

УДК 621.577

П.П.Куделя¹, канд.техн.наук, А.С.Соломаха², канд.техн.наук, М.Д.Очеретянко³ (Національний технічний університет України "КПІ", Київ)

Оцінка ефективності опалювальних теплових насосів з використанням методу циклів

Розглянуто такі показники ефективності енергетичних перетворень у тепловому насосі, як коефіцієнт перетворення COP, ексергетичний ККД η_{ex} і коефіцієнт термодинамічної ефективності η_{te} з аналізом їх особливостей. Вплив окремих необоротностей на COP оцінюється з використанням методу циклів. Проаналізовано фактори, які впливають на вибір значень основних робочих температур теплового насоса (температур кипіння і конденсації робочої речовини). Одержано рівняння для визначення COP реального циклу на основі обчислень COP базового циклу (циклу Планка) і з врахуванням гідродинамічних опорів у випарнику і конденсаторі. Одержано рівняння для оцінки загального COP теплонасосної системи тепlopостачання. Наведено умови, при яких системи з ТНУ вигідніші від котельні за витратою палива. Бібл. 14, рис. 8.

Ключові слова: тепловий насос, метод циклів, коефіцієнт перетворення, ексергетичний ККД, коефіцієнт термодинамічної ефективності.

Orcid: ¹0000-0003-4941-5795; ²0000-0002-1061-6277; ³0000-0001-6906-7180

Термодинамічні основи: коефіцієнт перетворення COP, ексергетичний ККД η_{ex} і коефіцієнт термодинамічної ефективності η_{te} як показники ефективності енергетичних перетворень у ТН.

Балансові рівняння, які виводяться як з Першого закону термодинаміки (енергетичні баланси), так і з урахуванням вимог Другого закону (ексергетичні баланси), служать основою для оцінки ефективності енергетичних перетворень. На цих рівняннях базуються такі безрозмірні коефіцієнти ефективності, як коефіцієнт перетворення COP ϕ і ексергетичний ККД η_{ex} . В англomовній термодинамічній літературі останній називається Exergetic Efficiency або Second Law Efficiency, effectiveness, rational efficiency. На відміну від нього, всі коефіцієнти, в яких якість енергії не враховується, називають Coefficient of Performance (скорочено COP – дослівно коефіцієнт виконання), в нашій літературі – коефіцієнт перетворення [1, 2].

Коефіцієнт перетворення COP. Для циклу теплового насоса (ТН), який реалізується в межах температур нижнього T_x (холодного, тепловіддавача) і верхнього T_r (гарячого, теплоприймача) джерел з відповідними тепловими по-

токами Q_x , Q_r , рівняння енергетичного балансу має вигляд:

$$Q_r - Q_x = N,$$

де N – потік роботи (потужність) циклу. В енергетичному аналізі при визначенні COP затраченою прийнято вважати не всю енергію, що підводиться до ТН, а лише ту її частину, яка пов'язана з добуванням і спалюванням палива, тобто ту частину, яка одержується ціною затрат. Теплота, яка береться від додаткового (нижнього) джерела, не враховується. COP циклу теплового насоса визначається як відношення корисного ефекту (теплового потоку Q_r) до затраченої цінної енергії N , яка необхідна для одержання цього ефекту:

$$\phi = (Q_r / N) > 1. \quad (1)$$

Стосовно теплового насоса COP називають ще опалювальним або тепловим коефіцієнтом [2].

Значення COP дає корисну для практики інформацію, показуючи кількісно, скільки одержується корисної енергії за даних умов на одиницю затраченої, тобто, як система виконує своє призначення. Саме цю практичну сторону справи точно відображає дослівний переклад COP як коефіцієнта виконання. Зауважимо, що у

визначенні COP відображається лише Перший закон термодинаміки і не враховується Другий, який характеризує якісну сторону перетворення теплоти. Тому COP не дає об'єктивної інформації про термодинамічну досконалість технічної системи, не показує, в якій мірі технічна система близька до теоретично досяжного ідеалу і чи є можливість для її подальшого поліпшення [2].

Ексергетичний ККД циклу теплового насоса η_{ex} , який характеризує його термодинамічну досконалість, визначається на основі рівняння ексергетичного балансу циклу ТН:

$$\underbrace{E[Q_r(T_r)]}_{\text{Користь}} + \underbrace{P}_{\text{Втрати ексергії}} = \underbrace{E[Q_x(T_x)]}_{\text{Затрата}} + N,$$

з якого випливає, що

$$\eta_{ex} = \frac{E[Q_r(T_r)]}{E[Q_x(T_x)] + N} = \frac{Q_r \cdot \tau_r}{(Q_r - N) \cdot \tau_x + N} = \frac{\tau_r}{\tau_x + (1 - \tau_x) \cdot 1/\varphi}, \quad (2)$$

де $\tau = 1 - T_o/T$ – фактор Карно при відповідних температурах T (T_r, T_x); T_o – температура навколишнього середовища. Звідси зв'язок між COP та η_{ex} матиме вигляд:

$$\varphi = \frac{1 - \tau_x}{\tau_r - \tau_x} > 1 \quad (T_x \geq T_o). \quad (3)$$

З (3) випливає, що коефіцієнт φ являє собою функцію двох факторів: один із яких характеризує вплив необоротностей на ефективність перетворення енергії в тепловому насосі (η_{ex}), інший – температурний рівень джерел теплоти (T_r, T_x). В залежності від значення температур T_r, T_x коефіцієнт COP може бути більшим у менш досконалої системи (з меншим η_{ex}). Тому COP, не дивлячись на залежність його від прояву необоротностей, не вказує на ступінь термодинамічної досконалості системи і не дозволяє порівняти між собою різні цикли, що реалізуються в різних температурних умовах. Лише при $T_r, T_x = \text{idem}$ $\varphi = f(\eta_{ex})$. Згідно з (3) підвищення ефективності ТН з позиції термодинаміки – це підвищення значення COP шляхом виправданого зменшення необоротностей ($\eta_{ex} \uparrow$) і раціонального вибору джерел тепло-

ти. Максимальне допустиме значення COP за Другим законом термодинаміки визначається за рівнянням (3) при $\eta_{ex} = 1$:

$$\text{COP}_{\text{обор}} = \frac{1 - \tau_x}{\tau_r - \tau_x} = \frac{T_r}{T_r - T_x} = \text{COP}_{\text{обор}}^{\text{Карно}} > 1. \quad (4)$$

Таким чином, максимальний COP досягається у ТН, який працює за оборотним циклом Карно в інтервалі сталих абсолютних температур T_r, T_x . Коли $T_x \uparrow$, а $T_r \downarrow$, то $\text{COP} \uparrow$ зростає.

Значення COP суттєво залежить від температури нижнього (холодного) джерела. Якщо, наприклад, $T_x = T_o = 273\text{K}$, а $T_r = 293\text{K}$, то з рівняння (4) одержуємо $\text{COP}_{\text{max}} = 14,7$. Для підвищення COP доцільно використовувати нижнє джерело теплоти з температурою більш високою, ніж температура навколишнього середовища ($T_x > T_o$). Так, при $T_x = 281\text{K} > T_o = 273\text{K}$ і $T_r = 293\text{K}$, $\text{COP}_{\text{max}} = 24,4$. Як бачимо, теоретичне значення COP_{max} може бути досить високим, проте реальні значення значно нижчі (зазвичай 3–5 у парокомпресорних теплових насосах) внаслідок прояву необоротностей.

