

УДК 620.31

П.П.Куделя, канд.техн.наук (Національний технічний університет України "КПІ", Київ),
С.В.Дубовський, докт.техн.наук, **О.С.Твердохліб** (Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ)

Термодинамічні особливості трансформації теплоти в теплових насосах із тепловим приводом

Дослідження термодинамічного принципу роботи ТН із тепловим приводом у даній роботі ґрунтується на фундаментальному рівні Другого закону термодинаміки. Розглянуто дію ТН за двома різними схемами: об'єднуючою і роз'єднуючою. Встановлено зв'язок та відмінність між такими показниками ефективності як коефіцієнт перетворення Φ (COP), ексергетичний ККД η_{ex} і коефіцієнт термодинамічної ефективності η_{TE} . Оцінено вплив необоротної теплопередачі на η_{ex} і COP.

Ключові слова: тепловий насос, трансформатор теплоти, ексергетичний ККД, коефіцієнт перетворення, коефіцієнт термодинамічної ефективності.

Исследование термодинамического принципа работы ТН с тепловым приводом в данной работе основывается на фундаментальном уровне Второго закона термодинамики. Рассмотрено действие ТН по двум разным схемам: соединительной и разъединительной. Установлена связь и отличие между такими показателями эффективности как коэффициент преобразования Φ (COP), эксергетический КПД η_{ex} и коэффициент термодинамической эффективности η_{TE} . Оценено влияние необратимой теплопередачи η_{ex} и COP.

Ключевые слова: тепловой насос, трансформатор теплоты, эксергетический КПД, коэффициент преобразования, коэффициент термодинамической эффективности.

Вступ. Одним із ефективних заходів щодо економії палива та захисту довкілля є широке застосування теплових насосів (ТН). Окрім компресорних ТН, які приводяться в дію електричною чи механічною енергією, перспективним є використання трансформаторів теплоти (ТТР) для роботи в режимі теплового насоса (опалення, гаряче водопостачання, технологічні потреби). Такі тепловикористовуючі трансформатори теплоти часом називають тепловими насосами з тепловим приводом [1–3]. Перевага таких ТН – можливість використання в якості приводу менш цінної теплової енергії.

Для розуміння особливостей трансформації теплоти в ТН із тепловим приводом і оцінки якості (ефективності) енергетичних перетворень у даній роботі, на відміну від традиційного [4], використовується системний підхід, який ґрунтується в основному на поняттях ексергії та енергії (ексергетичний аналіз) і зводиться до застосування ексергетичного, ентропійного та енергетичного балансів. Вказана інформація недоступна

при використанні інших видів аналізу, наприклад, енергетичного [5].

Технічно ТН із тепловим приводом реалізуються за допомогою абсорбційних установок при наявності хоча б трьох джерел теплоти різного температурного рівня (рис. 1).



Рис. 1. Схема тепловикористовуючого трансформатора теплоти.

Одне з них – приводне, від якого відводиться тепловий потік Q_N , що містить необхідну для приводу установки ексергію. З решти двох одне має більш високу температуру T_B – верхнє джерело, інше – нижчу ($T_H < T_B$). При роботі в

режимі теплового насоса корисний для споживача тепловий потік Q_B віддається верхньому джерелу – теплоприймачу з температурою $T_B > T_H$. Третє джерело (нижнє) може бути як тепловіддавачиком, так і теплоприймачем [1, 2].

Абсорбційні теплові насоси об'єднуючого та роз'єднуючого типів. Рівняння енергетичного балансу ТН у випадку, коли теплота підводиться до робочої речовини ТН від нижнього джерела ($Q_H > 0$), має такий вигляд:

$$Q_H + Q_N + N_{НАС} = |Q_B|. \quad (1)$$

Значення механічної потужності насоса $N_{НАС}$ для перекачування рідини в ТН не перевищує 1-2% від Q_H , тому з достатньою точністю можна припустити, що $N_{НАС} = (0,01...0,02) \cdot Q_H$. У зв'язку з тим, що величина $N_{НАС}$ у порівнянні з Q_H дуже мала, в рівнянні енергобалансу (1) вона, як правило, не враховується [4].

