

УДК 621.577: 620.92

ТЕПЛОВІ НАСОСИ – ШЛЯХ ДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІТРОТЕПЛОВИХ УСТАНОВОК

Жарков В.Я., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-31-59

Анотація – показані можливості теплових насосів для підвищення ефективності використання вітрової енергії.

Ключові слова – енергія, теплові насоси, робоче тіло, цикл Карно.

Постановка проблеми. На опалення і гаряче постачання витрачається близько третини палива. Разом з тим американські вчені вважають, що витрачати високоякісну електричну енергію на отримання низькопотенційної теплоти протирічить здоровому глузду. Низькопотенційну теплоту необхідно отримувати від відновлюваних і нетрадиційних джерел енергії (ВНДЕ) – за рахунок енергії Сонця, вітру, біомаси тощо. Державна цільова економічна програма енергоефективності на 2010—2015 роки передбачає «зменшення частки природного газу та нафтопродуктів, заміщення їх іншими видами енергетичних ресурсів, насамперед отриманими з альтернативних джерел енергії, та вторинними енергетичними ресурсами» [1]. Зокрема, для теплопостачання фермерських і селянських господарств можуть використовуватися розроблені і запатентовані в ТДАТУ вітротеплові установки, що безпосередньо перетворюють енергію вітру в теплову енергію [2]. У зв'язку з наведеним особливу увагу привертають теплові насоси (ТН), які за рахунок незначної первинної енергії дають змогу підвищити потенціал низькотемпературних джерел до необхідного рівня [3].

Аналіз останніх досліджень. Теплові насоси, як буде показано далі, є хорошими енергозберігаючими пристроями: вироблювана ними екологічно чиста енергія приблизно в 1,5 рази дешевше енергії, одержуваної від спалювання газу, в 3 - 4 рази дешевше електроенергії, а термін служби таких насосів (практично не вимагають технічного обслуговування, а лише періодичної профілактики) становить 15 - 25 років [2-4].

Ці переваги теплових насосів отримали належну оцінку у промислово розвинених країнах світу, де в даний час кількість теплових насосів, що знаходяться в експлуатації, перевищила 30 млн. За про-

гнозами Світового енергетичного комітету, частка систем опалення з використанням ТН, які є найбільш поширеними в світовому теплопостачанні, до 2020 р. зросте до 75%.

Перший тепловий насос розробив англійський фізик Вільям Томсон у 1852 році і назвав його помножувачем тепла [5]. Теплові насоси (підвищувальні термотрансформатори) – це пристрої, які сприймають теплоту довкілля для подальшого передавання її тілу з вищою температурою. Характерною рисою ТН є те, що він не виробляє тепло, а переносить його з низького рівня на високий. Отже, тепловий насос – це пристрій, який дає змогу передати теплоту від холоднішого тіла до більш нагрітого, використавши додаткову енергію.

Прикладом носіїв такої теплоти може слугувати нагріте повітря із систем вентиляції та кондиціонування, або теплі побутові і промислові стічні води, що мають температуру приблизно 20–40°C. Тому важливим є аналіз різних конструкцій теплових насосів і знаходження оптимальних рішень та галузей застосування [3].

Формулювання мети статті. Метою роботи є аналіз та систематизування різних конструкцій теплових насосів для їх поєднання з вітротепловими установками з метою підвищення ефективності останніх.

Основна частина. Головна сфера застосування теплових насосів – це нагрівання теплоносія для систем опалення й гарячого водопостачання будівель.

Теплові насоси розрізняють за способом перетворення теплоти. Типи теплових насосів, підрозділяють на парокомпресійні, газокompресійні, сорбційні, пароежекторні й термоелектричні. Часто теплові насоси розділяють за видом робочого агента (фреонові, аміачні, повітряні тощо) і типом теплоносіїв, які віддають і сприймають теплоту (повітря – повітря, вода – повітря, вода – вода тощо) [3-5]. Найбільшого поширення набули парокомпресійні теплові насоси, де як робочий агент використовується фреон або його суміш [3,4].

Принцип дії ТН базується на реалізації зворотного термодинамічного циклу [5]. У ТН робочий агент здійснює зворотний термодинамічний цикл, в результаті якого забезпечуються безперервне відведення енергії від холодного джерела і передача її теплоносію з більш високою температурою за рахунок підведення зовнішньої енергії до компресора.

Для оцінки енергетичної ефективності ТН використовується коефіцієнт перетворення (КОП), що представляє собою відношення теплоти, що віддається тепловому споживачу, до витраченої роботи приводу компресора. Величина КОП залежить від різниці температури джерела і споживача, ступеня оборотності циклу, термодинамічних властивостей робочого тіла та інших факторів і на практиці знахо-

дяться в межах 1,5...6,0. Це означає, що на одиницю витраченої електричної енергії, тепловому споживачеві передається в 1,5...6 разів більше теплової енергії.