Відношення двох коефіцієнтів перетворення (дійсного COP циклу до його максимально можливого в даних температурних умовах) може використовуватися для обчислення η_{ex} непрямым способом, проте згідно з (2) лише у випадку, коли нижнє джерело – навколишнє середовище ($T_x = T_o$; $\tau_x = 0$):

$$\eta_{ex} = \varphi / \varphi_{\text{обор}}^{\text{Карно}} \quad (T_x = T_o).$$

Коефіцієнт термодинамічної ефективності η_{te} . Разом з тим відношення дійсного COP циклу системи до його максимального (COP_{max}) використовується в термодинамічному аналізі при $T_x > T_o$ [1, 3–5]. Це відношення називається коефіцієнтом термодинамічної ефективності η_{te} [6] або просто, як у зарубіжних публікаціях – термодинамічна ефективність (thermodynamic efficiency) [3, 5]. В нашій науковій літературі зустрічаються й інші терміни: ступінь термодинамічної досконалості (як і для η_{ex} [1]), коефіцієнт (ступінь) оборотності [4]. Останній термін не досить вдалий, оскільки термодинамічні поняття оборотності і необоротності суттєво розрізняються за своїм

змістом: різні ступені (коефіцієнти) оборотності в принципі неможливі, тоді як ступені необоротності можливі та існують у дійсності [2].

Коефіцієнт термодинамічної ефективності циклу при $T_x > T_o$ не еквівалентний, як випливає з (2), ексергетичному ККД η_{ex} , оскільки

$$\eta_{ex} \neq \frac{\varphi}{\varphi_{Карно}} = \eta_{те} \quad (T_x > T_o).$$

У випадку $T_x > T_o$ $\eta_{те}$ просто показує, як система виконує своє призначення в порівнянні з ідеальними умовами, тобто точно визначає величину можливого удосконалення теплового насоса [2, 7]. Як відмічено в [6], $\eta_{те}$ може служити показником, який дозволяє порівнювати між собою різні цикли при різних температурах. На відміну від ексергетичного ККД η_{ex} коефіцієнт термодинамічної ефективності $\eta_{те}$ не залежить від температури навколишнього середовища T_o , окрім випадку, коли це середовище використовується як нижнє джерело теплоти. Незалежність $\eta_{те}$ від T_o дозволяє більш зручно

оцінювати ефективність окремих елементів ТН і системи в цілому [3].

На основі даних випробувань теплових насосів більш ранніх конструкцій одержано значення $\eta_{те}=0,45-0,55$ (при корисній тепловій потужності 200-1000 кВт) [8]. При оцінці $\eta_{те}$ враховувались як внутрішні необоротності в циклі, так і зовнішні (теплообмін робочої речовини з джерелом і приймачем теплоти), а також електромеханічні втрати в приводі компресора. Для сучасних ТН мінімально допустимі значення $\eta_{те}$ вищі і в багатьох країнах контролюються національними стандартами. Так, у США в 2006 році введено стандарт, за яким встановлюється значення $\eta_{те}$ не нижче 0,55-0,65.

Метод циклів в аналізі теплових насосів.

У методі циклів через термодинамічні ефективності оцінюється вплив окремих необоротностей на COP дійсного циклу [1, 3]. Цей метод покладено в основу аналізу енергетичної ефективності теплонасосної установки, схема якої показана на рис. 1.

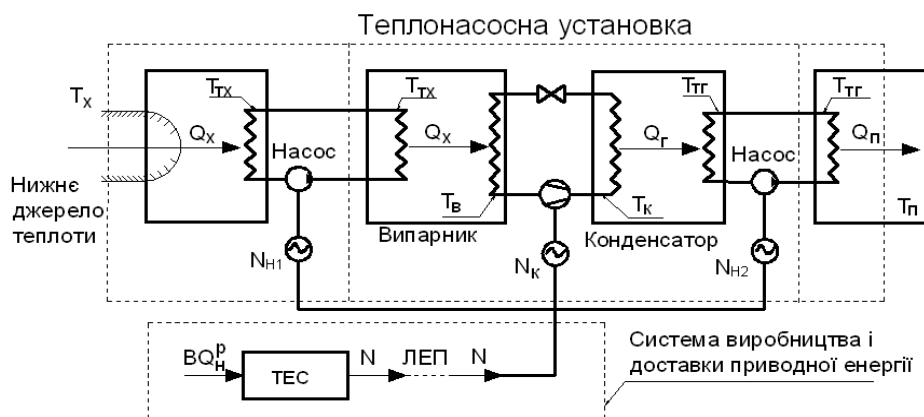


Рис. 1. Принципова схема теплонасосної системи опалення.

Температурні рівні в загальній системі теплового насоса: основні робочі температури – температура конденсації T_k та випаровування T_v ; $T_{тх}$, $T_{тг}$ – середні температури проміжних теплоносіїв (використовуються для передачі теплоти від нижнього джерела теплоти T_x до випарника T_v і від конденсатора T_k до опалюваного приміщення T_p – верхнього (гарячого) джерела теплоти).

Для визначення впливу необоротностей в усіх елементах теплового насоса на COP циклу необоротності в методі циклів нарощуються послідовно, починаючи з оборотного циклу. Послідовність може бути реалізована в декілька етапів, на кожному з яких враховуються ті чи інші необоротності [1, 3]. Етапи в формуванні дійсного термодинамічного циклу, які реалізуються в даній роботі, представлені на рис. 2.

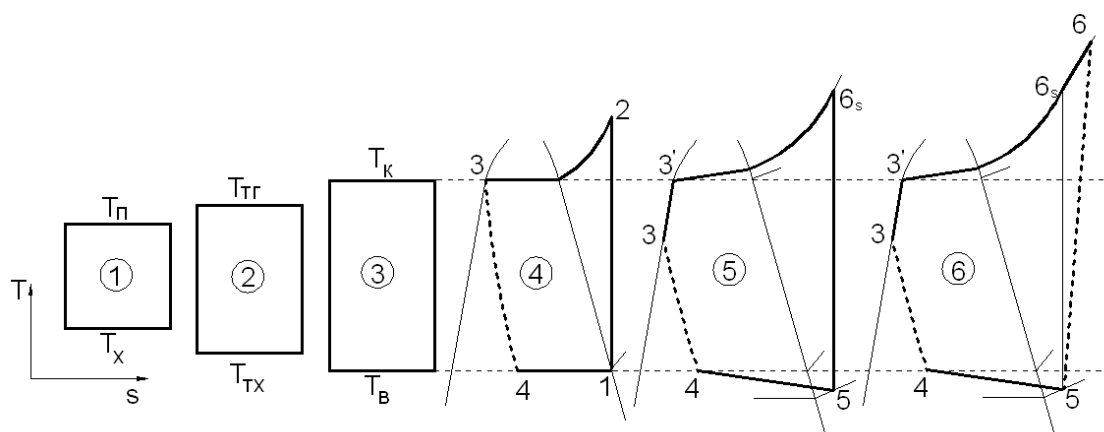


Рис. 2. Послідовність переходу від оборотного циклу Карно до дійсного.

Термодинамічна ефективність дійсного циклу $\varphi_d = \varphi_6$ теплового насоса (рис. 2) (ступінь наближення його до ідеального) можна визначити за допомогою добутку термодинамічних коефіцієнтів:

$$\eta_{\text{те}} = \frac{\varphi_d}{\varphi_{\text{Карно}}} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} \cdot \frac{\varphi_3}{\varphi_2} \cdot \frac{\varphi_4}{\varphi_3} \cdot \frac{\varphi_5}{\varphi_4} \cdot \frac{\varphi_6}{\varphi_5} =$$

$$= \eta_{21} \cdot \eta_{32} \cdot \eta_{43} \cdot \eta_{54} \cdot \eta_{65},$$

де кожен зі співмножників виражає перехід від одного циклу до іншого.

