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 м глибини свердловини, Вт/м;  $L_{СВ}$  – глибина свердловини ВІТО, м;  $w$  – швидкості теплоносія, м/с;  $d_{ВН}$  – внутрішній діаметр, м;  $c_p$  – ізобарна теплоємність, Дж/кг·К;  $\rho_T$  – густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>.

Для визначення температури теплоносія, що подається з конденсатора ТН у низькотемпературну систему водяного опалення, має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу проце-

сів теплообміну в системі гріюча вода–повітря в приміщенні–атмосферне повітря [7]:

$$t_k = t_n + (t_t^p - t_n) [(t_n - t_0) / (t_n - t_0^p)]^{1/(1+n)}, \quad (7)$$

де  $t_t^p$  – розрахункова температура теплоносія в системі опалення за розрахункової температури навколишнього середовища  $t_0^p$ , °C;  $n$  – коефіцієнт, який характеризує вибрану систему опалення (для низькотемпературних систем опалення  $n = 0$ ).

Затрати енергії на насос для перекачки теплоносія нижнього джерела енергії визначаються за співвідношенням

$$L_n = \frac{V_T (\Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{ВГТО}})}{\eta_n \eta_{\text{пр}}}, \quad (8)$$

де  $\Delta p_{\text{вип}}$ ,  $\Delta p_{\text{ВГТО}}$  – гідравлічні втрати тиску у випарнику ТН та у ВГТО відповідно, кПа;  $\eta_n$  і  $\eta_{\text{пр}}$  – ККД насоса теплоносія нижнього джерела енергії та його приводу відповідно. Можна покласти, що в оптимальному режимі роботи для насоса  $\eta_n = 0,8$ , а ККД приводу –  $\eta_{\text{пр}} = 0,95$  [6].

Втрати тиску при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору ґрунтового теплообмінника визначаються за формулою Дарсі–Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{ВГТО}} = \lambda \frac{\rho_T w^2}{2} \frac{L_{\text{ВГТО}}}{d_{\text{вн}}}, \quad (9)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя,  $L_{\text{ВГТО}} = 2L_{\text{св}}$  – довжина труби ВГТО, м.

Для подальших розрахунків покладається, що коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda$  визначається залежно від режиму течії теплоносія:

– при ламінарному режимі течії в гладких трубах ( $Re < 2300$ ) коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda$  визначається згідно із законом Пуазейля;

– при турбулентному режимі течії ( $Re > 2300$ ) коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda$  для гладких труб визначається за рівнянням Блазіуса.

Тепловий потік  $Q_k$  у співвідношенні (2) може бути визначений на основі рівняння теплового балансу ТН як

$$Q_k = Q_{\text{вип}} \frac{\varphi}{\varphi - 1}. \quad (10)$$

Тепловий потік у випарнику ТН  $Q_{\text{вип}}$  визначимо із теплового балансу нижнього контуру ТН:

$$Q_{\text{вип}} = Q_{\text{ВГТО}} + Q_{\text{ст}} = Q_{\text{ВГТО}} + K \cdot Q_{\text{оп}}. \quad (11)$$

Тоді, з урахуванням рівнянь (5)–(11), рівняння (2) для визначення сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення після деяких математичних перетворень набуде вигляду

$$l_{\text{оп}} = \frac{1}{\varphi} \left[ 1 + \left[ \frac{\Delta p_{\text{вип}}}{\eta} \frac{w \pi d_{\text{вн}}^2}{4 q_T L_{\text{св}}} + \frac{\lambda \rho_T w^3 \pi d_{\text{вн}}}{4 q_T \eta} \right] (\varphi(1-K) - 1) \right]. \quad (12)$$

Числовий аналіз рівняння (12) дає змогу визначити оптимальну швидкість теплоносія в ґрунтовому теплообміннику і її залежність від геометричних параметрів ВГТО в умовах використання додаткового джерела теплоти.