Джерелами низькопотенційної теплоти є атмосферне повітря, вода природних водойм, ґрунт, ґрунтові води, сонячна радіація, а також джерела теплоти, що виникли в результаті діяльності людини, тобто вторинні низькопотенційні енергоресурси (ВЕР) [3].

Досвід експлуатації мільйонів ТН у різних країнах світу підтверджує, що на сьогоднішній день вони, без сумніву, є альтернативною енергорозатратним теплогенераторам, що традиційно використовуються в децентралізованих системах тепло- і холодопостачання житлово-комунального сектора.

У США та Японії для опалення та кондиціонування повітря широке застосування отримали реверсивні ТН класу «повітря-повітря». У США щорічно виробляється близько 1 млн. ТН. У Японії - близько 3 млн. ТН.

Найбільші ТН експлуатуються у Швеції та країнах Скандинавії. У Швеції 50% всього опалення забезпечують ТН. Із 110 тисяч теплонасосних станцій, які працювали у Швеції в 2000 році, близько ста мали потужність 100 МВт і більше, а найбільш потужний в світі ТН з встановленою тепловою потужністю 320 МВт успішно працює в Стокгольмі, використовуючи в якості низькотемпературного джерела теплоту Балтійського моря при середньорічній температурі 8°C.

З 2001 року в Швейцарії в кожному третьому новозбудованому будинку встановлюються ТН. На кожні два квадратні кілометри території Швейцарії встановлений один ТН.

На жаль, якщо в розвинених країнах рахунок працюючих ТН ведеться на мільйони або сотні тисяч, в Україні працюють поодинокі установки, створені, в основному, на елементній базі холодильного устаткування, що ввозиться з країн Західної Європи.

Отже, у всіх країнах СНД і також в Україні існує серйозне відставання у питаннях дослідження і практичного впровадження теплонасосної техніки. В Україні ТН випускалися серійно Мелітопольським заводом холодильного машинобудування - нині ВАТ «Рефма» [4].

Теорія теплових насосів дає змогу оцінити обмеження можливостей ТН, 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 [5].

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 [5].

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 [5].

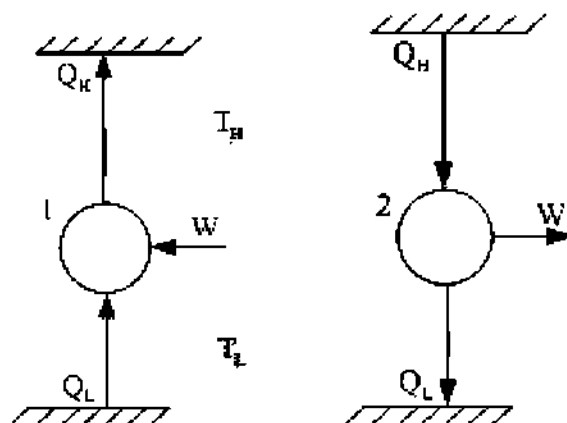


Рис. 1. Термодинамічна схема теплового насоса і теплового двигуна:

1 – тепловий насос;

2 – тепловий двигун;

T_H – висока температура;

T_L – низька температура.

Це відношення дуже важливе. У разі теплової машини воно записується у вигляді W/Q_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 $КОП_{\text{охол}}$. Оскільки $Q_H = W + Q_L$ виходить

$$\text{КОП}_k = \text{КОП}_{\text{охол}} + 1. \quad (1)$$

Цикл Карно на рис. 2 показує робочий процес ідеальної теплової машини. Стрілки показують напрям процесу для теплового насоса. Тепло ізотермічно підводиться за температури T_L і ізотермічно відводиться за температури T_H . Стиснення і розширення виконують при постійній ентропії, а робота підводиться від зовнішнього двигуна [5]. Використовуючи визначення ентропії і закони термодинаміки, можна показати, що КОП для циклу Карно має вигляд

$$\text{КОП}_k = \frac{T_H}{T_H - T_L} + 1 = \frac{T_H}{T_H - T_L}. \quad (2)$$

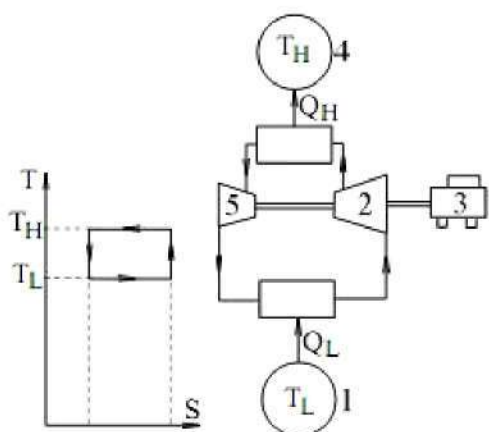


Рис. 2. Ідеальний теплонасосний цикл Карно: 1 – джерело тепла; 2 – компресор; 3 – привідний двигун; 4 – споживач тепла; 5 – розширювальна машина.