Метою проведення аналізу з використанням методу циклів є:

- визначення основних робочих температур теплового насоса ($T_{\text{к}}$, $T_{\text{в}}$) при заданих температурах джерел теплоти $T_{\text{х}}$, $T_{\text{г}} = T_{\text{п}}$;
- розрахунок COP базового циклу (цикл Р.Планка) і його залежності від термодинамічних властивостей робочих речовин;
- оцінка ефективності (COP, η_{ex} , $\eta_{\text{те}}$) дійсного циклу з урахуванням впливу гідравлічних опорів у випарнику та конденсаторі.

Визначення основних робочих температур теплового насоса $T_{\text{к}}$, $T_{\text{в}}$ при заданих температурах джерел теплоти $T_{\text{х}}$, $T_{\text{г}} = T_{\text{п}}$. Розглянемо фактори, які впливають на вибір значень температур кипіння $T_{\text{в}}$ і конденсації $T_{\text{к}}$ робочої речовини: конструкція теплообмінника, температурний рівень процесів теплопередачі, наявність проміжних теплоносіїв і прояв необоротностей у

процесах підводу та відводу теплоти (цикли 1, 2, 3 на рис. 2). Цикл 1 побудований на температурах джерел теплоти $T_{\text{х}} = \text{const}$, $T_{\text{г}} = T_{\text{п}} = \text{const}$ (оборотний цикл Карно), для нього $\eta_{\text{те}} = 1$. Цикли 2 і 3 – цикли Карно з необоротностями у процесах підведення і відведення теплоти. Коефіцієнт $\eta_{21} = \varphi_2 / \varphi_1$ враховує втрати із-за необоротності теплопередачі в нижньому джерелі теплоти ($\Delta T_{\text{х}} = T_{\text{х}} - T_{\text{тх}}$) і в опалювальному приладі ($\Delta T_{\text{оп}} = T_{\text{тг}} - T_{\text{п}}$) (перехід від циклу 1 до циклу 2 на рис. 2):

$$\eta_{21} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{T_{\text{пг}}}{T_{\text{тг}} - T_{\text{тх}}} \cdot \frac{T_{\text{п}} - T_{\text{х}}}{T_{\text{п}}}.$$

Цикл 3 побудований на основних робочих температурах теплового насоса $T_{\text{к}}$ і $T_{\text{в}}$. Необоротна теплопередача в конденсаторі ($\Delta T_{\text{к}} = T_{\text{к}} - T_{\text{тг}}$) і випарнику ($\Delta T_{\text{в}} = T_{\text{тх}} - T_{\text{в}}$) враховується коефіцієнтом $\eta_{32} = \varphi_3 / \varphi_2$ (перехід від циклу 2 до циклу 3, рис. 2):

$$\eta_{32} = \frac{\varphi_3}{\varphi_2} = \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в}}} \cdot \frac{T_{\text{тг}} - T_{\text{тх}}}{T_{\text{тг}}}.$$

З аналізу циклів 2, 3, 4 випливає, що основні робочі температури теплового насоса при заданих температурах джерел теплоти $T_{\text{х}}$ і $T_{\text{г}} = T_{\text{п}}$ визначаються таким чином: температура кипіння робочої речовини: $T_{\text{в}} = T_{\text{х}} - \Delta T_{\text{х}} - \Delta T_{\text{в}}$; температура конденсації: $T_{\text{к}} = T_{\text{п}} + \Delta T_{\text{оп}} + \Delta T_{\text{к}}$. Для наочності температурні рівні і напори показані на рис. 3.

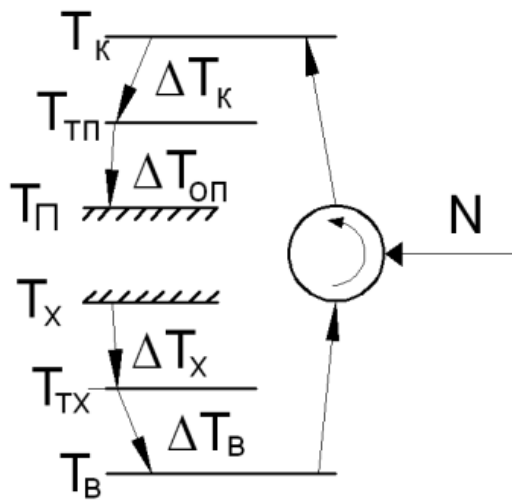


Рис. 3. До визначення температур конденсації і випаровування: різниця температур: $T_X - T_{mx} = \Delta T_X$ – між нижнім джерелом теплоти T_X і проміжним теплоносієм T_{mx} ; $T_{mx} - T_B = \Delta T_B$ – в межах випарника між проміжним теплоносієм T_{mx} та робочою речовиною T_B ; $T_K - T_{m2} = \Delta T_K$ – в межах конденсатора між робочою речовиною T_K і теплоносієм, що нагрівається, T_{m2} ; $T_{m2} - T_n = \Delta T_{оп}$ – в межах опалюваного приміщення між гріючим теплоносієм T_{m2} і приміщенням T_n .

Пониження температурних напорів (ΔT_X , ΔT_B , ΔT_K , $\Delta T_{оп}$) зменшує необоротності і підвищує ефективність енергетичних перетворень в ТН. Застосування проміжних теплоносіїв спричиняє додаткові температурні напори ΔT_X , ΔT_K , а отже,

знижує енергетичну ефективність теплового насоса. Величина $\Delta T_X = 0$ ($T_{TX} = T_B$), коли проміжний теплоносій між джерелом теплоти і випарником може не застосовуватися. Це можливо, коли джерело теплоти, наприклад, море, річкова чи артезіанська вода, а також при розміщенні випарника у нижньому джерелі (прикладом, у ґрунті). В останньому випадку, проте, зростає кількість цінної робочої речовини в системі та збільшуються витрати на установку і гідравлічний опір випарника. Теоретично можна обійтися без проміжного теплоносія між конденсатором і опалюваним приміщенням: $\Delta T_K = 0$ ($T_{TP} = T_K$), тобто направити робочу речовину прямо в опалювальний прилад, проте в цьому випадку можуть не задовольнятися санітарні вимоги [1]. Робоча речовина повинна бути безпечною для людського здоров'я.

На рис. 4 зображено криві, які кількісно відображають вплив необоротностей при передачі теплоти на ефективність процесів у ТН. Значний вплив на $\eta_{31} = \eta_{32} \cdot \eta_{21}$ пов'язаний із різницею температур між гріючим теплоносієм і приміщенням ($\Delta T_{оп} = T_{TP} - T_n$). Зміна $\Delta T_{оп}$ від 10 К до 40 К приводить до зменшення коефіцієнта η_{31} удвічі.

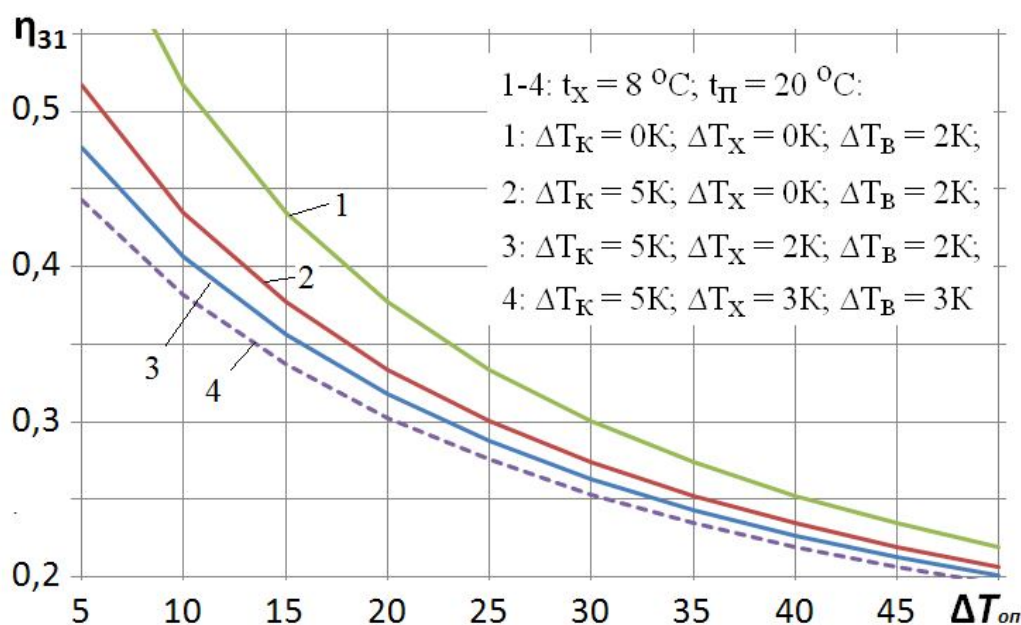


Рис. 4. Вплив основних необоротностей при передачі теплоти на ефективність процесів у ТН.

