

# ПРО УМОВИ ОПТИМАЛЬНОЇ РОБОТИ ТЕПЛООВОГО НАСОСА В НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ПРИРОДНОЇ ВОДИ

M. BEZRODNY, N. PRYTULA

## ABOUT THE HEAT PUMP OPTIMUM OPERATION IN THE LOW-TEMPERATURE HEATING SYSTEMS USING THE NATURAL WATER HEAT

**Анотація.** Наведено результати аналізу оптимальних умов роботи теплового насоса в низькотемпературних системах водяного опалення з використанням теплоти природної води. Отримані значення оптимальних температур води на виході з випарника та відповідні їм мінімальні питомі витрати зовнішньої енергії на привод компресора і насоса залежно від температури води на вході до теплового насоса та втрат тиску у випарнику.

**Ключові слова:** низькотемпературні системи опалення, тепловий насос, оптимальна температура, питомі витрати зовнішньої енергії на опалення.

**Аннотация.** Приведены результаты анализа оптимальных условий работы теплового насоса в низкотемпературных системах водяного отопления с использованием теплоты природной воды. Получены значения оптимальных температур воды на выходе из испарителя и соответствующие им минимальные удельные расходы внешней энергии на привод компрессора и насоса в зависимости от температуры воды на входе к теплому насосу и потерь давления в испарителе.

**Ключевые слова:** низкотемпературные системы отопления, тепловой насос, оптимальная температура, удельные расходы внешней энергии на отопление.

**Annotation.** The results of the analysis of the heat pump operation optimal conditions in low-temperature water heating systems using the natural water heat are given. The values of the optimal outlet water temperatures from the heat pump evaporator are determined with the relative minimal outside energy unit rates for compressor drive and pump depending on the input water temperature from the heat pump evaporator and the pressure losses in the heat pump evaporator.

**Key words:** low-temperature heating systems, heat pump, optimal temperature, outside energy unit rates for heating.

### Вступ

Теплові насоси стають однією з найбільш ефективних енергозберігальних технологій у світі. Їхня значимість застосування підтверджується кількістю працюючих теплонасосних установок у світі, а актуальність – темпами впровадження. За прогнозами Міжнародного Енергетичного Агентства до 2020 р. частка опалення й гарячого водопостачання з використанням теплових насосів повинна скласти 75% у розвинених країнах світу [1, 2].

Сучасна ситуація з цінами на електричну енергію та природний газ в Україні чимдалі, тим більше сприяє зростанню рівня економічної конкурентоспроможності теплових насосів порівняно з існуючими джерелами теплоти на природному газі та електричній енергії. Це неминуче призведе до їхнього широкого впровадження в Україні вслід за іншими розвинутими країнами світу.

Як низькотемпературне джерело теплоти в теплових насосах можуть бути використані: атмосферне повітря, ґрунт, природні поверхневі та підземні води. У даній статті як нижнє джерело енергії для теплового насоса розглянуто природну воду. До головної переваги використання саме цього джерела енергії відноситься забезпечення достатнього коефіцієнта трансформації теплового насоса.

На сьогоднішній день широкої популярності набирає поєднання низькотемпературного опалення із сучасною енергозберігальною технологією генерування теплоти – теплових насосів. Низькотемпературні системи у вигляді панельного опалення мають розрахункові температури грійного теплоносія  $t_m^p$  на рівні 40...60°C, а для сучасної системи типу «тепла підлога» – достатня

температура теплоносія 30...55°C, тоді як для традиційних систем опалення з радіаторами початкова температура теплоносія повинна бути 70...90°C.

При використанні “водо-водяної” теплонасосної системи виникає неоднозначність у виборі умов роботи випарника, оскільки ступінь охолодження води у випарнику впливає на умови роботи як компресора ТН, так і насоса, що нагнітає воду. У зв’язку з цим виникає задача оптимізації режимів роботи ТН і насоса, пов’язана з мінімізацією сумарних витрат зовнішньої енергії на теплонасосну систему низькотемпературного водяного опалення.