Найбільш поширеними і технічно досконалими сьогодні є ТН 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 ізотермічних. 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 ізотерми циклу. Цикл з механічною компресією пари і його зображення на $T-S$ (температура – ентропія) діаграмі показані на рис. 3.

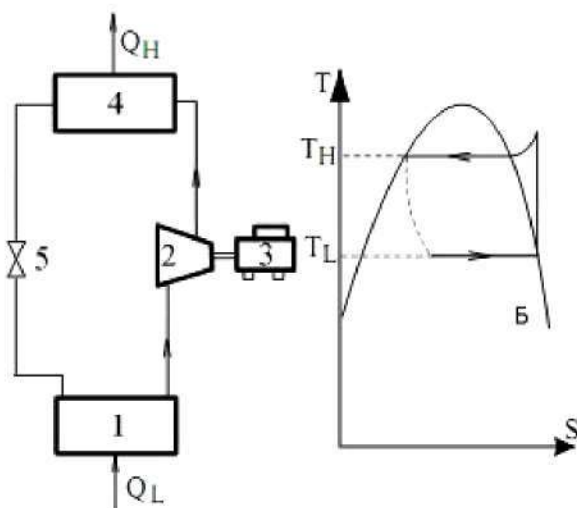


Рис. 3. Парокомпресійний цикл: 1 – випаровувач; 2 – компресор; 3 – привідний двигун; 4 – конденсатор; 5 – дросельний клапан; 6 – погранична крива.

Розглянемо цикл тільки з сухою компресією пари і розширенням в дросельному клапані. Зазвичай 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 (див. рис. 3). Зазвичай він розглядається як адіабатичний, тобто такий, що відбувається без підведення або відведення тепла у разі розширення робочого тіла. Тепер розглянемо цикл іншим способом за допомогою вживаної на практиці для парокомпресійних циклів діаграми тиск – питома ентальпія ($p-h$), що показано на рис. 4 [5].

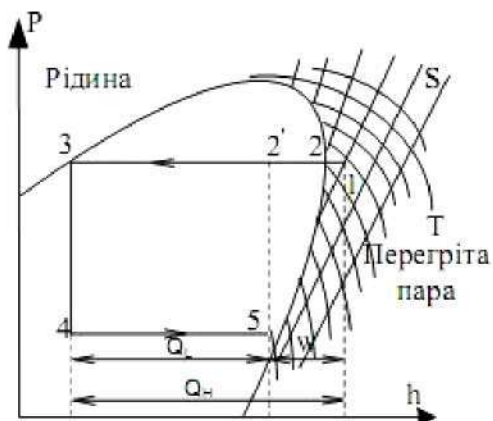


Рис. 4. Ідеальний парокomppeciйний цикл.

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 QH , QL і W . Діаграма дозволяє відразу оцінити значення КОП. Для отримання високого КОП значення QH 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 визначається за формулою (2)

$$\text{КОП}_K = \frac{273 + 65}{65 - 35} = 11,3.$$

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 $T_H = 75^\circ\text{C}$ і $T_L = 15^\circ\text{C}$. Відмітимо, що у випаровувачі потрібна більша різниця температур, тому що вода, яка скидається, повинна бути охолоджена від 35°C до, наприклад, 20°C , з метою отримати корисне тепло. даному випадку в якості робочого тіла взято холодоагент R12, а його p-h-діаграма показана на рис. 5.