Напрямок обміну тепловим потоком Q_H з нижнім джерелом можна встановити за допомогою Другого закону термодинаміки (рівнянь ентропійного або ексергетичного балансу). При $Q_H > 0$ рівняння ентропійного балансу трансформатора теплоти запишеться так:

$$S(Q_N) + S(Q_H) + S_{НЕОБ} = S(Q_B), \quad (2)$$

де $S_{НЕОБ} > 0$ – потік створеної ентропії внаслідок прояву необоротностей у системі, що розглядається; $S(Q_N) = Q_N / T_N$, $S(Q_H) = Q_H / T_H$, $S(Q_B) = Q_B / T_B$ – потоки ентропії, які переносяться через границю системи з відповідними потоками теплоти [2]. Використовуючи рівняння балансу енергії (1) та нехтуючи значенням $N_{НАС}$, замість (2) дістанемо нерівність:

$$Q_B (1/T_B - 1/T_N) > Q_H (1/T_H - 1/T_N). \quad (3)$$

Умова (3) виконується у двох різних за характером трансформації теплоти випадках:

- $T_H < T_B < T_N$. Оскільки температура верхнього джерела T_B нижча за температуру приводного T_N ($T_B < T_N$) при $T_N > T_H$, то,

відповідно до виразу (3), тепловий потік $Q_H > 0$, тобто теплота відводиться від нижнього джерела; вихідний тепловий потік $|Q_B|$ більший, ніж Q_N ($|Q_B| > Q_N$, $\varphi = (|Q_B| / Q_N) > 1$) на величину Q_H . Тоді згідно з (1) при $N_{НАС} \ll Q_N$ маємо:

$$Q_N + Q_H = Q_B. \quad (4)$$

- $T_H < T_N < T_B$. У цьому випадку з виразу (3) випливає, що $Q_H < 0$, тобто теплота мусить підводитися до нижнього джерела. Частина теплового потоку середнього потенціалу T_N трансформується в тепловий потік $Q_B < Q_N$ ($\varphi = (Q_B / Q_N) < 1$) з більш високим потенціалом ($T_B > T_N$). Звідси отримаємо при $N_{НАС} \ll Q_N$:

$$Q_N - |Q_H| = |Q_B|. \quad (5)$$

Таким чином, за характером трансформації теплоти ТТР при роботі в режимі теплового насоса можуть діяти за двома різними схемами: об'єднуючою і роз'єднуючою [3] (рис. 2).

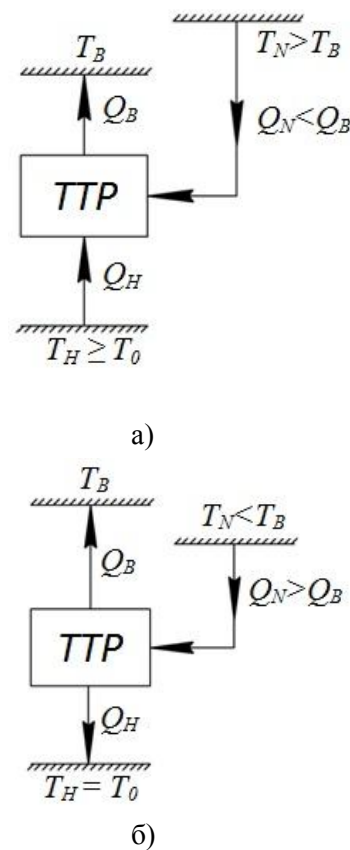


Рис. 2. Температурні рівні джерел теплоти ТТР об'єднуючого (а) і роз'єднуючого (б) типу.

При дії за об'єднуючою схемою (рис. 2а) теплота підводиться до ТН від двох джерел – низького температурного рівня T_H і приводного з більш високим температурним рівнем T_N і відводиться до одного джерела теплоти з деякою середньою температурою T_B ($T_H < T_B < T_N$). Нижчим джерелом теплоти може бути довкілля ($T_H = T_0$) або допоміжне джерело з температурою, трохи вищою за температуру довкілля ($T_H > T_0$): природний резервуар води (річка, озеро), ґрунт, нагріта в сонячному колекторі рідина тощо). Тепловий насос із тепловим приводом об'єднуючого типу називається ще знижувальним [1, 4]. На практиці трансформатори цього типу називають абсорбційними тепловими насосами [1, 5]. При цьому приймається до уваги, що зазвичай у теплових насосах використовується безкоштовна теплота, яка відводиться, як і в компресорних теплових насосах, від довкілля або другого низькопотенціального джерела.