**Термодинамічний аналіз системи**

На рис.1 зображена принципова схема низькотемпературного водяного опалення з використанням “водо-водяного” ТН.

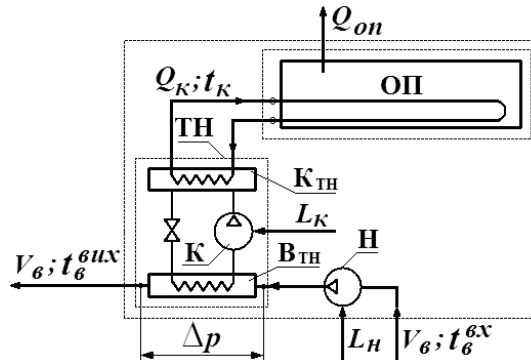


Рис. 1. Принципова схема низькотемпературного водяного опалення з використанням “водо-водяного” теплового насоса:

ОП – опалювальне приміщення; ТН – тепловий насос; К<sub>ТН</sub> – конденсатор ТН;  
В<sub>ТН</sub> – випарник ТН; К – компресор, Н – насос.

Вода з температурою  $t_g^{ex}$  й об’ємною витратою  $V_g$  насосом подається у випарник теплового насоса. У випарнику вода охолоджується й на виході температура води становить  $t_g^{ex}$ . Опалювальне приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище  $Q_{on}$ . Для їхньої компенсації використовується тепловий потік від конденсатора теплового насоса  $Q_k$  з температурою теплоносія  $t_k$  на вході в систему опалення.

Необхідно визначити, якою буде оптимальна температура води на виході з випарника  $t_g^{opt}$  для даної температури води на вході до теплового насоса.

При заданому значенні величини теплового потоку  $Q_k$  зміна температури  $t_g^{ex}$  на виході з випарника теплового насоса призводить до необхідності зміни об’ємної витрати води, що, у свою чергу, викликає зміну затрат енергії на привод насоса. Разом з тим, зміна температури  $t_g^{ex}$  при постійному значенні температури на виході з конденсатора  $t_k$  призводить до зміни умов роботи й затрат енергії на привод компресора теплового насоса. У зв’язку з тим, що затрати енергії на привод компресора ТН і насоса, що нагнітає воду до випарника, змінюються в протилежних напрямках, має існувати оптимальне значення температури води  $t_g^{opt}$ , що відповідає мінімуму сумарних затрат енергії на систему опалення в цілому.

Для визначення оптимальних режимів роботи ТН та насоса нагнітання води до випарника проаналізуємо питомі сумарні затрати енергії на систему опалення, які можна представити у вигляді:

$$l_{on} = \frac{L_{sum}}{Q_{on}} = \frac{L_k + L_n}{Q_k}, \tag{1}$$

де  $L_k, L_n$  – затрати енергії на компресор та насос;  
 $Q_k$  – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН.

Величина  $L_k$  визначається за формулою:

$$L_k = \frac{Q_{evap}}{\varphi - 1}, \tag{2}$$

де  $Q_{evap}$  – тепловий потік у випарнику ТН.

Нехтуючи впливом дисипації енергії при подоланні потоком води гідравлічного опору випарника, величину  $Q_{evap}$  можна визначити за формулою:

$$Q_{\text{вун}} = V_e \rho_e c_p (t_e^{\text{вх}} - t_e^{\text{вих}}), \quad (3)$$

а  $\varphi$  – коефіцієнт трансформації теплового насоса.

Затрати енергії на привод насоса можна визначити за рівнянням:

$$L_n = \frac{V_e \Delta p}{\eta_n \eta_{np}}, \quad (4)$$

де  $V_e$  – об'ємна витрата води;

$\Delta p$  – втрати тиску у випарнику ТН;

$\eta_n, \eta_{np}$  – ККД насоса та його приводу відповідно. Можна прийняти, що в оптимальному режимі роботи насоса  $\eta_n = 0,8$ , а ККД приводу  $\eta_{np} = 0,95$  [3].

