

Команда ТУ виконується замиканням контактів реле блока ТУ-Р.

Кількість команд ТУ – ввімкн. і ТУ – вимкн. – 15 кожного з можливістю їх нарощення до 45 (модуль нарощення – 15).

Кожний із сигналів однойменної команди ТУ видається замиканням нормально розімкнутих контактів реле:

- комутована напруга – не більше 250 В;
- струм комутації – не більше 10 А;
- характер навантаження – активноіндуктивний*.

УДК 621.311:502.5

П.Є. Яковчук, В.Б. Цяпа*, В.І. Комаров, Б.І. Крохмальний**
Національний університет “Львівська політехніка”
кафедра ОП,
*кафедра ЕАП,
** кафедра ЕМА

ТЕПЛОВИЙ НАСОС ЯК ЕЛЕМЕНТ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

© Яковчук П.Є., Цяпа В.Б., Комаров В.І., Крохмальний Б.І., 2008

Проаналізовано ефективність роботи теплових насосів з приводами різного типу і за різних галузей застосування. Показано високу ефективність збереження первинних енергоносіїв для виконання завдань опалення та гарячого водопостачання під час застосування теплових насосів. максимальний економічний ефект спостерігається використання у разі привід для теплового насоса поршневого газового двигуна.

Efficiency of work of heat-pumps is analyzed with the occasions of different type and at different industries of application. High efficiency of maintenances of primary power mediums is rotined for the performance of objectives of heating and hot water-supply at application of heat-pumps. a maximal economic effect takes place at the use in the internalss of electromechanic for the heat-pump of gas reciprocator.

Постановка проблеми. Важливе місце в паливно-енергетичному балансі (ПЕБ) країни, зокрема міст і інших населених пунктів займає низькотемпературне тепло. Переважно його витрачають на комунально-побутові потреби промислових підприємств, житлового сектора та комунально-побутової сфери. На опалення і гаряче водопостачання витрачається близько 30 % палива, до того ж понад 45 % теплоспоживання покривають за допомогою ТЕЦ, великих районних і виробничих котелень, експлуатація яких є неефективною.

За цих умов, а також у зв'язку зі зростанням вартості палива і його дефіцитом, усе важливішим стає залучення вторинних ресурсів до ПЕБ. У промисловості досягнуто певних успіхів в утилізації високотемпературних вторинних енергоносіїв (ВЕР) – рідин з температурою понад 150 °С і газів з температурою більше 150–200 °С. Натомість практично не реалізується утилізація низькопотенційної теплоти. Водночас у загальному об'ємі ВЕР низькотемпературні джерела за теплою становлять близько 50 %.

* Автоматизована система диспетчерського керування (АСДК) “Стріла”. Технічний опис і інструкція по експлуатації. Тернопільське КБ “Стріла”. 46023, м. Тернопіль, вул. 15 квітня, 6.

У зв'язку з наведеним особливу увагу привертають теплові насоси, які завдяки витраті невеликої кількості первинної енергії дають змогу підвищити потенціал тепла зазначених низькотемпературних джерел до необхідного рівня.

Аналіз останніх досліджень. Перший тепловий насос розробив Вільям Томсон у 1852 році і назвав його помножувачем тепла [1, 2]. Теплові насоси (підвищувальні термотрансформатори) – це пристрої, які сприймають теплоту довкілля для подальшого ж передавання її тілу з вищою температурою. Отже, тепловий насос – це пристрій, який дає змогу передати теплоту від холоднішого тіла до більше нагрітого, використавши додаткову енергію. Застосування теплових насосів є одним з важливих шляхів утилізації теплоти вторинних енергетичних ресурсів.

Теплота низького потенціалу є продуктом технічної діяльності, до того ж чим нижчий її температурний рівень, тим більше цієї теплоти безповоротно втрачається, розсіваючись у довкілля. Прикладом носіїв такої теплоти може слугувати нагріте повітря із систем вентиляції та кондиціювання, або теплі побутові і промислові стічні води, що мають температуру приблизно 20–40 °С. Тому важливим є аналіз різних конструкцій теплових насосів і знаходження оптимальних рішень та галузей застосування [3].