Величини ΔT_b і ΔT_k (див. рис. 3) у значній мірі визначаються конструктивними особливостями випарника та конденсатора і коливаються в межах від 1-2 К для сучасних пластинчастих теплообмінних апаратів до 20 К і вище для апаратів старих конструкцій. Сучасні конструкції теплообмінних апаратів (пластинчасті, трубчасті) у порівнянні з традиційними (кожухотрубними) характеризуються значно меншими значеннями температурних напорів ΔT_b і ΔT_k , проте більш високим гідравлічним опором. На основі узагальнення досвіду оптимізації та експлуатації теплообмінних апаратів вироблені рекомендації по розрахункових температурних напорах [1, 3]. Зокрема, в сучасних пластинчастих водяних конденсаторах (вода – охолоджуюча речовина) $\Delta T_k = 2-5$ К, пластинчастих випарниках $\Delta T_b = 2-4$ К. В розрахунках даної роботи, як і в [3, 5], прийнято $\Delta T_b = 2$ К, а $\Delta T_k = 5$ К.

Для пояснення впливу температурного рівня процесів теплопередачі на втрати ексергії (Π) від вкладу необоротної теплопередачі ($\Pi_{\Delta T}$) і гідравлічного опору ($\Pi_{\Delta p}$) розглянемо елемент теплообмінника з двома підсистемами (гріючий потік речовини з температурою T_a і потік, що нагрівається, з T_b (рис. 5)).

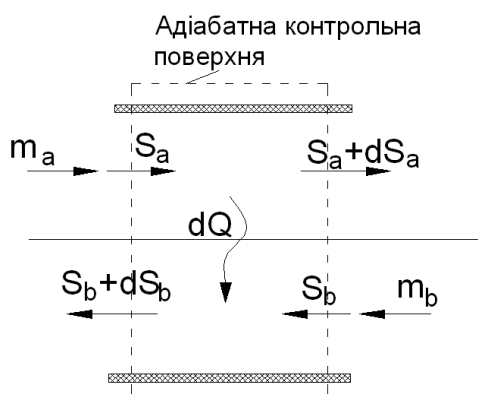


Рис. 5. Елемент теплообмінника.

За рівнянням Гюї-Стодоли потік витраченої ексергії визначається залежністю: $\delta \Pi = T_o \delta S_n$. Породжений необоротностями потік ентропії δS_n з ентропійного балансу системи (рис. 5) дорівнює: $\delta S_n = dS_a + dS_b$. Зміни ентропії dS_a , dS_b гріючого (а) і того, що нагрівається (б), потоків виражаються з ентропійного балансу підсистем (а, б):

$$dS_a = -\frac{\delta Q}{T_a} + \frac{\delta Q_{ra}}{T_a}; \quad dS_b = \frac{\delta Q}{T_b} + \frac{\delta Q_{rb}}{T_b}.$$

Потік теплоти тертя (теплоти дисипації) δQ_r дорівнює потоку роботи тертя δL_r , яка в теплообмінних апаратах зв'язана із втратами тиску в процесі течії робочої речовини з тертям залежністю [9]:

$$\delta L_r = -v \cdot m \cdot dp \quad (dp < 0),$$

де m – витрата речовини; v – її питомий об'єм. Тоді для потоку втраченої ексергії в теплообмінному апараті можемо записати:

$$\begin{aligned} \delta \Pi &= T_o \delta S_n = \\ &= T_o \left(\underbrace{\frac{T_a - T_b}{T_a \cdot T_b} \cdot \delta Q}_{\text{Вклад необ. теплообміну}} - \underbrace{\frac{m_a \cdot v_a}{T_a} dp_a - \frac{m_b \cdot v_b}{T_b} dp_b}_{\text{Вклад гідравлічного опору}} \right). \end{aligned}$$

З цього виразу випливає, що втрата ексергії через необоротну передачу теплоти і гідравлічного тертя тим більша, чим нижчий температурний рівень у процесі. Звідси зміна ΔT_b в більшій мірі, ніж ΔT_k впливає на термодинамічну ефективність циклу $\eta_{те}$. Тому вибору величини ΔT_b , тобто вибору теплообмінного апарату для процесу підведення теплоти до робочої речовини від теплоносія з низькою температурою, необхідно приділяти підвищену увагу [1]. Як приклад, наведемо різниці температур у межах конденсатора і випарника старих конструкцій: за даними [10] різниця температур $\Delta T_k = T_k - T_{гг}$ у два рази вища, ніж різниця $\Delta T_b = T_{тх} - T_b$ ($\Delta T_k = 20$ К, $\Delta T_b = 10$ К), а в [11] $\Delta T_k = 19$ К, $\Delta T_b = 8$ К. В роботі [3] для теплообмінних апаратів сучасних конструкцій прийнято: $\Delta T_k = 5$ К, $\Delta T_b = 2$ К.

Цикл 4 (цикл Р.Планка [1]) – базовий цикл парокompресорного теплового насоса [1, 4] з одноступінчастим стисненням робочої речовини по ізоентропії зі стану сухої насиченої пари (при тиску кипіння) і розширенням робочої речовини в дроселі зі стану насиченої рідини (при тиску конденсації). Тоді

$$\eta_{43} = \frac{\varphi_4}{\varphi_3} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \frac{T_k - T_b}{T_k}.$$

Коефіцієнт η_{43} , який враховує втрати при дроселюванні і від перегріву стисненої пари в компресорі вище температури конденсації, залежить від термодинамічних властивостей робочої речовини. Порівняння значень η_{43} для різних робочих речовин дає первинну оцінку їх впливу на ефективність циклу [1, 4]. Розрахунок базового циклу 4 за відомими температурами випаровування ($t_b = 4^\circ\text{C}$) і конденсації $t_k = t_n + \Delta t_{\text{оп}} + \Delta t_k$

($\Delta t_n = 20^\circ\text{C}$, $t_k = 5^\circ\text{C}$) виконувався за допомогою програмного забезпечення CoolPack 1.46 [12]. Із чотирьох однокомпонентних речовин, як видно з рис. 6, найкращі термодинамічні властивості у аміаку (R717). Коефіцієнт термодинамічної ефективності η_{43} у нього в порівнянні з R-134a вищий в 1,14 рази при $\Delta t_{\text{оп}} \leq 20^\circ\text{C}$ (низькоексергетичні опалювальні прилади) і в 1,25 при $\Delta t_{\text{оп}} \geq 40^\circ\text{C}$ (високотемпературні ОП).