Тепловий потік  $Q_k$  у рівнянні (1) визначається за рівнянням теплового балансу ТН:

$$Q_k = Q_{\text{вун}} + L_k. \quad (5)$$

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН  $\varphi$  може бути представлений у вигляді:

$$\varphi = \varphi_T \eta_{ТН}, \quad (6)$$

де  $\eta_{ТН}$  – ККД теплового насоса згідно з [4] можна прийняти  $\eta_{ТН} = 0,6$ ;

$\varphi_T$  – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН, який з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі можна визначити за співвідношенням:

$$\varphi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_e^{ТН}}{T_k^{ТН}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_e^{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вун}}}{273 + t_k + \Delta t_k}}, \quad (7)$$

де  $T_e^{ТН}$  – температура випаровування робочого агента у випарнику ТН, К;

$T_k^{ТН}$  – температура конденсації робочого агента в ТН, К;

$t_e^{\text{вх}}$  – температура води на виході з випарника, °С;

$t_k$  – температура води на виході з конденсатора, °С;

$\Delta t_{\text{вун}}$  – різниця температур води та робочого тіла ТН на виході з випарника;

$\Delta t_k$  – різниця температур робочого тіла ТН та води на виході з конденсатора. В нашому аналізі згідно з [4,5] прийнято  $\Delta t_{\text{вун}} = 5^\circ\text{C}$  і  $\Delta t_k = 5^\circ\text{C}$ .

Температура води на виході з конденсатора  $t_k$  дорівнює температурі гріючого теплоносія на вході в систему опалення. При визначенні цієї температури слід враховувати наступне. В опалювальному приладі існує різниця між температурою гріючого теплоносія  $t_k$ , який подається від джерела теплоти, та температурою в приміщенні  $t_n$ . При зниженні температури навколишнього середовища збільшується тепловий потік, необхідний для опалення, та оскільки корисна площа опалювального приладу стала, за рівнянням теплопередачі необхідно підвищувати дану різницю температур  $(t_k - t_n)$ , і, як наслідок, температуру теплоносія  $t_k$ . Отже,  $t_k$  так, як і  $Q_k$ , зростає зі зниженням температури навколишнього середовища  $t_o$ .

Для визначення цієї температури має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода – повітря в приміщенні – атмосферне повітря [6]:

$$t_k = t_n + (t_m^p - t_n) \left( \frac{t_n - t_o}{t_n - t_o^p} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (8)$$

де  $t_m^p$  – розрахункова температура гріючого теплоносія при розрахунковій температурі навколишнього середовища  $t_o^p$ ;

$n = 0$  для низькотемпературних систем опалення. Розрахункову температуру гріючого теплоносія для низькотемпературної системи опалення приймаємо  $t_m^p = 30^\circ\text{C}$ .

З урахуванням рівнянь (2) – (6) вираз (1) для визначення питомих витрат зовнішньої енергії на опалення приймає кінцевий вигляд:

$$l_{\text{он}} = \frac{1}{\varphi} \left[ 1 + \frac{A(\varphi - 1)}{(t_e^{\text{вх}} - t_e^{\text{вих}}) \eta_n \eta_{np}} \right], \quad (9)$$

де  $A = \frac{\Delta p}{\rho_e c_p}$ , комплекс постійних величин (залежить в основному від опору випарника), °С.

Діапазон зміни комплексу постійних величин  $A$  вибрано з урахуванням реальних значень гідравлічного опору випарника. Залежно від вибраного типу теплообмінника ця величина знаходиться в діапазоні  $\Delta p = 10 \dots 150$  кПа [7].

Таким чином, питомі витрати зовнішньої енергії на опалення залежать від комплексу постійних величин  $A$ , температури навколишнього середовища  $t_o$ , температури води на вході і виході з випарника та розрахункової температури гріючого теплоносія, тобто  $l_{on} = f(A, t_o, t_e^{ex}, t_e^{eux}, t_m^p)$ .