Разом із тим при використанні додаткового джерела теплоти зменшується необхідна теплова потужність ВГТО, що може бути враховано відносним вкладом теплового потоку від ВГТО у загальний тепловий потік, який передається від конденсатора ТН у систему опалення. Вираз для цієї характеристики впливає зі спільного розв'язання рівнянь (10) і (11) за умови, що  $Q_k = Q_{\text{оп}}$ :

$$\beta = \frac{Q_{\text{ВГТО}}}{Q_k} = \frac{\varphi(1-K) - 1}{\varphi}. \quad (13)$$

### Розрахунковий аналіз характеристик теплонасосної схеми

Вихідні дані для розрахунків:

- температура 25 %-ного водяного розчину етиленгліколю на вході до  $TO_{\text{св}}$   $t_T^{\text{вх}} = 2, 4, 6$  °C;
- теплофізичні властивості 25 %-ного водного розчину етиленгліколю:  $\rho_T = 1044,636$  кг/м<sup>3</sup>; ізобарна теплоємність  $c_p = 3765$  Дж/кг · К; кінематична в'язкість  $\nu_T = 3,308 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с [6];
- втрати тиску у випарнику ТН  $\Delta p_{\text{вип}} = 35$  кПа [6];
- середній за сезон тепловий потік, віднесений до 1 м свердловини,  $q_T = 25, 50, 75$  Вт/м [8];
- глибина свердловини  $L_{\text{св}} = 50, 75, 100$  м [8];
- внутрішній діаметр труб ВГТО  $d_{\text{вн}} = 0,025; 0,032; 0,04$  м [8];
- розрахункова температура гріючого теплоносія  $t_t^p = 40$  °C;
- температура навколишнього повітря  $t_0 = -20; -15; -10; -5; 0; 5$  °C;
- коефіцієнт  $K^p = 0; 0,1; 0,2; 0,3$ .

Для визначення оптимальних умов роботи ТН у системі низькотемпературного водяного опа-

лення з використанням ВГТО і стічних вод побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії  $l_{оп}$  від швидкості теплоносія в нижньому контурі за розрахункової температури води в низькотемпературній системі опалення  $t_T^p = 40^\circ\text{C}$ . Підставивши вихідні дані у рівняння (12) з урахуванням співвідношень для визначення температури теплоносія на виході з випарника ТН (6), дійсного коефіцієнта трансформації ТН (3) і температури теплоносія, що подається в систему опалення, (7), отримуємо залежності, зображені на рис. 2.

З наведеної графічної залежності чітко видно, що існують оптимальні значення швидкості теплоносія  $w$  і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення. Також видно, що при збільшенні частки підведеної теплоти за рахунок стічних вод питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення знижуються. Слід зазначити, що при збільшенні коефіцієнта  $K^p$  оптимальні значення швидкості теплоносія зростають.

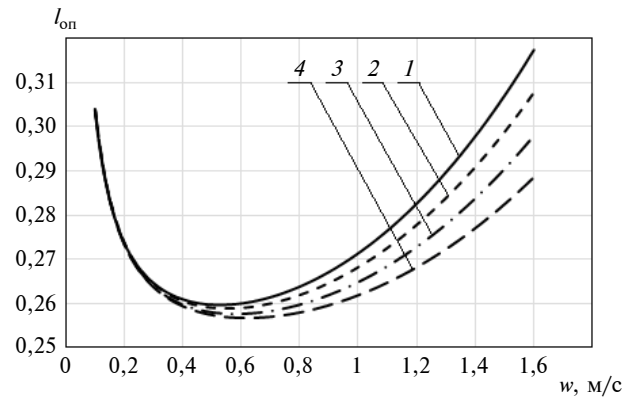


Рис. 2. Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення від швидкості теплоносія: 1–4 –  $K^p = 0; 0,1; 0,2; 0,3$  за сталих  $q_r = 50$  Вт/м;  $t_T^{BX} = 4^\circ\text{C}$ ;  $d_{вн} = 0,032$  м;  $L_{св} = 75$  м

Характер залежностей, показаних на рис. 3, визначений тим, що в зоні зліва від оптимального значення швидкості теплоносія домінує робота компресора, а праворуч, відповідно, затрати енергії