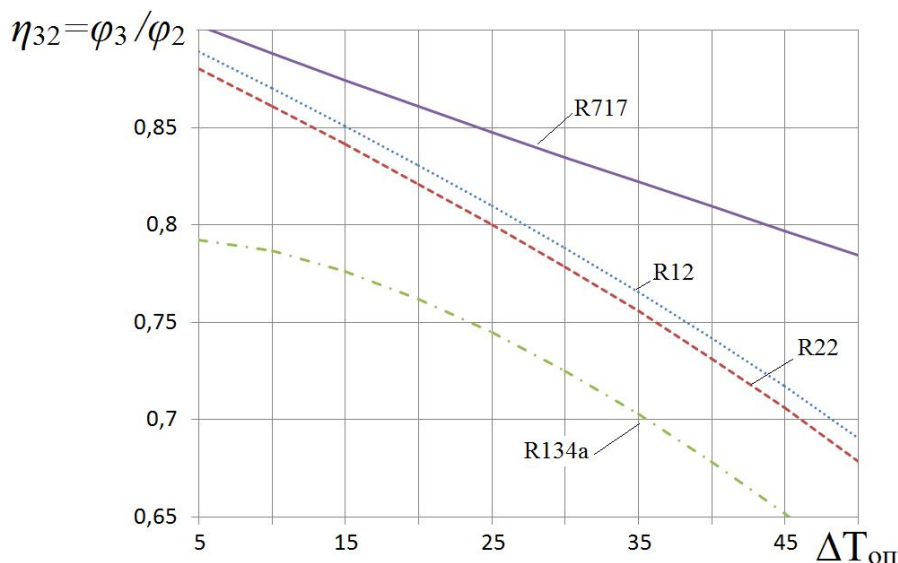


Рис. 6. Оцінка впливу термодинамічних властивостей робочої речовини на ефективність циклу ($t_n = 20^\circ\text{C}$, $t_b = 4^\circ\text{C}$, $\Delta t_k = 5\text{ K}$).

Оцінка ефективності (COP, η_{ex} , $\eta_{\text{те}}$) дійсного циклу з урахуванням впливу гідравлічних опорів у випарнику та конденсаторі.

Цикл 5 ускладнений введенням гідравлічних опорів зі сторони робочої речовини, перегрівом її перед компресором і переохолодженням перед дроселем [3, 5]. На основі даних [3, 5, 13] коефіцієнт $\eta_{54} = \eta_{\text{зидр}}$ можна наближено прийняти рівним $\eta_{\text{зидр}} = 0,87-0,9$, при цьому:

$$\eta_{54} = \frac{\varphi_5}{\varphi_4} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} \cdot \frac{h_{5s} - h_3}{h_{5s} - h_4}.$$

Як правило, гідравлічні опори в пароконпресорних теплових насосах старих конструкцій були незначними, у зв'язку з чим традиційно не враховувалися при термодинамічному аналізі [1].

Цикл 6 – дійсний цикл теплового насоса з необоротністю в процесі стиснення. Ця необоротність описується ізоентропним ККД

компресора η_s . Коефіцієнт термодинамічної ефективності η_{65} визначається таким співвідношенням:

$$\eta_{65} = \eta_{\text{ком}} = \frac{\varphi_6}{\varphi_5} = \frac{h_6 - h_3}{h_6 - h_5} \cdot \frac{h_{6s} - h_5}{h_{6s} - h_3} = \eta_s \cdot \frac{h_6 - h_3}{h_{6s} - h_3}.$$

Термодинамічна ефективність компресора вища, ніж ізоентропна η_s , оскільки необоротність процесу в компресорі збільшує кількість корисної теплоти ($q_{6-3} > q_{6s-3}$).

COP дійсного циклу можна визначити за результатами обчислень COP базового циклу φ_4 і відомими дослідними даними $\eta_{\text{зидр}}$ і η_s . Для цього вихідний вираз для φ_6 запишемо у такому вигляді:

$$\varphi_6 = \varphi_5 = \frac{q_{6-3}}{l_{5-6}} = \frac{q_{6s-3} + \Delta h}{l_{5-6s} + \Delta h},$$

де зміна ентальпії $\Delta h = h_6 - h_{6s}$. Враховуючи, що $q_{6s-3}/l_{5-6s} = \varphi_5$; $\varphi_5 = \varphi_4 \cdot \eta_{\text{зидр}}$;

$$l_{5-6s}/l_{5-6} = \eta_s, \text{ а } \frac{\Delta h}{l_{5-6}} = \frac{l_{5-6} - l_{5-6s}}{l_{5-6s}} = \frac{1}{\eta_s} - 1,$$

одержуємо:

$$\varphi_6 = 1 + \eta_s \cdot (\varphi_4 \cdot \eta_{\text{зидр}} - 1). \quad (5)$$

Дійсний цикл – необоротний як внутрішньо (гідрравлічне тертя в усіх елементах), так і зовнішньо (кінцева різниця температур між робочим тілом і проміжними теплоносіями). Середня температура нижнього теплоносія, який

подається у випарник, $T_{\text{тх}}$, верхнього, який подається в конденсатор, $T_{\text{тг}}$. Ексергетичний ККД циклу можна визначити за рівнянням (2), прийнявши в ньому $T_{\text{г}} = T_{\text{тг}}$, а $T_{\text{х}} = T_{\text{тх}}$. Відповідний цикл Карно буде мати температури проміжних теплоносіїв $T_{\text{тх}}$, $T_{\text{тг}}$, тому коефіцієнт термодинамічної ефективності реального циклу дорівнює відношенню $\eta_{\text{те}} = \varphi_3/\varphi_2$ (див. рис. 2). Графіки основних показників ефективності циклу ТН φ , η_{ex} і $\eta_{\text{те}}$ наведено на рис. 7.

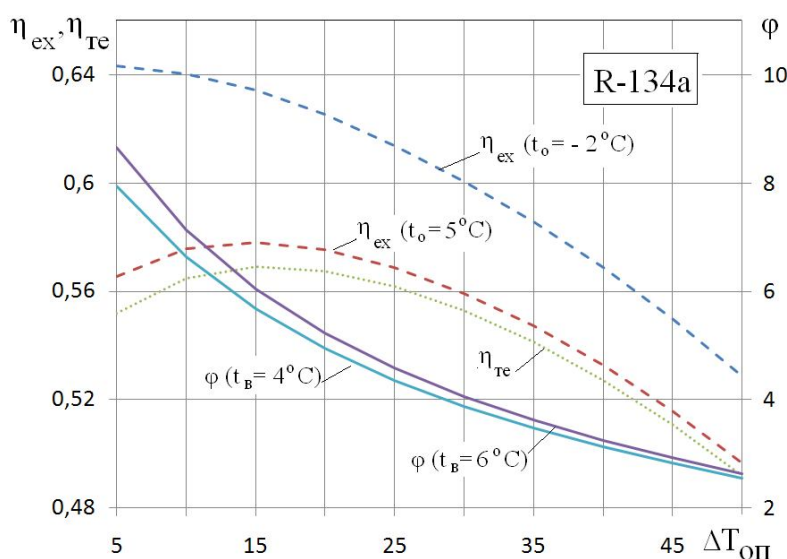


Рис. 7. Результати розрахунку показників ефективності COP, η_{ex} , $\eta_{\text{те}}$ дійсного циклу.

З рисунка видно, що зниження температури теплоносія, що нагрівається в тепловому насосі, $T_{\text{тг}}$ ($T_{\text{тг}} - T_{\text{п}} = \Delta T_{\text{оп}} \downarrow$) значно підвищує COP циклу φ_0 . Температура теплоносія $T_{\text{тг}} \leq 40^\circ\text{C}$ характерна для низькоексергетичних опалювальних систем. При роботі вискоексергетичних опалювальних систем ($t_{\text{тг}} > 40^\circ\text{C}$) коефіцієнт перетворення суттєво нижчий. Зниження температури теплоносія – основна тенденція розвитку опалювальної техніки останніх десятиріч у європейських країнах. Сьогодні температура подачі теплоносія у високотехнологічних (низькоексергетичних) системах опалення може складати 45°C , 35°C і навіть 28°C [14]. В таких системах використовуються низькоексергетичні (низькотемпературні) опалювальні прилади. Вони подають теплоту в приміщення при малих температурних напорах. Стимул для досягнення вказаних параметрів – можливість найбільш ефективно використовувати такі джерела тепло-

ти, як теплові насоси, когенераційні установки і конденсаційні котли.