**Результати розрахункового аналізу**

Для визначення характерних умов роботи джерела тепlopостачання в системі опалення побудуємо залежність питомих витрат зовнішньої енергії на опалення  $l_{on}$  від температури води на вході та виході з випарника при розрахунковій температурі гріючого теплоносія в низькотемпературній системі опалення  $t_m^p = 30$  °С. Комплекс постійних величин  $A$  відповідно до діапазону зміни величини  $\Delta p$  приймаємо рівним 0,15; 0,05; 0,01°С. Дані залежності побудовані при температурі навколишнього середовища  $-20$  °С. Підставивши значення відповідних величин у рівняння (9) з урахуванням рівнянь (7) та (8), отримаємо залежності, показані на рис. 2.

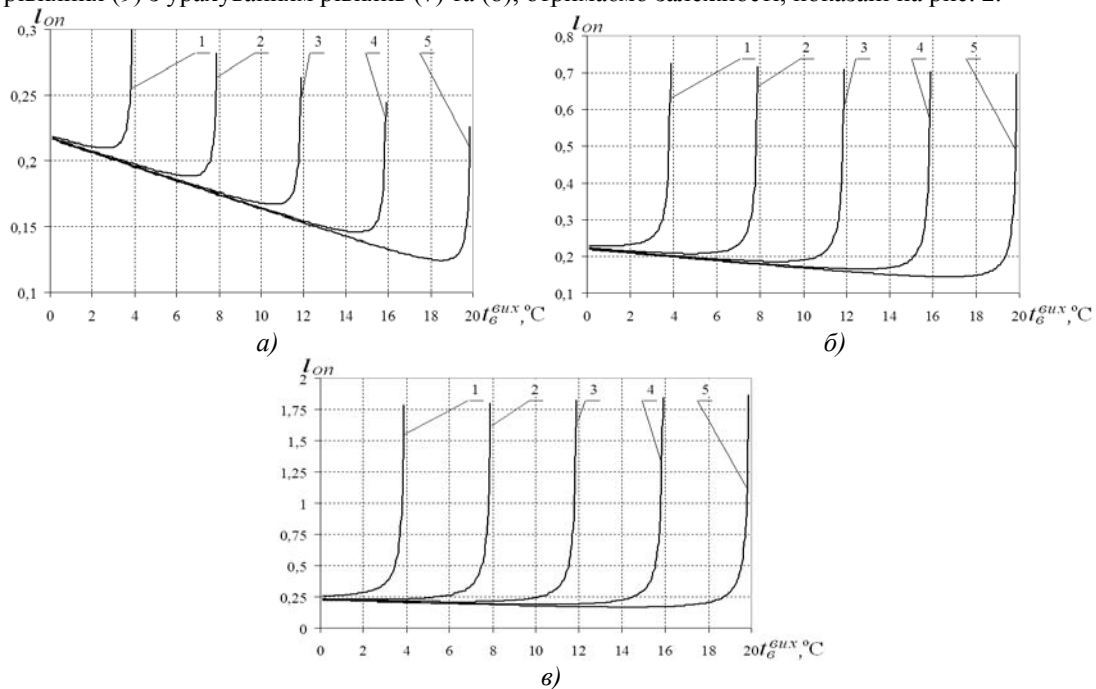


Рис. 2. Залежність питомих витрат зовнішньої енергії на опалення від температури води на виході з випарника при розрахунковій температурі гріючого теплоносія  $t_m^p = 30$ °С:

$a), б), в)$  – комплекс постійних величин  $A = 0,01; 0,05; 0,15$ °С відповідно;  
 1, 2, 3, 4, 5 – температура води на вході до випарника  $t_e^{ex} = 4, 8, 12, 16, 20$ °С відповідно.