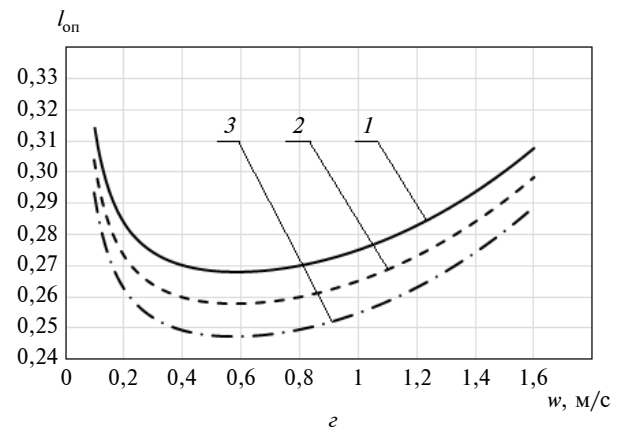
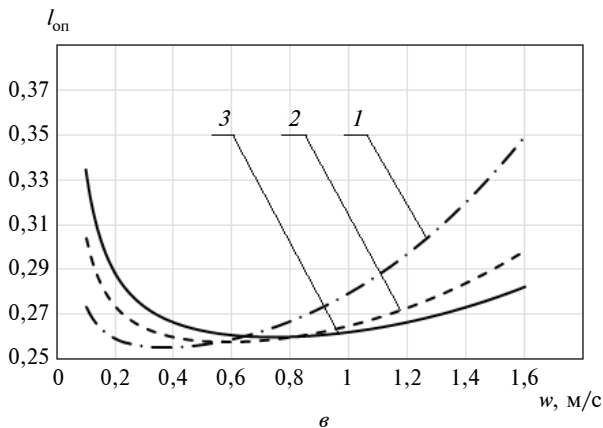
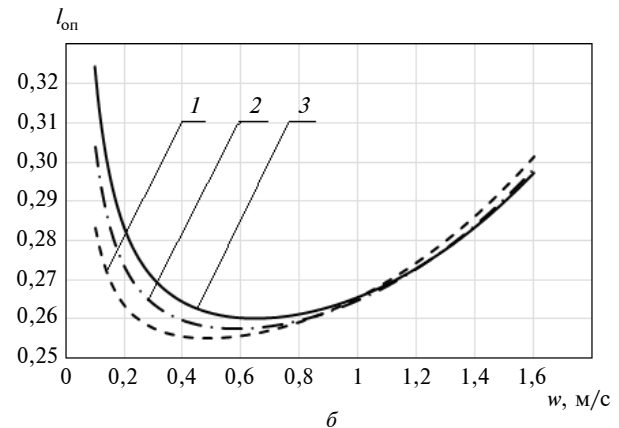
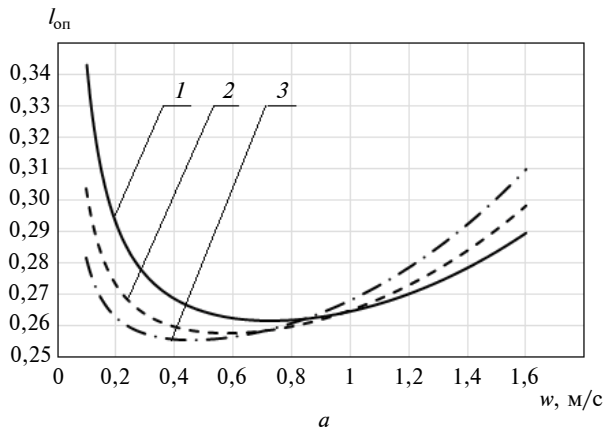


Рис. 3. Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення від швидкості теплоносія: (а) 1–3 –  $d_{вн} = 0,025; 0,032; 0,04$  м за сталих  $K^p = 0,2$ ;  $q_r = 50$  Вт/м;  $L_{св} = 75$  м;  $t_T^{BX} = 4^\circ\text{C}$ ; (б) 1–3 –  $L_{св} = 50; 75; 100$  м за сталих  $K^p = 0,2$ ;  $q_r = 50$  Вт/м;  $d_{вн} = 0,032$  м;  $t_T^{BX} = 4^\circ\text{C}$ ; (в) 1–3 –  $q_r = 75; 50; 25$  Вт/м за сталих  $d_{вн} = 0,032$  м;  $L_{св} = 75$  м;  $K^p = 0,2$ ;  $t_T^{BX} = 4^\circ\text{C}$ ; (г) 1–3 –  $t_T^{BX} = 2, 4, 6^\circ\text{C}$  за сталих  $d_{вн} = 0,032$  м;  $q_r = 50$  Вт/м;  $L_{св} = 75$  м;  $K^p = 0,2$

гії на переміщення теплоносія в нижньому контурі ТНС.