Задачі досліджень. Метою роботи є аналіз та систематизування різних конструкцій теплових насосів і розроблення рекомендації для їх ефективного застосування у різних галузях промисловості та комунального господарства.

Виклад основного матеріалу. Головна сфера застосування теплових насосів – це нагрівання теплоносія для систем опалення, вентиляції й гарячого водопостачання будівель. Проте їх можна використовувати і для технологічних цілей.

Теплові насоси розрізняють за способом перетворення теплоти. Типи теплових насосів, підрозділяють на парокомпресійні, газокомпресійні, сорбційні, пароежекторні й термоелектричні.

Інший вид класифікації теплових насосів ґрунтується на типі джерел енергії, що використовують для приводу насоса. Часто теплові насоси розділяють за видом робочого агента (фреонові, аміачні, повітряні тощо) і типом теплоносія, які віддають і сприймають теплоту (повітря – повітря, вода – повітря, вода – вода тощо) [4, 5].

Найбільшого поширення набули парокомпресійні теплові насоси, де як робочий агент використовується фреон або його суміш.

Теплонасосні установки (ТНУ) широко застосовуються у США, Японії, Канаді, Франції, Швеції та в інших розвинених країнах. Зарубіжні ТНУ переважно спрямовано на теплопостачання і кондиціювання індивідуальних споживачів. Так, продаж теплонасосних кондиціонерів у США останніми роками підтримується на рівні близько 1 млн штук щороку. В Японії продаж ТНУ сягнув понад 1,5 млн. штук. Загальна кількість ТНУ у світі до 2001 року перевищила 25 млн.

ТНУ застосовують і як великі установки централізованого теплопостачання. У Швеції експлуатуються найбільші в світі теплонасосні станції (ТНС) потужністю від 40 до 120 тис. кВт. Сумарна потужність ТНС у Стокгольмі досягає 500 тис. кВт. У розвинених державах ТНУ випускають серійно і мають термін окупності 2–4 роки, одночасно виконують дослідження щодо їх вдосконалення. Так, у США річні витрати на ці роботи перевищують 100 млн доларів.

Отже, у всіх країнах СНД і також в Україні існує серйозне відставання у питаннях дослідження і практичного впровадження теплонасосної техніки.

Теорія теплових насосів дає змогу оцінити обмеження можливостей теплових насосів, оскільки ці обмеження накладаються не тільки технічними проблемами, але також і законами природи. Параметри, що визначають термодинамічний стан: температура, тиск, питомий об'єм, ентальпія і ентропія.

У 1824 р. Карно вперше використав термодинамічний цикл для опису процесу, і цей цикл залишається фундаментальною основою для порівняння з ним і оцінювання ефективності теплових насосів.

Тепловий насос можна розглядати як обернену теплову машину. Теплова машина одержує тепло від високотемпературного джерела і скидає його за низької температури, віддаючи корисну

роботу. Тепловий насос вимагає витрати роботи для отримання тепла за низької температури і віддачі його за вищої (рис. 1).

Можна легко показати, що якщо обидві ці машини обернені (термодинамічні процеси не містять втрат тепла або роботи), то існує кінцева межа ефективності кожної з них, і в обох випадках це є відношення Q_H/W , де Q_H – теплопродуктивність за високою температурою, W – потужність приводу.

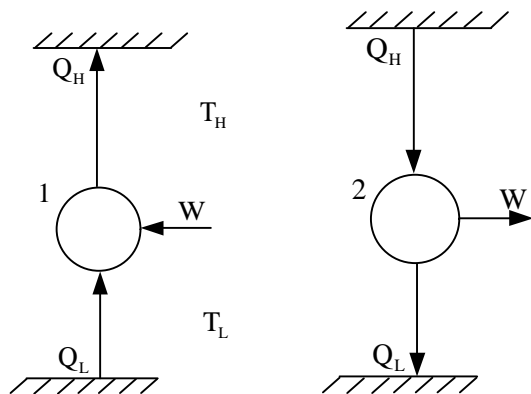


Рис. 1. Термодинамічна схема теплового насоса і теплового двигуна:
1 – тепловий насос; 2 – тепловий двигун;
 T_H – висока температура; T_L – низька температура