Із графіків чітко видно, що при різних значеннях температури води на вході існують оптимальні значення температур води на виході з випарника й відповідні їм мінімальні питомі витрати зовнішньої енергії на опалення.

Для визначення оптимального ступеня охолодження води у випарнику представимо температуру  $T_e^{TH}$  в формулі (7) у вигляді

$$T_e^{TH} = T_e^{ex} - \Delta t_{eun} - \Delta t_e = 273 + t_e^{ex} - \Delta t_{eun} - \Delta t_e, \tag{10}$$

де  $\Delta t_e = t_e^{ex} - t_e^{eux}$  – різниця температур води на вході та виході з випарника. Тоді рівняння (9) після перетворення з урахуванням виразів (6), (7) можна записати у вигляді функції від  $\Delta t_e$  як

$$l_{on} = a + \frac{\Delta t_e}{T_e^{TH} \eta_{TH}} + \frac{A \epsilon}{\eta_n \eta_{np} \Delta t_e}, \tag{11}$$

$$\text{де } a = \frac{1}{T_k^{TH} \eta_{TH}} (T_k^{TH} - T_s^{ex} + \Delta t_{sun} - A / \eta_n \eta_{np}) \quad \text{та} \quad \epsilon = 1 - \frac{1}{\eta_{TH}} + \frac{T_s^{ex} - \Delta t_{sun}}{T_k^{TH} \eta_{TH}}.$$

Аналіз цієї залежності  $l_{on} = f(\Delta t_s)$  на екстремум дозволяє отримати формулу для визначення оптимального ступеня охолодження води у випарнику:

$$\Delta t_s^{onm} = \sqrt{\frac{A(273 + t_k + \Delta t_k)}{\eta_n \eta_{np}} \left[ \eta_{TH} - 1 + \frac{273 + t_s^{ex} - \Delta t_{sun}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]}. \quad (12)$$

Таким чином, оптимальний ступінь охолодження води у випарнику залежить від комплексу постійних величин  $A$ , температури навколишнього середовища  $t_o$ , температури води на вході до випарника  $t_s^{ex}$  та розрахункової температури гріючого теплоносія  $t_m^p$ , тобто  $\Delta t_s^{onm} = f(A, t_o, t_s^{ex}, t_m^p)$ .

Результати розрахунків наведено на рис. 3,а та 3,б. Залежність оптимального ступеня охолодження води у випарнику від температури навколишнього середовища на рис. 3,а показана для температури води на вході до випарника  $t_s^{ex} = 8^\circ\text{C}$  та різних значень  $A$  і  $t_m^p$ . На рис. 3,б наведено залежність оптимального ступеня охолодження води у випарнику від температури навколишнього середовища при розрахунковій температурі гріючого теплоносія  $t_m^p = 30^\circ\text{C}$  та різних значеннях  $A$  і  $t_s^{ex}$ . Видно, що оптимальний ступінь охолодження води у випарнику теплового насоса зростає зі збільшенням комплексу постійних величин  $A$  (який залежить в основному від гідравлічного опору випарника) і практично не залежить від температури навколишнього середовища  $t_o$ , розрахункової температури теплоносія на опалення в діапазоні  $30 \dots 50^\circ\text{C}$  та температури води на вході до випарника.

На рис. 4 наведені відповідні графіки для мінімальних питомих витрат зовнішньої енергії на систему опалення від температури навколишнього середовища, температури води на вході до випарника та комплексу постійних величин  $A$  при розрахунковій температурі на опалення  $t_m^p = 30^\circ\text{C}$ . Видно, що при забезпеченні оптимального ступеня охолодження води у випарнику ТН мінімальні сумарні затрати енергії на систему опалення найбільш суттєво зростають зі зменшенням температури води на вході до випарника та менш суттєво зростають з пониженням температури навколишнього середовища  $t_o$  і слабо залежать від гідравлічного опору випарника.