Аналіз рис. 3, *з* показує, що зміна температури теплоносія на вході до  $ТО_{св}$  у діапазоні 2–6 °С практично не впливає на оптимальну швидкість 25 %-ного водного розчину етиленгліколю в нижньому контурі ТНУ. Виходячи з цього, графічні залежності на рис. 4 побудовані для середнього значення  $t_T^{BX} = 4$  °С. Покладався коефіцієнт  $K^P = 0,2$  як найбільш реальний на практиці.

Побудовано залежність сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від температури навколишнього середовища за заданих інших визначальних параметрів системи, оскільки температура навколишнього повітря в опалювальний період змінюється в досить широких межах. Із залежностей, зображених на рис. 5, видно, що сумарні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення значною мірою залежать від

температури навколишнього середовища. Таким чином, при проектуванні ТНС опалення необхідно індивідуально розглядати об'єкт і обов'язково враховувати цей фактор.

Для того щоб прослідкувати термодинамічну ефективність встановлення теплообмінника на умовно чистих стічних водах, на рис. 6 показано залежність відносної продуктивності ВГТО від температури зовнішнього повітря у випадку ідеальної та реальної ТНУ.

Із графічних залежностей на рис. 6 видно, що відносна продуктивність ВГТО при збільшенні температури навколишнього середовища зменшується і за деяких температур потреба в теплоті від ВГТО зникає. Видно, що при збільшенні  $K^P$  частка додаткового джерела теплоти зростає та при подальшому підвищенні температури навколишнього середовища (перетин графіків з віссю абсцис) відбувається так звана "закачка" теплоти в ґрунт, що дасть змогу за-