Перехід на більш високі температури гріючого теплоносія $T_{\text{тг}}$ при якісному регулюванні теплового навантаження буде знижувати енергетичну ефективність теплового насоса. В низькоексергетичних опалювальних системах (Low-Ex) із-за малої різниці температур між гріючим теплоносієм $T_{\text{тг}}$ і опалювальним приміщенням $T_{\text{п}}$ інтервал зміни температури $T_{\text{тг}}$ буде також малим. Тому регулювання відпускної теплоти шляхом зміни витрати мережної води (кількісне регулювання) енергетично виправдане.

Ексергетичний ККД η_{ex} реального циклу з ростом температури навколишнього середовища T_0 зменшується (рис. 7), що обумовлено зниженням ексергії корисного теплового потоку через зниження різниці між температурами теплоносія, що нагрівається $T_{\text{тг}}$, і доквіллям T_0 , тобто із-за зниження фактора Карно $\tau_{\text{тг}}$. Аналітично це запи-

сано в формулі (2). Хоча при цьому, окрім $\tau_{\text{тг}}$, знижується фактор $\tau_{\text{тх}}$, який стоїть у знаменнику, але його вплив на $\eta_{\text{ех}}$ менш значний, оскільки $E(Q_{\text{х}}) \ll N$. Характер зміни $\eta_{\text{ех}}$ при $\Delta T_{\text{оп}} \uparrow$ ($T_{\text{тг}} \uparrow$) у значній мірі залежить від величин $\tau_{\text{тг}}$ і $\varphi_{\text{д}}$, що впливає з аналізу рівняння (2). При підвищенні температури $T_{\text{тг}} \uparrow$ ($\Delta T_{\text{оп}} \uparrow$) показник $\varphi_{\text{д}} \downarrow$ знижується, а $\tau_{\text{тг}} \uparrow$, навпаки, зростає. Темп зростання $\tau_{\text{тг}}$ визначається співвідношенням $\partial \tau_{\text{тг}} / \partial T_{\text{тг}} = T_0 / T_{\text{тг}}^2$. При знижених $t_{\text{тг}} < 35^\circ\text{C}$ ($\Delta T_{\text{оп}} = 15\text{ K}$) і більш високих T_0 ($t_0 = 4^\circ\text{C}$, рис. 7) зростання $\eta_{\text{ех}}$ при $\Delta T_{\text{оп}} \uparrow$ ($T_{\text{тг}} \uparrow$) можна пояснити більшим впливом на значення $\eta_{\text{ех}}$ фактора $\tau_{\text{тг}} \uparrow$, ніж коефіцієнта $\varphi_{\text{д}}$.

Як видно з рис. 7, ексергетичний ККД $\eta_{\text{ех}}$ при $T_{\text{х}} > T_0$ не дорівнює коефіцієнту термодинамічної ефективності $\eta_{\text{те}}$, тобто відношенню дійсного ($\varphi_{\text{д}}$) та ідеального (цикл Карно в інтервалі температур $T_{\text{тг}}$ і $T_{\text{тх}}$) коефіцієнтів перетворення. Це зумовлено тим, що при визначенні коефіцієнтів перетворення в затратах енергії не враховується ексергія низькопотенційної теплоти. Чим менша різниця ($T_{\text{тх}} - T_0$), тим ближчі значення $\eta_{\text{ех}}$ і $\eta_{\text{те}}$. Зі збільшенням різниці ($T_{\text{тх}} - T_0$) показник $\eta_{\text{те}}$ має все менше значення $\eta_{\text{ех}}$, і, наприклад, при $t_{\text{тг}} = 35^\circ\text{C}$, $t_0 = -2^\circ\text{C}$ – на 12%.

Загальний COP усієї теплонасосної опалювальної системи повинен враховувати втрати при виробництві та передачі приводної енергії. Для парокомпресорного теплового насоса з електроприводом загальний COP усієї системи опалення можна визначити так:

$$\varphi_{\text{заг}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{B \cdot Q_{\text{н}}^p} = \frac{Q_{\text{кор}}}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N_{\text{к}}^{\text{ел}}} \cdot \frac{N_{\text{к}}^{\text{ел}}}{N_{\text{ел}}} \cdot \frac{N_{\text{ел}}}{N} \cdot \frac{N}{B \cdot Q_{\text{н}}^p} = \underbrace{\varphi_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{ем}}}_{\varphi_{\text{тг}}} \cdot \eta_{\text{доо}} \cdot \eta_{\text{леп}} \cdot \eta_{\text{тес}}, \quad (6)$$

де $Q_{\text{кор}} = Q_{6-3}$ (рис. 2, цикл 6) – корисна теплова потужність ТНУ; $\varphi_{\text{д}} = Q_{\text{кор}} / N_i$ – COP реально-го циклу (рис. 2, цикл 6); $\eta_{\text{ем}} = N_i / N_{\text{к}}^{\text{ел}}$ – електромеханічний ККД компресора (добуток ККД електродвигуна і механічного ККД компресора, $\eta_{\text{ем}} = 0,92-0,95$); споживання електроенергії насосами враховується додатковим коефіцієнтом

$$\eta_{\text{доо}} = \frac{N_{\text{к}}^{\text{ел}}}{N_{\text{к}}^{\text{ел}} + N_{\text{н}}^{\text{ел}}} \quad (\text{за даними [3, 5] } \eta_{\text{доо}} = 0,91);$$

електрична енергія підводиться до ТНУ з ККД лінії електропередачі (ЛЕП) $\eta_{\text{леп}} = 0,92-0,95$; $\eta_{\text{тес}}$ – енергетична ефективність виробництва електроенергії ($\eta_{\text{тес}} = 0,36-0,4$); добуток $\varphi_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{ем}} = \varphi_{\text{тг}} = Q_{\text{кор}} / N_{\text{к}}^{\text{ел}}$ – COP теплового насоса по електричній потужності $N_{\text{к}}^{\text{ел}}$. Для попередньої оцінки коефіцієнта перетворення $\varphi_{\text{заг}}$ за відомим значенням $\varphi_{\text{тг}}$ при енергетичній ефективності виробництва і передачі приводної електроенергії $\eta_{\text{ел}} = \eta_{\text{леп}} \cdot \eta_{\text{тес}} = 0,38 \cdot 0,95 = 0,36$; $\eta_{\text{доо}} = 0,91$ отримуємо:

$$\varphi_{\text{заг}} \approx 1/3 \cdot \varphi_{\text{тг}}. \quad (7)$$

Коли корисної теплоти $Q_{\text{кор}}$ виробляється більше, ніж споживається первинної енергії ($B \cdot Q_{\text{н}}^p$), то $\varphi_{\text{заг}} > 1$, при цьому $\varphi_{\text{тг}}$ має бути більшим, ніж 3, а COP реального циклу $\varphi_{\text{д}} > 3,3$.