У роз'єднуючій схемі (рис. 2б) потік теплоти Q_N підводиться до ТН від приводного джерела з деякою середньою температурою T_N , а потім розділяється на два потоки – з найнижчою температурою T_H і найвищою T_B ($T_H < T_N < T_B$). Нижнім джерелом може бути лише навколишнє середовище (довкілля) [1]. Оскільки роз'єднуючий ТТР дозволяє одержати теплоту більш високого потенціалу, ніж приводна, то він має ще назву – підвищуючий ТТР [1, 4]. В [3] абсорбційні трансформатори теплоти (роз'єднуючі та об'єднуючі), які працюють у режимі теплового насоса, називаються абсорбційними тепловими насосами.

Для наглядності на рис. 3 показано діаграми потоків енергії, ексергії та анергії для об'єднуючого і роз'єднуючого ТН при необоротному перебігу процесів, коли нижнє джерело – довкілля ($T_H = T_0$). У цьому випадку у відповідності з виразами (4) і (5) рівняння ексергетичного балансу набуває такого вигляду:

$$E[Q_N] = E[Q_B] + \Pi \text{ або}$$

$$Q_N \cdot \tau_N = Q_B \cdot \tau_B + \Pi, \quad (6)$$

де $\tau = 1 - T_0 / T$ – фактор Карно при температурі відповідного джерела теплоти T і температурі довкілля T_0 , а Π – втрата ексергії в системі внаслідок прояву необоротностей. Оскільки $T_H = T_0$ ($\tau_H = 0$), то $E[Q_H] = 0$ і тепловий потік Q_H складається лише з анергії $A = Q_H$. В оборотному процесі $\Pi = 0$ і ексергія приводного потоку $E[Q_N] = Q_N \cdot \tau_N$ дорівнює ексергії корисного теплового потоку $E[Q_B] = Q_B \cdot \tau_B$. За цих умов для мінімального потоку приводної теплоти $[Q_N]_{\min}$, який необхідний для одержання потоку корисної теплоти Q_B при температурі T_B , дістанемо:

$$[Q_N]_{\min} = Q_B \cdot (1 - T_0 / T_B) / (1 - T_0 / T_N).$$

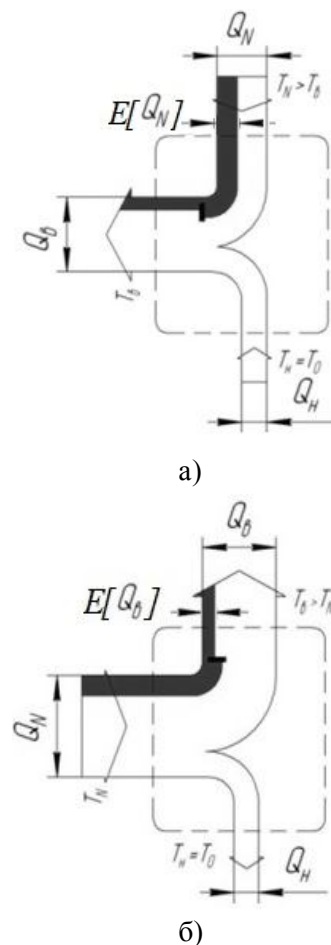
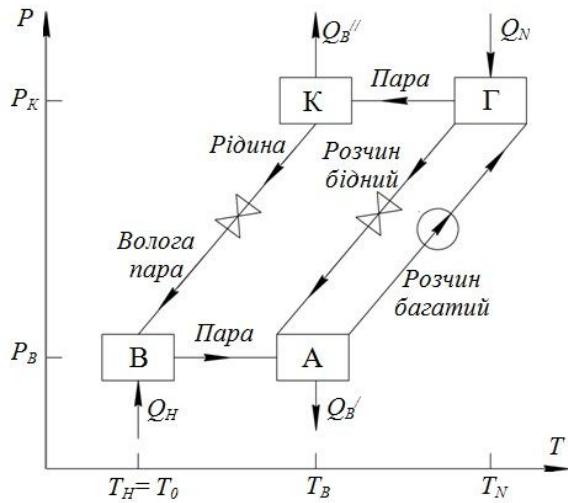
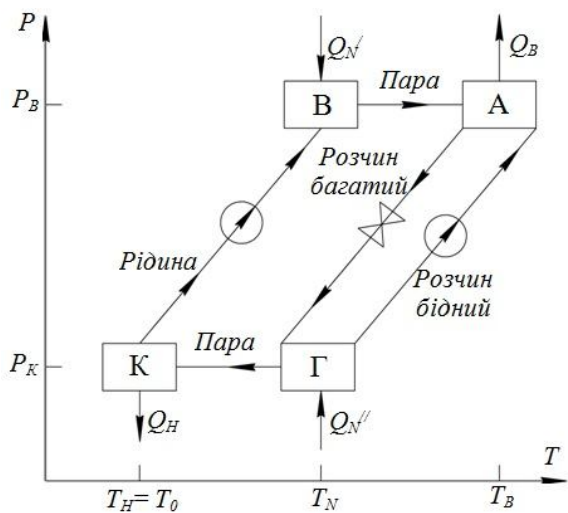


Рис. 3. Діаграми потоків ексергії та анергії: а – об'єднуючий ТН; б – роз'єднуючий ТН.