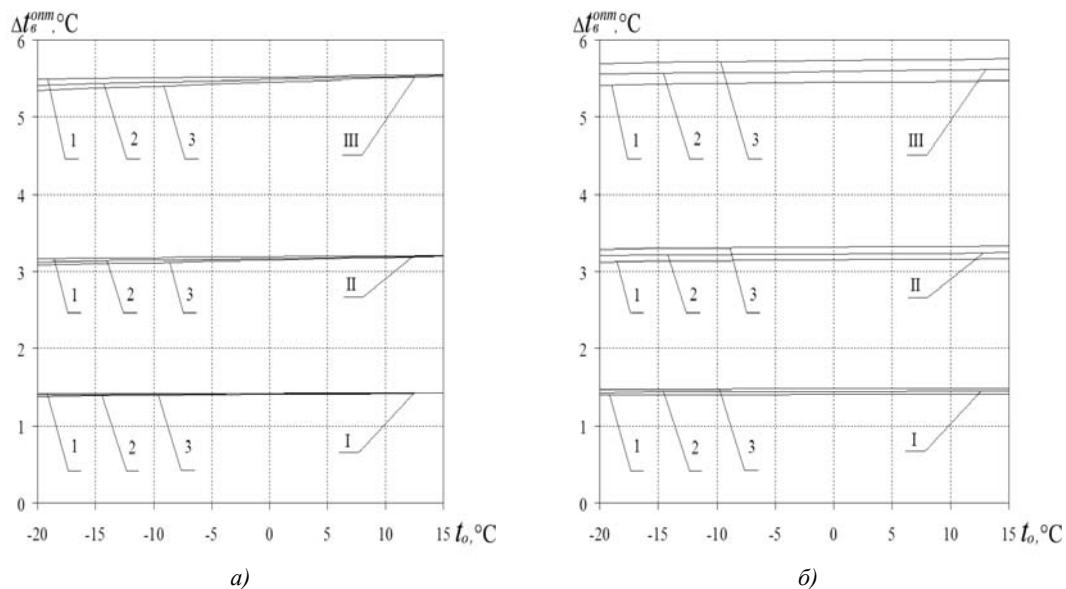


Рис. 3. Залежність оптимального ступеня охолодження води у випарнику від температури навколишнього середовища:

а) I, II, III – при  $A = 0,15; 0,05; 0,01^\circ\text{C}$  ( $1 - t_m^p = 30^\circ\text{C}; 2 - 40^\circ\text{C}; 3 - 50^\circ\text{C}$ );

б) I, II, III – при  $A = 0,15; 0,05; 0,01^\circ\text{C}$  ( $1 - t_s^{ex} = 4^\circ\text{C}; 2 - 12^\circ\text{C}; 3 - 20^\circ\text{C}$ )