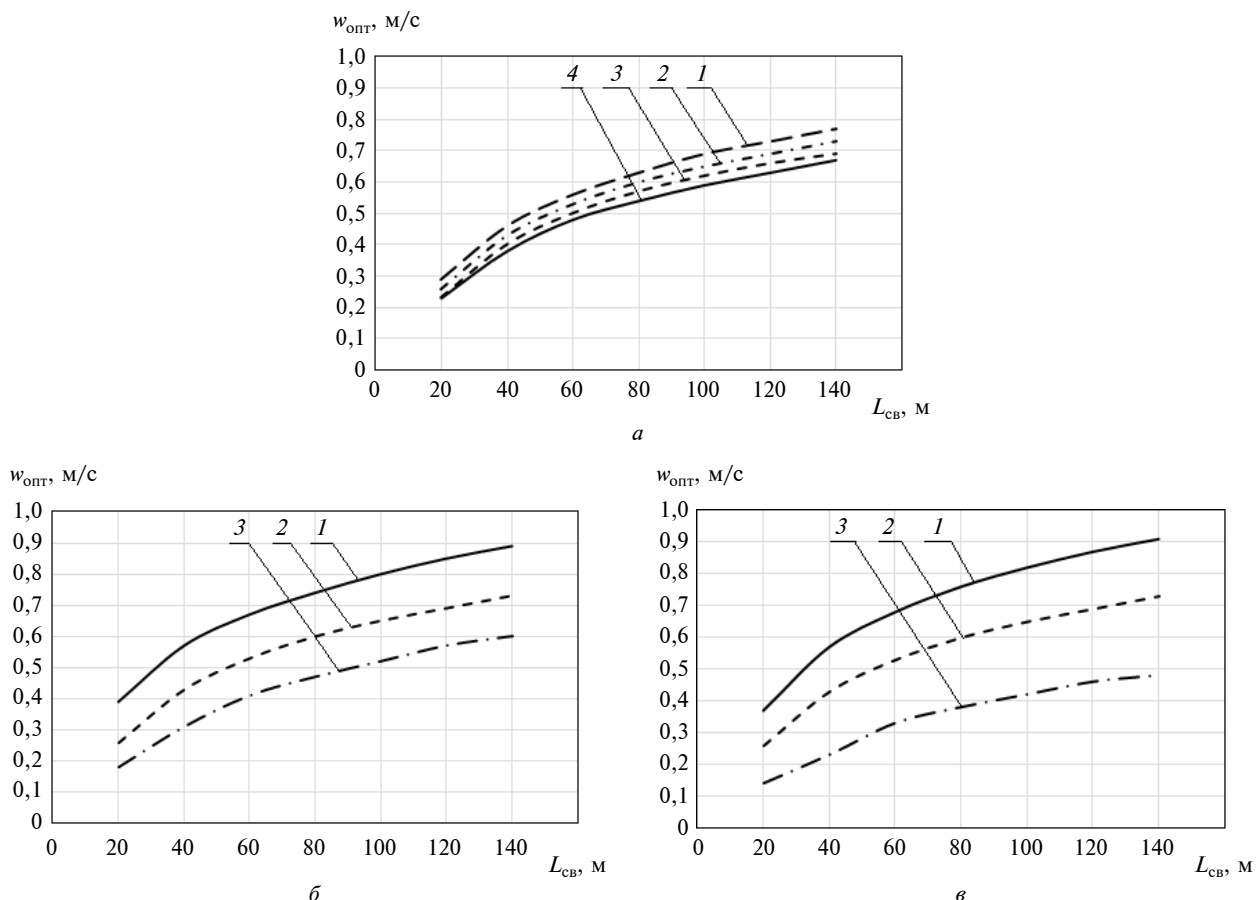


Рис. 4. Залежність оптимальної швидкості теплоносія від глибини свердловини: (а) 1–4 –  $K^P = 0,3; 0,2; 0,1; 0$  за сталих  $q_r = 50$  Вт/м;  $d_{bh} = 0,032$  м;  $t_T^{BX} = 4$  °С; (б) 1–3 –  $d_{bh} = 0,025; 0,032; 0,04$  м за сталих  $q_r = 50$  Вт/м;  $K^P = 0,2$ ;  $t_T^{BX} = 4$  °С; (е) 1–3 –  $q_r = 75; 50; 25$  Вт/м за сталих  $d_{bh} = 0,032$  м;  $K^P = 0,2$ ;  $t_T^{BX} = 4$  °С

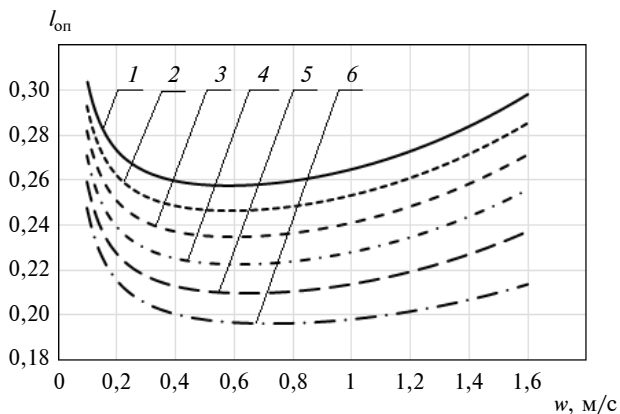


Рис. 5. Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення від температури зовнішнього повітря: 1–6 – температура зовнішнього повітря  $t_0 = -20; -15; -10; -5; 0; 5$  °С за сталих  $K^p = 0,2; q_r = 50$  Вт/м;  $L_{св} = 75$  м;  $d_{вн} = 0,032$  м;  $t_T^{BX} = 4$  °С