Альтернативне теплопостачання – опалювальна котельня, для якої COP:

$$\varphi_{\text{ОК}} = \frac{Q_{\text{кор}}}{B_{\text{кот}} \cdot Q_{\text{н}}^p} = \eta_{\text{кот}} \cdot \eta_{\text{ТМ}}, \quad (8)$$

де $\eta_{\text{кот}}$ – енергетична ефективність котельні (ККД); $\eta_{\text{ТМ}}$ – коефіцієнт, який враховує втрати теплоти у теплових мережах. Економія палива, яка може бути отримана в системі теплопостачання з ТНУ в порівнянні з котельнею, визначається залежністю:

$$\frac{\Delta B}{B_{\text{кот}}} = \frac{B_{\text{кот}} - B_{\text{ТНУ}}}{B_{\text{кот}}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon}, \quad (9)$$

в якій ε – коефіцієнт економії палива, що являє собою відношення [3, 7]:

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{\text{заг}}}{\varphi_{\text{кот}}} = \frac{B_{\text{кот}}}{B_{\text{ТНУ}}}.$$

З виразів (6) і (8) випливає:

$$\varepsilon = \frac{\eta_{\text{тес}} \cdot \eta_{\text{леп}} \cdot \eta_{\text{доо}} \cdot \varphi_{\text{тг}}}{\eta_{\text{кот}} \cdot \eta_{\text{ТМ}}}. \quad (10)$$

Залежність $\varepsilon = \varepsilon(\varphi_{\text{тг}}, \eta_{\text{ку}})$ при середніх значеннях коефіцієнтів ефективності $\eta_{\text{тес}} = 0,38$; $\eta_{\text{леп}} = 0,91$; $\eta_{\text{доо}} = 0,91$; $\eta_{\text{ТМ}} = 0,9$ показана на рис. 8.

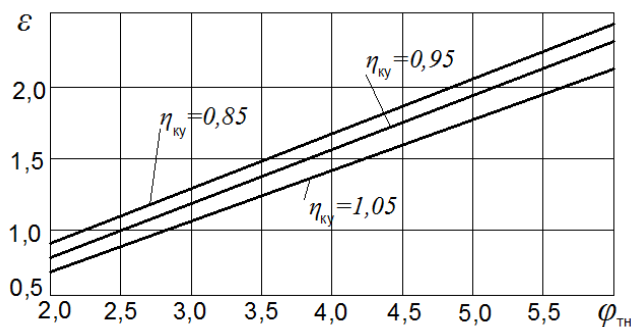


Рис. 8. Залежність коефіцієнта економії палива ε від $\varphi_{\text{тн}}$ та $\eta_{\text{кот}}$.

Опалювальна система з ТНУ вигідніша від котельні за витратою палива при умові, що $\varepsilon > 1$. При цьому у відповідності з (10) виконується нерівність:

$$\varphi_{\text{тн}} > \varphi_{\text{тн}}^{\min} = \frac{\eta_{\text{кот}} \cdot \eta_{\text{тм}}}{\eta_{\text{тес}} \cdot \eta_{\text{леп}} \cdot \eta_{\text{доо}}}, \quad (11)$$

де $\varphi_{\text{тн}}^{\min}$ – граничний коефіцієнт перетворення, при якому система з ТНУ і котельня рівноцінні за витратою палива ($\varepsilon = 1$). На рис. 8 при $\varepsilon = 1$ коефіцієнт перетворення $\varphi_{\text{тн}}^{\min}$ в залежності від $\eta_{\text{кот}}$ дорівнює 2,3; 2,6; 2,9. При прийнятих вище значеннях коефіцієнтів ефективності $\eta_{\text{леп}}$, $\eta_{\text{доо}}$, $\eta_{\text{тм}}$ нерівність (11) для наближених оцінок можна подати у такому вигляді:

$$\varphi_{\text{тн}} > \varphi_{\text{тн}}^{\min} \approx \frac{\eta_{\text{кот}}}{\eta_{\text{тес}}}.$$

Звернемо увагу, що мова йде лише про економію палива. Величина COP сама по собі не здатна дати об'єктивну відповідь про раціональне застосування конкретного теплового насоса. Доцільність застосування ТНУ замість опалювальної котельні визначається техніко-економічними розрахунками, в яких враховується не лише вартість палива, але й вартість ТНУ та опалювальної котельні. Як правило, котельня коштує дешевше. Тому економія первинної енергії в ТНУ в порівнянні з котельнею повинна бути суттєвою. Наприклад, економія палива $\Delta B/B_{\text{кот}} = 0,4$ або 40% вимагає, щоб коефіцієнт економії палива за рівнянням (9) дорівнював: $\varepsilon = 1,7$. При цьому, коли $\eta_{\text{кот}} = 0,95$, то $\varphi_{\text{тн}} \approx 4,5$ (рис. 8), а коефіцієнт перетворення

усієї теплонасосної системи опалення згідно з (7) дорівнює $\varphi_{\text{заг}} = 1,5$.

Зауважимо, що традиційні техніко-економічні розрахунки на основі грошових затрат ненадійні, оскільки залежать від кон'юнктурних випадковостей і нестабільності цін. Об'єктивну та всесторонню оцінку раціональності використання тепlopостачання на базі теплових насосів і встановлення їх переваги в порівнянні з альтернативними системами тепlopостачання здатний дати сучасний термoeкономічний (ексергоeкономічний) аналіз [1].

Висновки. 1. Встановлено зв'язок та відмінність між такими показниками ефективності теплового насоса, як коефіцієнт перетворення COP, ексергетичний ККД і коефіцієнт термодинамічної ефективності $\eta_{\text{те}}$.

2. Показано, що основними причинами зниження ефективності парокомпресорної опалювальної теплонасосної установки, на які можна впливати, є наступні: необоротний теплообмін між гріючим теплоносієм в опалювальному приладі і приміщенням та використання проміжних теплоносіїв.

3. Основний вплив на ефективність ТНУ спричиняє перша необоротність, проте її можна суттєво зменшити при використанні низькоексергетичних опалювальних приладів.

4. Дано рекомендації щодо регулювання відпускнуї корисної теплоти в умовах малої зміни інтервалу температур між гріючим теплоносієм і приміщенням, що характерно для низькоексергетичних ОП.

5. Наведено розрахункові формули, які зручні для інженерних оцінок умов, за яких ТНУ вигідніша від котельні за витратою палива.

1. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия “Негоциант”. – 2006. – 712с.
2. Бродянский В.М., Фраттиер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – Москва: Энергоатомиздат. – 1988. – 288с.
3. Szargut J. Component efficiencies of a vapour-compression heat pump // Exergy. – 2002. – №2. – p.99-104.
4. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Оценка эффективности термодинамических циклов парокомпрессионных холодильных машин и тепловых насосов // Холодильная техника. – 2006. – №3. – с.16-25.

5. *Szargut J.* Partical efficiencies of the vapour-compression refrigerator // *Chlodnictwo*. – 1997. – №6. – p.10-12. (in Polish)
6. *Андрющенко А.И.* Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. – М.: Высшая школа. – 1985. – 319 с.
7. Холодильные машины: Учебн. для втузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек и др. – Ленинград: Энергоиздат. – 1985. – 510с.
8. *Мартьяновский В.С.* Анализ действительных термодинамических циклов. – Энергия. М., 1972. – 216 с.
9. *Бэр Г.Д.* Техническая термодинамика. – Москва: Мир, 1977. – 518с.
10. *Szargut Jan.* Technical thermodynamics // *Wydawnictwo Naukowe*. – Warszawa, 1991. – 543p. (in Polish)
11. *Янтовский Е.И., Пустовалов Ю.В.* Парокомпрессорные теплонасосные установки. – М.: энергоиздат, 1982. – 144 с.
12. Cool Pack – a collection of simulation tools for refrigeration. Turtorial version 1.46 [Electronic resource] / A. Jakobsen, B. Dindler Rasmussen, M. Skovrup, S. Andersen. – Electron. text. data.-Department of Energy Engineering Technical University of Denmark, 2001.-20p.– Mode of access: [www.url: http://chillers.ru/download/programms/CoolPackTutorial.pdf](http://chillers.ru/download/programms/CoolPackTutorial.pdf). – Last access: 2016. – Title from the screen.
13. *Харлампиди Д.Х.* Применение системного подхода при выборе технологической схемы теплонасосной установки // *Інтегровані технології та енергозбереження*. – 2008. – №1. – с.16-24.
14. Low exergy sytems for high-performance buildings and communities. Annex 49 Summary report ECBCS. – Eraunhofer IBP. – 2011. Місце доступу [www.ecbcs.org]