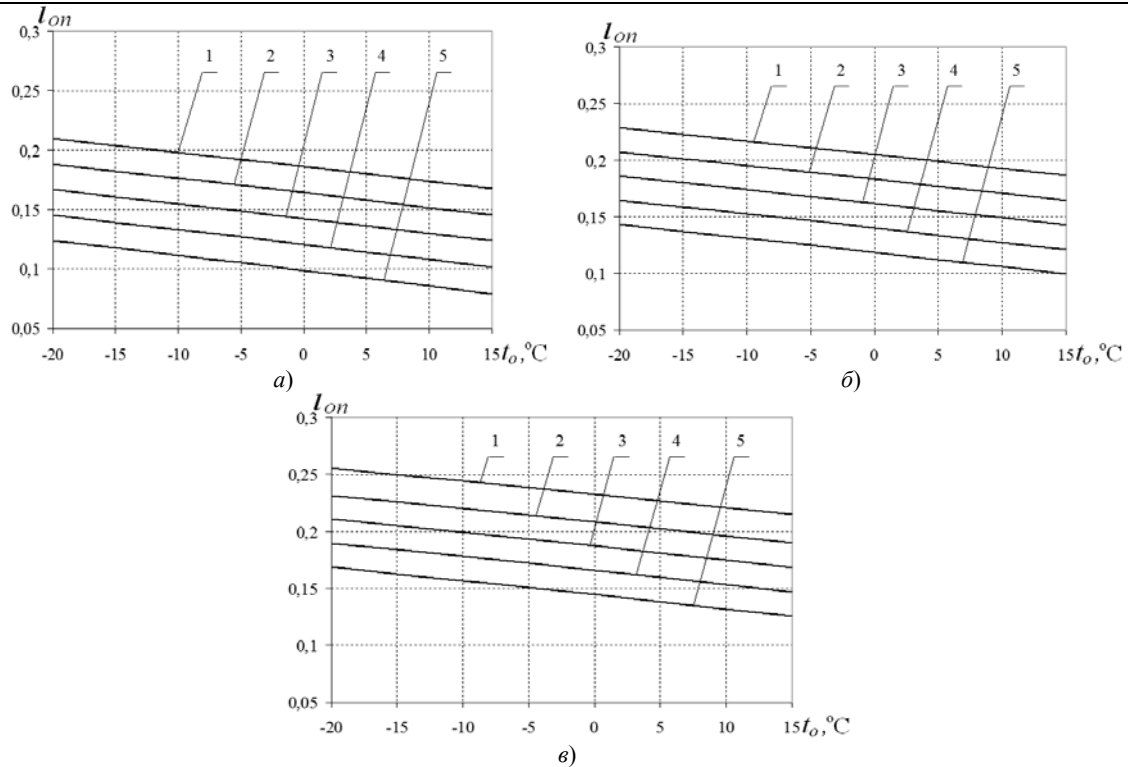


Рис. 4. Залежність мінімальних питомих витрат зовнішньої енергії на опалення від температури навколишнього середовища при  $t_m^p = 30^\circ\text{C}$ :

a), б), в) – комплекс постійних величин  $A = 0,01; 0,05; 0,15^\circ\text{C}$  відповідно;

1, 2, 3, 4, 5 – температура води на вході до випарника  $t_6^{ex} = 4, 8, 12, 16, 20^\circ\text{C}$  відповідно.

### Висновки

1. Наведений аналіз показує, що при використанні теплоти природної води в теплонасосній системі опалення існує оптимальний ступінь охолодження води у випарнику теплового насоса, якому відповідають мінімальні сумарні витрати енергії на привод насоса та компресора ТН.
2. Оптимальний ступінь охолодження води у випарнику ТН зростає з підвищенням гідравлічного опору випарника і практично не залежить від температури навколишнього середовища, температури води на вході до випарника теплового насоса та розрахункової температури води на опалення.
3. Розрахунки показують, що при забезпеченні оптимального ступеня охолодження води у випарнику ТН мінімальні сумарні затрати енергії на систему опалення найбільш суттєво зростають зі зменшенням температури води на вході до випарника (до 90 %) та менш суттєво зростають з пониженням температури навколишнього середовища  $t_o$  (до 50 %) і слабо залежать від гідравлічного опору випарника (10...20 %).

### Література

1. Мацевитый Ю.М. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю.М. Мацевитый, Л.С. Богданович, А.С. Клепана // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – №3. – С. 20 – 31.
2. Васильев Г.П. Анализ перспектив использования тепловых насосов в Украине [Электронный ресурс] // Режим доступа – [www.insolar.com.ua](http://www.insolar.com.ua)
3. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – СПб.: НПО ЦКТИ, 1998. – 258 с.
4. Некрасова О.А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) / О.А.Некрасова, Ю.В. Синяк // Теплоэнергетика. – 1986. – №11. – С. 30 – 34.
5. Горшков В. Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор / В. Г. Горшков // Справочник промышленного оборудования. – 2004. – №2. – С. 47 – 80.
6. Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов / Е.П.Шубин. – М.: Энергия, 1979. – 359с.

7. Чумак І.Г., Лагунін А.Ю., Ларяновський С.Ю. та ін. Холодильні установки. Проектування:

---

---