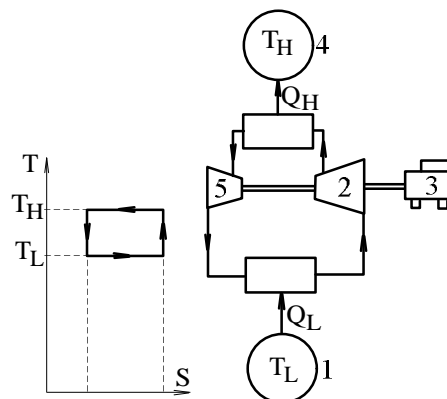


Рис. 2. Ідеальний теплонасосний цикл Карно:
1 – джерело тепла; 2 – компресор;
3 – привідний двигун; 4 – споживач тепла;
5 – розширювальна машина.

Це відношення дуже важливе. У разі теплової машини воно записується у вигляді Q/W_H і називається термічним ККД, а для теплового насоса воно записується у вигляді Q_H/W і називається коефіцієнтом перетворення (КОП). Його необхідно відрізнити від аналогічного відношення Q_L/W , вживаного в холодильній техніці і званого надалі $КОП_{охол}$. Оскільки $Q_H = W + Q_L$ виходить $КОП_{охол} = КОП - 1$. Цикл Карно на рис. 2 показує робочий процес ідеальної теплової машини. Стрілки показують напрям процесу для теплового насоса. Тепло ізохормічно підводиться за температури T_L і ізохормічно відводиться за температури T_H . Стиснення і розширення виконують при постійній ентропії, а робота підводиться від зовнішнього двигуна. Використовуючи визначення ентропії і закони термодинаміки, можна показати, що коефіцієнт перетворення для циклу Карно має вигляд

$$КОП = T_L / (T_H - T_L) + 1 = T_L / (T_H - T_L).$$

Найбільш поширеними і технічно досконалими сьогодні є теплові насоси з механічною компресією робочого тіла (газ, пара, повітря) [3].

З метою наближення до простого циклу Карно, а фактично це означає – з метою створення практично корисного теплового насоса, необхідно прагнути до підведення тепла за умов, близьких до ізохормічних. Для цього підбираються робочі тіла, що змінюють агрегатний стан за необхідних температур і тисків. Вони поглинають тепло під час випаровування і віддають під час конденсації. Ці процеси утворюють ізохори циклу. Цикл з механічною компресією пари і його зображення на $T-S$ (температура – ентропія) діаграмі показані на рис. 3.

Розглянемо цикл тільки з сухою компресією пари і розширенням в дросельному клапані. Цей клапан є або регульованим соплом або отвором, або капілярною трубкою. Вибір між ними визначається вимогами в регулюванні. Відсутність розширювальної машини в циклі означає, що деяка кількість корисної роботи втрачається і КОП зменшується. Процес розширення в соплі незворотний, він показаний пунктиром на $T-S$ -діаграмі (рис. 3). Звичайно він розглядається як адиабатичний, тобто такий, що відбувається без підведення або відведення тепла у разі розширення робочого тіла.

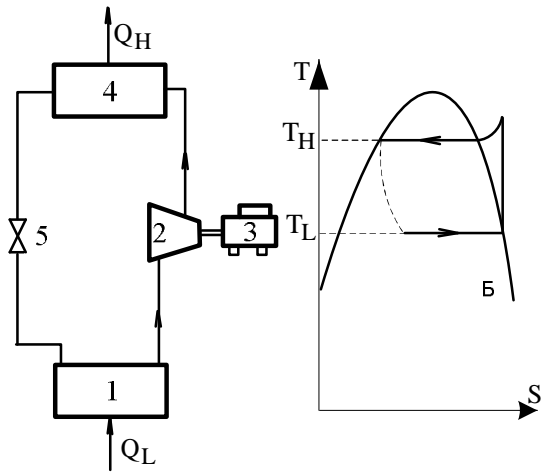


Рис. 3. Парокомпресійний цикл:
 1 – випаровувач; 2 – компресор; 3 – привідний двигун;
 4 – конденсатор; 5 – дросельний клапан;
 б – погранична крива.