REFERENCES

1. *Moroziuk T.V.* Refrigeration machines and heat pumps theory. — Odessa: Negotsiant, 2006.— 712 s. (in rus.)
2. *Brodyansky V.M., Fratsher V., Michalek K.* Exergy method and its application. - Moscow: Energoatomisdat. - 1988. - 288s. (in rus.)
3. *Szargut J.* Component efficiencies of a vapour-compression heat pump // *Exergy*. – 2002. – №2. – p.99-104.
4. *Kalnin I.M., Fadekov K.N.,* Evaluation of the efficiency of thermodynamic cycles of vapor-compression refrigerating machines and heat pumps // *Kholodilnaya Tekhnika*. – 2006. – №3. – с.16-25. (in rus.)
5. *Szargut J.* Partical efficiencies of the vapour-compression refrigerator // *Chlodnictwo*. – 1997. – №6. – p.10-12. (in Polish)
6. *Andryushchenko A.I.* Fundamentals of thermodynamics cycles of thermal power plants. - М.: Higher School. - 1985. - 319 p. (in rus.)
7. *Chillers. N. Koshkin, I Sakun, E Bambushek etc.* - Ленинград: Energoizdat. - 1985. – 510 p. (in rus.)
8. *Martynovsky V.* Analysis of real thermodynamic cycles. - Energy. М., 1972. - 216 p. (in rus.)

9. *Baer G.* Engineering Thermodynamics. - Moscow: Mir, 1977. - 518s.
10. *Szargut Jan.* Technical thermodynamics // *Wydawnictwo Naukowe*. – Warszawa, 1991. – 543p. (in Polish)
11. *Yantovsky E., Pustovalov Y.* Vapor compression heat pumps. - М.: Energoizdat, 1982. - 144 p. (in rus.)
12. Cool Pack – a collection of simulation tools for refrigeration. Turtorial version 1.46 [Electronic resource] / A. Jakobsen, B. Dindler Rasmussen, M. Skovrup, S. Andersen. – Electron. text. data.-Department of Energy Engineering Technical University of Denmark, 2001.-20p.– Mode of access: [www.url: http://chillers.ru/download/programms/CoolPackTutorial.pdf](http://chillers.ru/download/programms/CoolPackTutorial.pdf). – Last access: 2016. – Title from the screen.
13. *Kharlampidi D.* The use of a systematic approach in the choice of the technological scheme of the heat pump installation // *Integrated technologies and energy efficiency*. - 2008. - №1. - p.16-24. (in rus.)
14. Low exergy sytems for high-performance buildings and communities. Annex 49 Summary report ECBCS. – Eraunhofer IBP. – 2011. Місце доступу [www.ecbcs.org]

П.П.Куделя, канд.техн.наук, **А.С.Соломаха**, канд.техн.наук, **М.Д.Очеретянко** (Национальный технический университет Украины "КПИ", Киев)

Оценка эффективности отопительных тепловых насосов с использованием метода циклов

Рассмотрены такие показатели эффективности энергетических преобразований в тепловом насосе, как коэффициент преобразования COP, эксергетический КПД η_{ex} и коэффициент термодинамической эффективности η_{te} с анализом их особенностей. Влияние отдельных необратимостей на COP оценивается с использованием метода циклов. Проанализированы факторы, влияющие на выбор значений основных рабочих температур теплового насоса (кипения и конденсации рабочего вещества). Получены уравнения для определения COP реального цикла на основе вычислений COP базового цикла (цикла Планка) и с учетом гидродинамических сопротивлений в испарителе и конденсаторе. Получены уравнения для оценки общего COP теплонасосной системы теплоснабжения. Приведены условия, при которых системы с ТНУ выгоднее котельной по расходу топлива. Библ. 14, рис. 8.

Ключевые слова: тепловой насос, метод циклов, коэффициент преобразования, эксергетический КПД, коэффициент термодинамической эффективности.

Kudelya P., Solomakha A., Ocheretyanko M. (National Technical University of Ukraine "KPI", Kyiv)

Evaluation of the efficiency of heat pumps for heating using cycle's method

We consider such characteristics of the efficiency of energy transformations in a heat pump as the coefficient of performance (COP), exergic efficiency η_{ex} and the coefficient of thermodynamic efficiency η_{te} with the analysis of their features. We esti-

mate the influence of separate irreversibilities on the COP by using the «cycle method». We also analyze the factors affecting the choice of values of the main working temperatures of a heat pump (boiling and condensation of the working fluid). As a result, we have obtained equations for determining the COP of an actual cycle based on calculating the COP of a basic cycle (Plank's cycle) with regard for the hydrodynamic resistances in the evaporator and condenser. We have also obtained equations for estimating the common COP of a heat-pump system of heat supply. We present conditions under which heat-pump facilities are more profitable than boiler houses as to fuel consumption. References 14, figures 8.

Keywords: heat pump, the cycle method, coefficient of performance, exergetic efficiency, thermodynamic efficiency.

SYNOPSIS

The exclusion zone of Chernobyl allows for the placement of significant wind and solar power plants. These facilities appear localized in relation to the grid, despite the fact that there is network infrastructure and high-voltage power lines needed for transmission of electricity to the national network. However, the use of renewables often raises questions about the impact on the reliability of the grid. This applies to balance of power consumption, stability of dynamic processes in power systems, frequency control capabilities, and so on. In these processes, the determin-

ing factor is sensitive to current changes in capacity and scope of irregular changes of power generation. Close assessment of "strength" of the network is performed from these factors. The sensitivity to voltage changes of power in the node connecting RES has also been taken into account.

Combining of the different sources of energy used to ensure the stability of generation. Determining the optimal configuration of complex local power system requires mathematical modeling. A common method is simulation, which allows us to predict various possible combinations of data, using indicators such as average values (mathematical expectations), dispersion, allowable rate of change, distribution of probability. This approach takes into account statistics from different time averaging - monthly, daily, current (fixed intervals of a few minutes). Fundamentally important in this presentation is an opportunity to highlight the estimated component in the changing behavior of RES capacity. Timely forecasting and planning (for the current day and a day ahead) of renewable energy allow us to optimize the structure of a combined power and to achieve economically satisfactory results, as well the implementation of environmental requirements and the needs to ensure reliable operation of the network. Multi-objective optimization is preferred because the presence of diverse requirements, and offered mathematical modeling of complex power system is an efficient way to achieve the goal.

Стаття надійшла до редакції 12.10.16

Остаточна версія 27.11.16

Х МІЖНАРОДНА СПЕЦІАЛІЗОВАНА ВИСТАВКА
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ. ВІДНОВЛЮВАНА ЕНЕРГЕТИКА - 2017
 ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ, ОБЛАДНАННЯ, МАТЕРІАЛИ, АЛЬТЕРНАТИВНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

7-9
листопада

ОРГАНІЗАТОР:
 Міжнародний виставковий центр

ЗА ПІДТРИМКИ:
 Міністерства регіонального розвитку, будівництва
 та житлово-комунального господарства України
 Державного агентства з енергоефективності
 та енергозбереження України

Технічний партнер: *RealMedia*

МІЖНАРОДНИЙ ВИСТАВКОВИЙ ЦЕНТР
 Україна, Київ, Броварський пр-т, 15
 М "Лівобережна"
 ☎ +38 044 201-11-66, 206-87-86
 e-mail: energo@iec-expo.com.ua
www.iec-expo.com.ua, www.мвц.укр
www.tech-expo.com.ua