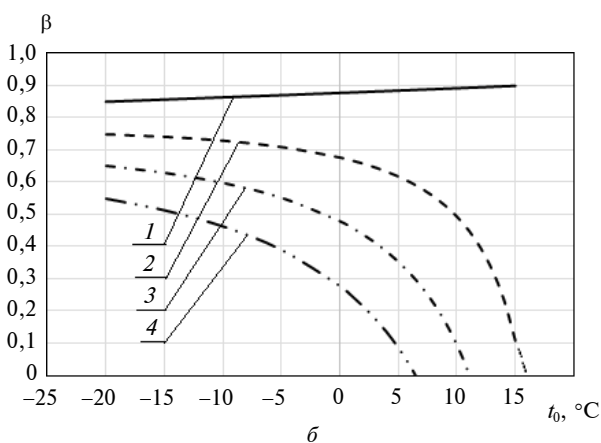
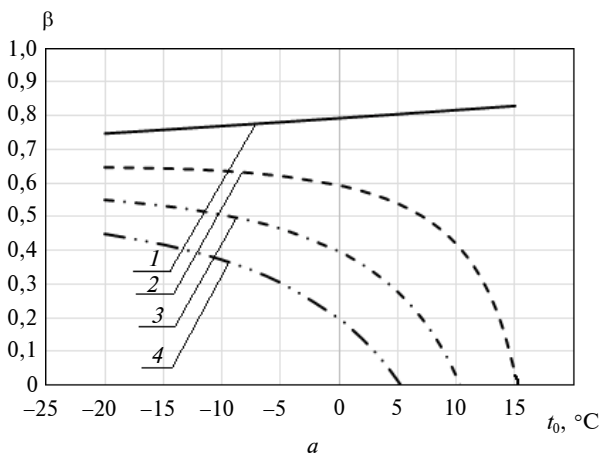


Рис. 6. Залежність відносної продуктивності вертикального ґрунтового теплообмінника від температури зовнішнього повітря: (а)  $\eta_{ТН} = 0,6$ ; 1–4 –  $K^p = 0; 0,1; 0,2; 0,3$  за сталих  $q_r = 50$  Вт/м;  $L_{св} = 75$  м;  $d_{вн} = 0,032$  м;  $t_T^{BX} = 4$  °С; (б)  $\eta_{ТН} = 1$ ; 1–4 – коефіцієнт  $K^p = 0; 0,1; 0,2; 0,3$  за сталих  $q_r = 50$  Вт/м;  $L_{св} = 75$  м;  $d_{вн} = 0,032$  м;  $t_T^{BX} = 4$  °С

безпечити стабільні та прийнятні умови використання теплоти ґрунту в подальшому. При збільшенні кількості теплоти, що відбирається в  $ТО_{св}$ , така реверсна температура навколишнього середовища буде зменшуватись.

## Висновки

Наведений аналіз засвідчив, що при додатковому використанні теплоти умовно чистих стічних вод у ТНС опалення будинку з використанням теплоти ґрунту мають місце підвищення ефективності роботи вихідної схеми та позитивна зміна параметрів ґрунтового теплообмінника. При цьому можна зробити такі висновки.

1. Як і у вихідній схемі з ВГТО, існує оптимальна швидкість теплоносія в нижньому контурі ТН, яка зростає при підвищенні частки витрат теплоти  $K^p$  на ГВП, зменшується зі збільшенням діаметра труби  $d_{вн}$  ВГТО, глибини свердловини  $L_{св}$  та середнього за сезон теплового потоку  $q_r$ , не залежить від розрахункової температури теплоносія на вході до  $ТО_{св}$  та слабо залежить від температури навколишнього повітря.

2. Отримані графічні залежності для величини  $\beta$  показують, що при використанні теплоти стічних вод відносна теплова потужність ВГТО в загальному тепловому потоці на опалення зменшується. Видно, за рахунок чого можна істотно зменшити глибину свердловини ґрунтового контуру (капітальні затрати на інсталяцію) та затрати енергії на роботу компресора (експлуатаційні затрати).

3. При підвищенні температури навколишнього середовища частка теплоти на опалення, що відбирається безпосередньо з ВГТО, зменшується, і за певного її значення відбувається реверс системи – так звана “закачка” теплоти в ґрунт, що сприяє суттєвому поліпшенню умов подальшої експлуатації земельної ділянки для ТНС опалення.

Отримані результати буде покладено в подальшу наукову та проектну роботу з удосконалення існуючих ТНС опалення.