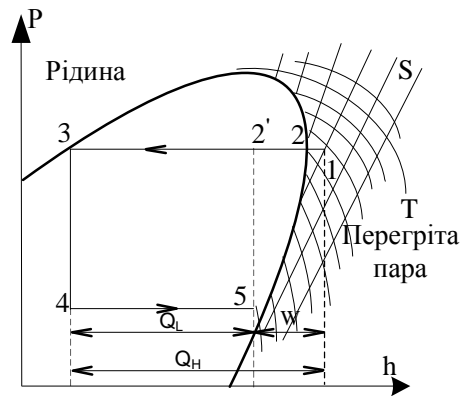


Рис. 4. Ідеальний парокомпресійний цикл

Тепер розглянемо цикл іншим способом за допомогою вживаної на практиці для парокомпресійних циклів діаграми тиск – питома ентальпія ($p-h$), що показано на рис. 4.

Тут стиснуте робоче тіло під високим тиском покидає компресор в точці 1. Оскільки на вхід в компресор надходила тільки суха пара і завдяки нахилу ліній постійної ентропії, в точці 1 пара перегріта. Перш ніж пара почне конденсуватися в точці 2, її потрібно охолодити за постійного тиску. Між точками 2 і 3 відбувається конденсація за постійної температури. Звідси очевидно, що теплообмінний апарат, в якому відбувається конденсація (конденсатор), завжди повинен бути розрахований на прийом перегрітої пари. Адіабатичне розширення показано на $p-h$ -діаграмі вертикальною прямою 3–4, і в цьому одна з причин зручності такої діаграми. Для розрахунку циклу необхідно знати стан робочого тіла тільки на вході в компресор і виході з нього. Випаровування відбувається за постійного тиску і температури між точками 4 і 5. Суміш, яка входить у випарник, містить значну частину пари, іноді до 50% за масою, і ця частина робочого тіла вже не бере участі в випаровуванні і поглинанні тепла. Між точками 5 і 1 відбувається ізоентропійне стиснення сухої пари. На практиці його реалізувати не можна, але тут ми розглядаємо ідеалізований цикл. Його ефективність менша, ніж у циклу Карно внаслідок безповоротності розширення.

Є друга перевага $p-h$ -діаграми. Оскільки на горизонтальній осі відкладається ентальпія, вона допускає прямий відлік Q_H , Q_L і W . Діаграма дозволяє відразу оцінити значення КОП. Для отримання високого КОП значення Q_H повинно бути велике, а W (робота стиснення) повинна бути мала. Придатність того або іншого робочого тіла можна швидко оцінити відповідно до його $p-h$ -діаграми [2].

Розглянемо типові величини, характерні для теплового насоса, який використовується з метою відновлення тепла. Можливі показники реального циклу зв'язані з показниками циклу Карно. Нехай існує виробництво, в якому використовується промивна вода. Воду помістити в бак за температури 65°C і після використання її скидають за температури 35°C . Призначення теплового насоса полягає у відновленні тепла скидної води і використання його для підтримки температури водяного бака. Максимальний КОП за Карно

$$\text{КОП}_K = T_L / (T_H - T_L) + 1 = (273 + 35) / (65 - 35) + 1 = 11,3.$$

Тепер розрахуємо, що можна отримати на практиці. Спочатку потрібно вибрати температури випаровування і конденсації. Вони залежать від розміру теплообмінників, які пропонується встановити. Як типові значення можна прийняти $T_H = 35^\circ \text{C}$ і $T_L = 75^\circ \text{C}$. Відмітимо, що у випаровувачі потрібна велика різниця температур, тому що вода, яка скидається, повинна бути охолоджена від 35°C до, наприклад, 20°C , з метою отримати корисне тепло.

Прийmemo як робоче тіло холодоагент R12, а його p-h-діаграма показана на рис. 5.