а)



б)

Рис. 4. Схеми ТН з тепловим приводом: а – об’єднуючий ТН; б – роз’єднуючий ТН; А – абсорбер; В – випарник; К – конденсатор; Г – генератор.

Принципові схеми об’єднуючого і роз’єднуючого ТН [4, 5] можна подати у вигляді, показаному на рис. 4. Звичайний абсорбційний цикл реалізується між чотирма температурними рівнями, які відповідають умовам у генераторі (Г), абсорбері (А), випарнику (В) і конденсаторі (К). Часто температурні рівні у двох елементах співпадають (в об’єднуючому ТН – в абсорбері та конденсаторі; в роз’єднуючому – у випарнику і генераторі), так що для абсорбційного циклу характерні три температурні рівні: T_H , T_B , T_N . Два рівні тиску визначаються тисками в конденсаторі P_K і випарнику P_B . В об’єднуючому ТН

приводна теплота Q_N підводиться в генераторі, а корисна теплота Q_B виробляється в конденсаторі та абсорбері при температурі T_B . Додаткова безкоштовна теплота Q_H підводиться у випарнику. Цикл роз’єднуючого ТН, як видно з рис. 4, протилежний циклу об’єднуючого. Генератор (Г) та випарник (В) обігріваються приводною теплою Q_N , абсорбер натомість виробляє теплоту Q_B при температурі $T_B > T_N$. Частина теплоти, що лишилась від Q_N , відводиться в конденсаторі при $T_H = T_0 < T_N$.

Коефіцієнти ефективності: коефіцієнт перетворення, ексергетичний ККД, термодинамічна ефективність.

Балансові рівняння, які виводяться як з Першого закону термодинаміки (енергетичний баланс), так і з урахуванням вимог Другого закону (ексергетичний баланс), служать основою для оцінки якості (ефективності) енергетичних перетворень. На цих рівняннях базуються такі безрозмірні коефіцієнти ефективності як коефіцієнт перетворення ϕ та ексергетичний ККД η_{ex} . В англійській термодинамічній літературі ексергетичний ККД називається Exergy Efficiency або Carnot Efficiency. На відміну від нього всі коефіцієнти, в яких якість енергії не враховується, називаються Coefficient of Performance (скорочено COP – дослівно коефіцієнт виконання), в нашій літературі – коефіцієнт перетворення (енергії, теплоти) або просто коефіцієнт перетворення [4, 5]. У німецькій термодинамічній літературі величина ϕ термотрансформаторів називається тепловим коефіцієнтом.

Енергетична ефективність циклу ТН з тепловим приводом визначається на основі рівняння енергетичного балансу (1) коефіцієнтом перетворення ϕ (COP), який дорівнює відношенню корисного ефекту (теплого потоку Q_e) до затраченої цінної енергії, яка необхідна для одержання цього ефекту. Затрачений енергетичний потік, крім приводної теплоти Q_N , включає невелику потужність N для приведення в дію насоса рідини. Отже, для коефіцієнта перетворення маємо:

$$\varphi = \frac{Q_B}{Q_N + N_{HAC}}$$

Оскільки $N_{HAC} \ll Q_N$, то приймають, що COP ТН дорівнює:

$$\varphi = \frac{Q_B}{Q_N} < \frac{Q_B}{Q_N + N_{HAC}} \quad (7)$$

Значення COP дає корисну для практики інформацію, показуючи кількісно, скільки за даних умов одержується корисної енергії на одиницю затраченої цінної, тобто як система виконує своє призначення. Саме цю практичну сторону справи точно відображає дослівний переклад COP як коефіцієнта виконання. Разом з тим COP не показує, в якій мірі технічна система близька до теоретично досяжного ідеалу, і чи є можливості для її подальшого поліпшення. Таким чином, COP не дає об'єктивної інформації про термодинамічну досконалість технічної системи. Причина в тому, що у визначенні COP відображається лише Перший закон термодинаміки і не враховується Другий, який характеризує якісну сторону процесів перетворення теплоти [5].