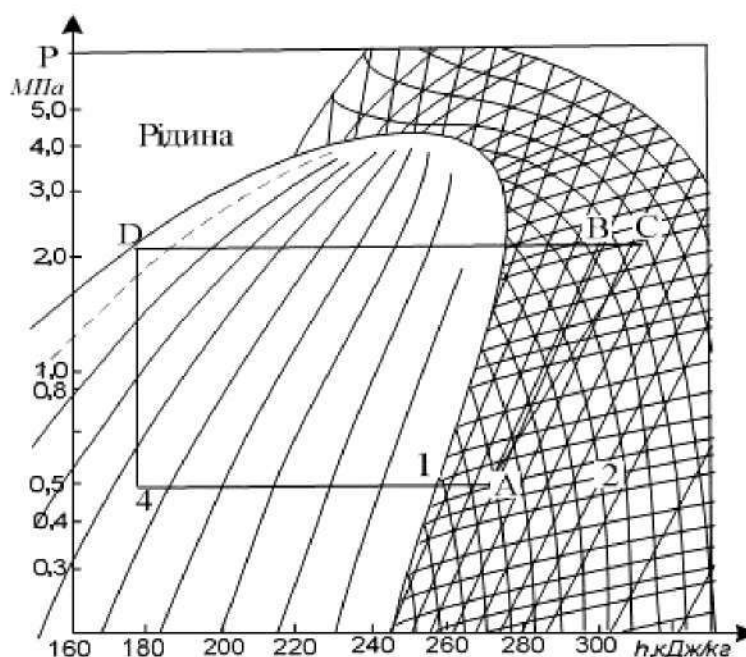


Рис. 5. Парокомпресійний цикл на холодоагенті R12: 1 – лінія насичення; 2 – ізотерми.

Робочий цикл починається із стискання. Прийmemo необхідне перегрівання пари на вході компресора 20°C і позначимо його стан точкою А. Її знаходимо продовженням лінії постійного тиску, відповідної випаровуванню при 15°C ($0,49 \text{ МПа}$) до перетину з ізотермою 35°C . У точці А питома ентальпія становить 271 кДж/кг . Провівши по ізентропі лінію до перетину з ізобарою $2,1 \text{ МПа}$, яка відповідає температурі конденсації 75°C , одержуємо умови на виході ізентропічного компресора в точці В з питомою ентальпією 300 кДж/кг . Дійсні умови на виході з компресора в точці С розраховуються за допомогою ізентропічного ККД [5]

$$\eta_{із} = \frac{h_B - h_A}{h_C - h_A} \quad (3)$$

І, як наслідок, при $\eta = 0,7$, $h_C = 312$ кДж/кг і точка C наноситься на графік рис. 5. Зміну ентальпії в конденсаторі і відповідну точку D при $h_D = 177$ кДж/кг знаходимо на перетині ізобари конденсації з лівою прикордонною кривою, нехтуючи при цьому спадом тиску під час теплообміну.

Для реального циклу КОП знаходиться за формулою [5]:

$$\text{КОП} = \frac{h_C - h_D}{h_C - h_A} \quad (4)$$

$$\text{КОП} = \frac{312 - 177}{312 - 271} = 3,29.$$

Крім того, потрібно врахувати ще механічний КПД компресора, який потребує витрати додаткової роботи. Повний КОП $= 3,29 \cdot 0,95 = 3,1$.

Результати порівняльного аналізу зведені у таблицю 1.

Таблиця 1 - Порівняльні характеристики циклів теплового насоса.

Цикл теплового насоса	КОП
цикл Карно	11,3
Цикл Карно з урахуванням втрат у теплообмінниках	4,8
Цикл з урахуванням термодинамічних втрат	3,3
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.

Висновки. Теплонасосні установки в 1,5...6,0 разів підвищують ефективність використання вітротеплових установок. При цьому вітрогенератор використовується тільки в якості приводу теплового насоса, який перекачує низькопотенційну теплоту, наприклад, з землі до приміщення, що обігрівається.

Література

1. Державна цільова економічна програма енергоефективності на 2010—2015 роки. Затверджено постановою Кабінету Міністрів України від 1 березня 2010 року, №243.

2. *Жарков В. Я.* Вітротеплові установки з дисковими магнітопроводами / *В. Я. Жарков* // Наукові праці ДонНТУ.-Вип.16(142), серія гірничо-електромеханічна. -Донецьк : ДонНТУ, 2008.-С.106-111.

3. Геліовітроенергетичні установки з тепловими насосами// Вітроенергетика та довілля / *Л.І. Грачова, Г.І. Груба, В.Т. Плакида, В.Я. Жарков, П.О. Петренко; за ред. Л.І. Грачової.* - Сімферополь: Таврія, 2007.- 520 с.

4. *Турин А.В.* Тепловые насосы – путь к энергосбережению / *А.В. Турин* // Энергосбережение.-2003.-№8.-С. 17-20.

5. *Рей Д.* Тепловые насосы/ *Д. Рей, Д. Макмайкл.* Пер. с англ. - М.: Энергоатомиздат, 1982. -282 с.

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ – ПУТЬ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕТРОТЕПЛОВЫХ УСТАНОВОК

Жарков В.Я.

Аннотация – показаны возможности тепловых насосов для повышения эффективности использования ветровой энергии.

HEAT PUMPS - THE WAY TO INCREASE EFFICIENCY WINDTHERMAL SETTING

V. Zharkov

Summary

The possibilities of heat pumps for more efficient use of wind energy.