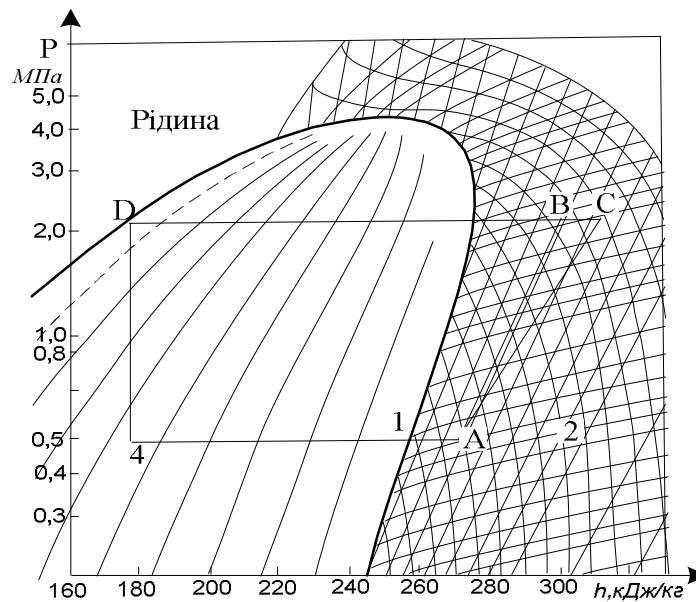


Рис. 5. Парокомпресійний цикл на холодоагенті R12:
1 – лінія насичення; 2 – ізотерми

Робочий цикл починається із стискання. Прийmemo необхідне перегрівання пари на вході компресора 20°З і позначимо його стан точкою А. Її знаходимо продовженням лінії постійного тиску, відповідної випаровуванню при 15°З (0,49 МПа) до перетину з ізотермою 35°С . У точці А питома ентальпія дорівнює 271 кДж/кг. Провівши по ізентропі лінію до перетину з ізобарою 2,1 МПа, яка відповідає температурі конденсації 75°С , одержуємо умови на виході ізотропічного компресора в точці В з питомою ентальпією 300 кДж/кг. Дійсні умови на виході з компресора в точці С розраховуються за допомогою ізотропічного ККД:

$$\eta = (h_B - h_A) / (h_C - h_A),$$

І, як наслідок, при $h = 0,7$, $h_C = 312$ кДж/кг і точка 3 наноситься на графік рис. 5.

Зміну ентальпії в конденсаторі і відповідну точку D при $h_D = 177$ кДж/кг знаходимо по перетину ізобари конденсації з лівою прикордонною кривою, нехтуючи при тому спадом тиску під час теплообміну.

Для реального циклу $\text{КОП} = (h_C - h_D) / (h_C - h_A) = (312 - 177) / (312 - 217) = 3,29$.

Крім того, потрібно пригадати про механічне КПД компресора, який зажадає витрати додаткової роботи. Повний $\text{КОП} = 3,29 \cdot 0,95 = 3,13$.

Результати порівняльного аналізу різного типу теплових насосів зводимо у таблицю.

Порівняльні характеристики теплових насосів

№ з/п	Тип теплового насоса	Коефіцієнт перетворення
1	Ідеальний цикл Карно	11,3
2	Цикл Карно з урахуванням втрат у теплообмінниках	4,8
3	Цикл з урахуванням термодинамічних втрат	3,3
4	Цикл з урахуванням механічних втрат	3,1

Як бачимо, на величину КОП значний вплив мають різного типу втрати, а отже, якість виготовлення технологічного обладнання. Тому для збільшення величини КОП необхідно під час проектування забезпечувати оптимальний характер, який дає лінія втрат за цього температурного режиму.

Коефіцієнт перетворення тепла не є коефіцієнтом корисної дії теплонасосної установки [6,7]. Відомо, що якість виду енергії залежить від його здатності перетворюватися на інший вид енергії. Якщо механічна робота в ідеальному процесі може бути цілком перетворена на інший вид енергії, то теплота навіть в ідеальному процесі лише частково обертається на механічну роботу. Міру перетворення теплоти в роботу характеризує працездатність або ексергія теплоти. Ексергія – це максимальна робота, яку може виконати термодинамічна система у разі переходу з існуючого в цей момент стану до стану рівноваги з навколишнім середовищем.

Термодинамічна досконалість теплового насоса визначається його ексергетичним ККД, який можна обчислити так:

$$\eta_e = \frac{Q_B \omega}{N},$$

де Q_B – теплопродуктивність, N – потужність, яка витрачається приводом.

Тут ω – температурна функція або коефіцієнт працездатності теплоти, що визначається як термічний ККД циклу Карно між температурами T_1 , і T_2 (температурою довкілля)

$$\omega = \frac{T_2 - T_{oc}}{T_2}.$$

Як бачимо, ексергетичний ККД теплонасосної установки завжди менший від одиниці.