Щоб визначити максимально допустиму за Другим основним законом термодинаміки величину φ , складемо ексергетичний баланс ТН:

$$Q_N \cdot \tau_N + Q_H \cdot \tau_H + N_{HAC} = Q_B \cdot \tau_B + \Pi \quad (8)$$

Величиною N_{HAC} в порівнянні з ексергією приводної теплоти $E[Q_N] = Q_N \cdot \tau_N$ можна знехтувати за умови, що $Q_N \cdot \tau_N \gg N_{HAC}$. Цю нерівність можна також подати у вигляді:

$$Q_N \gg N_{HAC} / \tau_N = Q_{HAC} \quad \text{або} \\ \tau_N \gg \kappa = N_{HAC} / Q_N \quad (9)$$

Уявний тепловий потік $Q_{HAC} = N_{HAC} / \tau_N$ містить стільки ж ексергії, як і потужність насоса N_{HAC} . Згідно з (8) ексергетичний ККД визначається таким співвідношенням:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{корисний ефект}}{\text{затрата}} = \\ = \frac{Q_B \cdot \tau_B}{Q_N \cdot \tau_N + Q_H \cdot \tau_H + N_{HAC}} = \\ = 1 - \frac{\Pi}{Q_N \cdot \tau_N + Q_H \cdot \tau_H + N_{HAC}}$$

Звідси в загальному випадку, коли умова (9) не виконується, одержуємо:

$$\eta_{ex} = \frac{\varphi \cdot \tau_B}{\tau_N + \tau_H (\varphi - 1) + k(1 - \tau_H)} \quad (10)$$

З цього виразу зв'язок між коефіцієнтом перетворення φ та ексергетичним ККД η_{ex} має такий вигляд:

$$\varphi = \frac{(\tau_N - \tau_H) + k(1 - \tau_N)}{\frac{\tau_B}{\eta_{ex}} - \tau_H} \leq \\ \leq \frac{(\tau_N - \tau_H) + k(1 - \tau_N)}{\tau_B - \tau_H} = \varphi^{обор} \quad (11)$$

З (11) випливає, що дійсний коефіцієнт перетворення являє собою функцію двох незалежних факторів: ексергетичного ККД η_{ex} , що відображає ступінь термодинамічної досконалості ТН, і фактора, який залежить від температурного рівня джерел теплоти. Коефіцієнт $1 < \varphi < 1$ безпосередньо не вказує на ступінь термодинамічної досконалості ТН. В залежності від значень температур T_N, T_B, T_H коефіцієнт перетворення φ може бути більшим у менш досконалої системи.

В оборотному трансформаторі теплоти ($\eta_{ex} = 1$) процес розширення робочої речовини протікає не в дросельних вентилях (рис. 4), а в детандерах, робота яких використовується для приводу рідинного насоса [6]. Оскільки при цьому зовнішня робота насоса дорівнює нулю ($N_{HAC} = 0, k = 0$), то для допустимого значення коефіцієнта перетворення $\varphi^{обор}$ (оборотне протікання процесів у ТН $\eta_{ex} = 1$) з рівняння (11) при $k = 0$ отримаємо:

$$\varphi^{обор} = \frac{\tau_N - \tau_H}{\tau_B - \tau_H} = \frac{T_N - T_H}{T_H} \cdot \frac{T_B}{T_B - T_H} \quad (12)$$

Згідно з (12) величина $\varphi^{обор}$ залежить лише від температур джерел теплоти і дорівнює добутку коефіцієнтів перетворення оборотних прямого і зворотного циклів Карно у відповідному інтервалі температур.

Залежність максимального коефіцієнта трансформації $\varphi^{обор}$ для двох типів ТН із тепловим приводом від температур $T_H = T_0, T_N, T_B$ за рівнянням (12) показана на рис. 5. В об'єднуючому ТН $\varphi > 1$ і зростає з підвищенням температури доквілля t_0 . При наявності на виробництві надлишкових теплових ресурсів при температурі 100-120°C, які не знаходять використання для власних потреб підприємства, реально можна одержати воду з температурою 50-70°C для опалення і гарячого водопостачання з коефіцієнтом перетворення $\varphi > 1$ біля 1,5-1,8 [7]. Коли відновлювані енергетичні ресурси (ВЕР) відсутні, то виробництво теплоти Q_N за допомогою спалювання палива термодинамічно невигідне, оскільки вся енергія в Q_N виникає через необоротні процеси з ексергії палива.