## References

- [1] Ju.M. Macevityj *et al.*, "On the rational usage of heat pump technologies in the economy of Ukraine", *Jenergozberezhennie. Jenergetika. Jenergoaudit*, no. 3, pp. 20–31, 2007 (in Russian).
- [2] J. Lund *et al.*, "Geothermal (ground-source) heat pumps a world overview", *GHC BULLETIN*, September, pp. 1–10, 2004.
- [3] L.B. Zimin *et al.*, "Analysis of the efficiency of heat pump systems for utilization of sewage heat for heat supply of social facilities", *Promyshlennaya Teplotekhnika*, no. 1, pp. 77–85, 2008 (in Russian).
- [4] O. Kordas *et al.*, "Simulation of the energy characteristics of the geothermal systems", *Prykladna Hidromekhanika*, no. 1, pp. 42–52, 2014 (in Russian).
- [5] M.K. Bezrodny *et al.*, "Optimum operation of the heat pump in the low-temperature heating systems using the ground heat", *Naukovi Visti NTUU KPI*, no. 1, pp. 7–12, 2016 (in Ukrainian).
- [6] M.K. Bezrodny *et al.*, *Thermodynamic and Energy Efficiency of Heat Pump Heating Schemes*. Kyiv, Ukraine: NTUU KPI, 2016 (in Ukrainian).
- [7] E.P. Shubin, *Main Issues of Design of City Heat Supply Systems*. Moscow, SU: Energiya, 1979 (in Russian).
- [8] V.F. Gershkovich, *Features of the Design of Heating Systems of Buildings with Heat Pumps*. Kyiv, Ukraine: Ukrainian Academy of Architecture "Energo minimum", 2009 (in Ukrainian).

М.К. Безродный, Н.А. Припула, С.А. Ословский

### ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СХЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОТЫ ГРУНТА И СТОЧНЫХ ВОД

**Проблематика.** В настоящее время приобретают актуальность разработка и исследование термодинамической или энергетической эффективности комбинированных теплонасосных систем теплоснабжения с использованием нескольких низкотемпературных источников энергии.

**Цель исследования.** Определение зависимости относительной производительности вертикального грунтового теплообменника от теплопотребления горячей воды домом и температуры окружающей среды.

**Методика реализации.** Проведен термодинамический анализ схемы, на основе которого сделаны выводы по улучшению условий работы комбинированной теплонасосной системы теплоснабжения и уменьшению удельных затрат внешней энергии на выработку теплоты в системе отопления.

**Результаты исследования.** Получены соотношения для определения суммарных удельных затрат внешней энергии на систему теплонасосного отопления с использованием теплоты грунта и сточных вод. Показано, что схема теплонасосной системы отопления с использованием дополнительной теплоты сточных вод эффективнее, чем исходная схема отопления, на величину, зависящую от потребления горячей воды зданием и от температуры окружающей среды.

**Выводы.** Определено, что при использовании рассматриваемой схемы на стадии проектирования системы теплонасосного отопления возможно существенно снизить капитальные и эксплуатационные затраты. Использование полученных зависимостей в разработке систем теплонасосного отопления обеспечит максимальную энергоэффективность их работы.

**Ключевые слова:** тепловой насос; вертикальный грунтовой теплообменник; низкотемпературная система отопления; минимальные удельные затраты внешней энергии.

M.K. Bezrodny, N.O. Prytula, S.O. Oslovskiy

### THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF HEAT PUMP HEATING SCHEME USING GROUND AND SEWAGE HEAT

**Background.** Currently, the development and research of thermodynamic or energy efficiency of combined heat pump heat supply systems with the use of several low-temperature sources of energy becomes relevant.

**Objective.** The aim of the paper is to determine the dependence of the relative productivity of the vertical ground heat exchanger on the hot water heat consumption by the building and the ambient temperature.

**Methods.** A thermodynamic analysis of scheme was carried out, on the basis of which conclusions were made on improving the working conditions of combined heat pump heat supply system and reducing the specific energy consumption for heat generation in the heating system.

**Results.** The correlation for determining the total specific energy expenditure for the heat pump system with the use of ground and sewage heat is obtained. It is shown that the heat pump heating system scheme with the use of additional sewage heat is more effective than the initial heating scheme. The effectiveness depends on the consumption of hot water in the building, and the ambient temperature.

**Conclusions.** It is determined that using this scheme in designing the heat pump heating system can significantly reduce capital and operating costs. The use of obtained dependencies in the development of heat pump systems will ensure the maximum energy efficiency of their operation.

**Keywords:** heat pump; vertical ground heat exchanger; low temperature heating system; specific energy consumption.

Рекомендована Радою  
теплоенергетичного факультету  
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Надійшла до редакції  
29 вересня 2017 року

Прийнята до публікації  
08 лютого 2018 року