Приблизна залежність коефіцієнта перетворення теплоти від температури показана на рис.6. За малої різниці температур у випарнику й конденсаторі коефіцієнт перетворення може досягати великих значень. На практиці за сучасного рівня цін на устаткування та енергоносії рекомендують застосовувати теплові насоси з коефіцієнтом перетворення не нижче 2,5.

Питома вартість теплових насосів, що їх випускають у Росії, для потужностей від 100 до 10000 кВт становить 200–250 дол. США за 1 кВт установленної теплової потужності (а також монтаж). Вартість теплових насосів, що їх випускають зарубіжні фірми, є трохи вищою. Необхідно очікувати, що зі збільшенням кількості вітчизняних виробників питома вартість теплових насосів знижуватиметься.

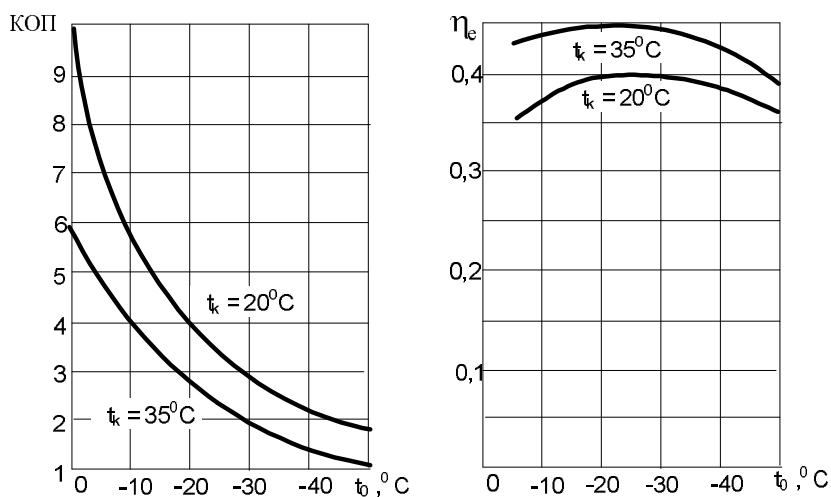


Рис. 6. Залежність коефіцієнта перетворення (а) та ексергетичного ККД (б) від температур конденсації (t_k) й випаровування

Висновки. Теплонасосні установки (ТНУ) і теплонасосні станції (ТНС) сприяють вирішенню проблем економії палива й енергії, заміщенню органічного палива ядерною енергією, прискоренню електрифікації та підвищенню ефективності тепло- й холодопостачання промислових підприємств і комунально-побутової сфери.

Розрахунки свідчать, що у разі впровадження ТНУ в системи теплопостачання можна досягти економії в 20–70 %. В екологічному аспекті позитивне ТНУ полягає у відсутності горіння і

супутнього забруднення атмосфери і в утилізації теплових відходів виробництв, що є важливим напрямом захисту довкілля від теплового забруднення.

Аналіз свідчить, що під час використання технології теплових насосів, важливе значення має зменшення втрат у самих машинах, оскільки це істотно збільшує коефіцієнт перетворення підведеної потужності у теплопродуктивність.

Теплові насоси в промислово розвинутих країнах широко використовують для теплохолодопостачання в технологічних процесах, для опалення і гарячого водопостачання.

1. Яковчук П., Лозбін В., Гащук П. та ін. МікроТЕЦ як засіб оптимізації систем енергопостачання. – Львів, 2000. 2. Рей Д., Накмайкл Д. Тепловые насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 218 с. 3. Малярєнко В.А., Лисак Л.В. Энергетика довкілля, енергозбереження. – Харків.: Рубікон, 2004. – 360 с. 4. Яковчук П.Є., Пашук А.В., Лазорик М.П. Перспективи неелектричного приводу // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2005. – № 544. – С. 173–176. 5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – С. 399–402. 6. Котырло Г.К., Лобунец Ю.Н. Расчет и конструирование термоэлектрических генераторов и тепловых насосов: Справочник. – К.: Наук. думка, 1980. 7. Янтовский Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. – М., 1989.