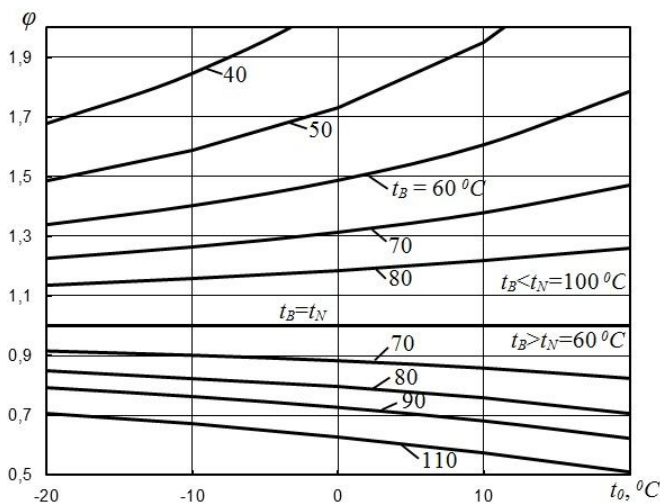


Рис. 5. Максимальний коефіцієнт перетворення φ за рівнянням (12).

Коефіцієнт трансформації теплових насосів, які працюють за роз'єднуючою схемою ($\varphi < 1$), збільшується при зниженні температури доквілля. Ці ТН можуть бути використані для технологічного теплопостачання, опалення будівель і гарячого водопостачання. Наприклад, вони можуть трансформувати потік відпрацьованої теплоти температурного рівня 60-70°C в корисну теплоту з потенціалом 110-120°C при коефіцієнті трансформації 0,4-0,6 [7].

Коли нижнє джерело – доквілля ($\tau_H = 0$), то залежність (11) при $k \neq 0$ набуває такого вигляду:

$$\varphi = \eta_{ex} \cdot \frac{\tau_N}{\tau_B} \left(1 + \frac{k}{\tau_N} \right).$$

Враховуючи, що $\frac{\varphi}{1 + \frac{k}{\tau_N}} = \frac{Q_B}{Q_N + Q_{HAC}} = \bar{\varphi}$,

останнє співвідношення можна подати у такій формі:

$$\bar{\varphi} = \eta_{ex} \cdot \frac{\tau_N}{\tau_B} \leq \frac{\tau_N}{\tau_B} = \frac{T_N - T_0}{T_N} \cdot \frac{T_B}{T_B - T_0} = \bar{\varphi}^{обор}. \quad (13)$$

У загальному виразі для COP $\varphi = Q_B / (Q_N + N_{HAC})$ до теплового потоку Q_N , який складається лише частково з ексергії, додається потік чистої ексергії через N_{HAC} . У співвідношенні для φ , як і для абсорбційних холодильних машин за Ф.Бошняковичем [8], потужність N_{HAC} замінюється на еквівалентний за Другим законом тепловий потік $Q_{HAC} = N_{HAC} / \tau_N$.

Як впливає з виразу (10), при $\tau_H = 0$ ($T_H = T_0$) і $k = 0$ $\eta_{ex} = \varphi / \varphi^{обор}$ аналогічно з (13) – $\eta_{ex} = \bar{\varphi} / \bar{\varphi}^{обор}$ при $k \neq 0$. Отже, відношення двох коефіцієнтів перетворення можна використати для обчислення η_{ex} непрямым способом, проте лише у випадку, коли нижнє джерело – навколишнє середовище ($T_H = T_0$).

Разом з тим, відношення дійсного COP системи до її очікуваного максимального COP (оборотне протікання процесів у ТН) використовується в термодинамічному аналізі при $\tau_H > 0$ ($T_H > T_0$) [4, 9, 10]. Це відношення називається коефіцієнтом термодинамічної ефективності η_{TE} [3] або просто, як у зарубіжних публікаціях – термодинамічна ефективність (thermodynamic efficiency) [9]. В нашій науковій літературі зустрічаються й інші терміни: ступінь термодинамічної досконалості, коефіцієнт (ступінь) оборотності [7, 10]. Останній термін не досить вдалий, оскільки термодинамічні поняття "оборотність" і "необоротність"

суттєво розрізняються за своїм змістом. Різні ступені (коефіцієнти) оборотності в принципі неможливі, тоді як різні ступені необоротності можливі й існують у дійсності [5].

Коефіцієнт термодинамічної ефективності $\eta_{TE} = \varphi / \varphi_{обор}$ при $T_H > T_0$, як випливає з (10), не є еквівалентним ексергетичній ефективності η_{ex} , оскільки $\eta_{ex} \neq \varphi / \varphi_{обор}$. Скоріше він показує, як система виконує своє призначення в порівнянні з ідеальними умовами, тобто точно визначає величину можливого удосконалення ТН. На відміну від ексергетичного ККД η_{ex} , коефіцієнт термодинамічної ефективності η_{TE} не залежить від температури навколишнього середовища T_0 , окрім випадку, коли це середовище використовується як нижнє джерело теплоти [9].

Вплив необоротної теплопередачі на η_{ex} і COP. Наближений аналіз впливу необоротного теплообміну на ексергетичний ККД η_{ex} і COP ТН можна виконати на підставі рівнянь (12) або (13) при $T_H = T_0$ [1, 4]. Температура робочої речовини при наявності необоротностей у процесах теплообміну (кінцева різниця температур ΔT між джерелами теплоти і робочою речовиною) у відповідності зі схемами рис. 2 визначається наступним чином:

$T_B + \Delta T; T_N - \Delta T; T_0 + \Delta T$ – роз'єднуючий ТН;
 $T_B + \Delta T; T_N - \Delta T; T_0 - \Delta T$ – об'єднуючий ТН.

Тоді при зовнішньо-необоротному протіканні процесів у ТН згідно з (12) при $T_H = T_0$ маємо:

об'єднуючий ТН:

$$\varphi_{необр}^{\bullet} = \frac{(T_N - T_0) \cdot (T_B + \Delta T)}{(T_N - \Delta T) \cdot (T_B - T_0 + 2 \cdot \Delta T)} > 1, \quad (14)$$

роз'єднуючий ТН:

$$\varphi_{необр}^{\circ} = \frac{(T_N - T_0 - 2 \cdot \Delta T) \cdot (T_B + \Delta T) \cdot T_N}{(T_N - \Delta T) \cdot (T_N - T_0) \cdot T_B} < 1. \quad (15)$$

Оскільки процес відбувається при $T_H = T_0$, то $\eta_{ex} = \varphi / \varphi_{обор}$, де $\varphi_{обор}$ визначається співвідношенням (12). Результати розрахунків наведені на рис. 6 і 7. Рис. 6а показує вплив ΔT і T_B на η_{ex} , φ ТН об'єднуючого типу ($\varphi > 1$ завжди) при

$T_N = 393 K$ і $T_0 = 293 K$. При підвищенні температури T_B в умовах $\Delta T = const$ ексергетичний ККД η_{ex} зростає, але енергетичний ефект, який виражається відношенням $\varphi = Q_B / Q_N$, стає меншим. В діапазоні корисного використання об'єднуючого ТН $\varphi > 1$ для η_{ex} за рівнянням (10) при $T_H = T_0$ і $k = 0$ має місце обмеження:

$$\eta_{ex} > \frac{T_B - T_0}{T_B} \cdot \frac{T_N}{T_N - T_0}.$$

При зниженні температури зовнішнього середовища T_0 в умовах $\Delta T = const$ при заданих $T_N, T_0 = const$ (рис. 6б) η_{ex} зростає, а φ дещо зменшується.

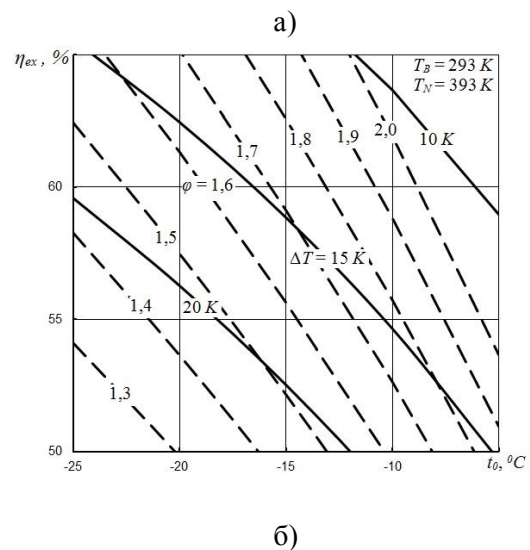
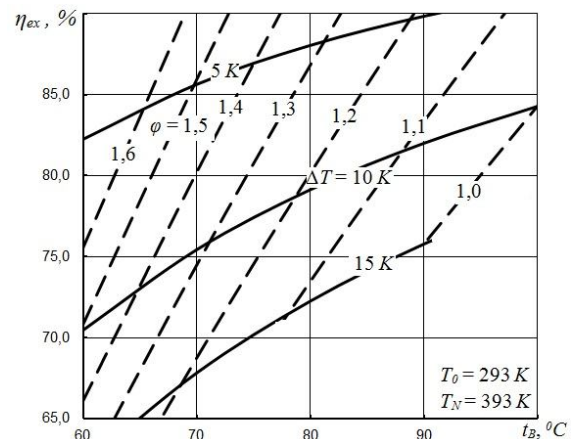


Рис. 6. Вплив необоротної теплопередачі (ΔT) на η_{ex} та φ ТН об'єднуючого типу при: а) $T_N, T_0 = const$ і $T_B = var$; б) $T_N, T_B = const$ і $T_0 = var$.

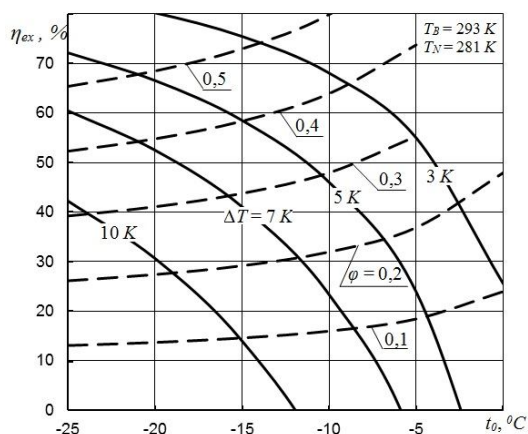


Рис. 7. Вплив необоротної теплопередачі (ΔT) на η_{ex} та φ ТН роз'єднуючого типу при $T_N, T_B = const$ і $T_0 = var$.

На рис. 7 показано вплив ΔT на η_{ex} і φ ТН розділяючого типу ($\varphi < 1$ завжди) при $T_N, T_B = const$ і $T_0 = var$. Джерело приводної теплоти – ґрунтові води ($t_H = 8^{\circ}C$). Такий ТН можна використати як пікове джерело опалення будинку при дуже низькій температурі довкілля [1]. У якості приводного теплового джерела можна використати навіть воду, яка знаходиться під шаром льоду ($t_H = 4^{\circ}C$) [1]. При постійній площі приводного теплообмінника і $\Delta T = const$ (тоді $Q_N \approx const$) коефіцієнт φ , а отже і корисна теплота Q_B , збільшується при зниженні температури навколишнього середовища T_0 . Цей ефект є бажаним, оскільки зі зниженням температури довкілля корисна теплота Q_B , яка необхідна для опалення, збільшується. ТН цього типу майже не має експлуатаційних витрат, крім незначної вартості енергії на привід насоса [1].

Дійсні значення η_{ex} і φ будуть дещо меншими за одержані нами, оскільки, крім необоротного теплообміну, в абсорбційній установці

проявляються й інші необоротності.

Висновки. Термодинамічний аналіз тепло-використовуючих теплових насосів з використанням вимог Другого закону термодинаміки (ексергетичний підхід) дозволяє:

- зрозуміти особливості трансформації теплоти в ТТР;
- найбільш просто і наглядно провести оцінку їх термодинамічної досконалості;
- визначити такі показники ефективності, як ексергетичний ККД η_{ex} , коефіцієнт термодинамічної ефективності η_{TE} ;
- встановити зв'язок та відмінність між показниками η_{ex} , η_{TE} і коефіцієнтом перетворення енергії COP.

1. Szargut J. and Morris D.R., Steward F.R. Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes. Hemisphere Publ, corp., 1988, New York. –333 p
2. Szargut J. Technical thermodynamics, III Ed.(in Polish), Wydawnictwo Politechniki Slaskiej, Gliwice, 2000. – 677 p.
3. Андрущенко А.Н. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: – М.: "Высшая школа", 1985. – 319 с.
4. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия "Негоциант", 2006. – 712 с.
5. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
6. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320с.
7. Кошкин Н.Н., и др. Холодильные машины. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
8. Bosnjakovic F. Technische Thermodynamik. II. Teil, 3: Auff. Dresden: Th. Steinkopff 1960.
9. Szargut J. Component efficiencies of a vapour-compression heat pump // Exergy. – 2002. – №2. – P. 99–104.
10. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.