

С.А. БУТ, кандидат технічних наук
В.С. КОСТЮК, кандидат технічних наук
К.В. ВАСИЛЬКІВСЬКИЙ, кандидат технічних наук
Національний університет харчових технологій

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛО- І МАСООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ В ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛАХ

Розглянуто особливості термодинамічних циклів теплових насосів, визначено їх порівняльні характеристики та перспективи застосування в харчовій промисловості.

Ключові слова: термодинаміка, цикл, фазовий перехід, насос, коефіцієнт, потенціал.

Рассмотрены особенности термодинамических циклов тепловых насосов, определены их сравнительные характеристики и перспективы применения в пищевой промышленности.

Ключевые слова: термодинамика, цикл, фазовый переход, насос, коэффициент, потенциал.

Технології харчових виробництв за своє наукове підґрунтя мають сучасні уявлення про атомно-молекулярну структуру, хімічні зв'язки, будову молекул, рідин, твердих тіл, природу розчинів, дисперсних систем, колоїдів, хімічну термодинаміку тощо. Виконання значної кількості технологічних процесів здійснюється за наявності фазових переходів, подібнення, утворення твердих тіл, створення різних розчинів або виділенням з них твердих фракцій, сорбції, абсорбції, адсорбції або десорбції в умовах розкладання складних речовин чи синтезу нових.

Багатокомпонентні системи часто розрізняються не тільки хімічним складом, а і за присутністю газової, рідинної або твердої фаз, між якими здійснюються тепло- і масообмінні процеси, що супроводжуються перетвореннями енергії.

Такі форми енергії, що звільняються за хімічних або фізичних перетворень, конденсації пари, паротворення, кристалізації рідини, плавлення відносяться до внутрішньої енергії речовини. Внутрішня енергія у речовини (або системи) є повною енергією частинок, з яких вона складається. Внутрішня енергія представлена сумою кінетичної і потенціальної енергій частинок. При цьому кінетична енергія — це енергія їх поступального, коливального і обертального рухів, а потенціальна енергія обумовлена силами притягання і відштовхування, що діють між ними.

Величина внутрішньої енергії речовини залежить від її стану і зміну цього показника можливо визначити. Перехід системи з початкового стану 1 до кінцевого стану 2 супроводжується, наприклад, виконанням роботи A і поглинанням з зовнішнього середовища теплоти Q :

$$u_2 = u_1 - A + Q.$$

або

$$\Delta u = u_2 - u_1 = Q - A. \quad (1)$$

В основі цих співвідношень лежить закон збереження енергії, у відповідності до якого вказані зміни не залежать від способу перебігу процесу, а лише визначаються початковими і кінцевими параметрами.

Існування речовин у формі твердих, рідинних і газоподібних, як відомо, визначається співвідношеннями параметрів тиску і температури.

При цьому перебіг процесів фазових переходів супроводжується найбільш активними тепло- і масообміном. Останнє стало вагомою причиною уваги до них і задіяно у значній кількості технологій, пов'язаних з тепловою обробкою, охолодженням середовищ тощо і визначено завданням цього дослідження.

Важливо, що накопичення енергетичного потенціалу у формі теплової енергії можливе у заданому проміжку часу для заданої маси рідинного середовища. При цьому за певних співвідношень між тиском і температурою фазові переходи можуть не відбуватися. Разом з цим різке зниження тиску аж до рівня атмосферного не супроводжується технічними складностями і легко реалізуються [1, 2].

Однак, такий перебіг зміни параметрів тиску означає наблизений до миттєвого перехід середовища у незрівноважений стан, у якому останнє має надлишок теплової енергії. Подальший перебіг процесу визначається принципом Ле-Шательє, за яким досягнення нового стану рівноваги супроводжується активним утворенням парової фази.

На цій основі побудовано значну кількість технологічних теплових процесів обробки во харчовій, хімічній та мікробіологічній промисловостях, які об'єднуються під назвою дискретно-імпульсних технологій. Перебіг до нового стану рівноваги середовищ при цьому є достатньо швидкоплинним, що у багатьох випадках дає підстави вважати їх адіабатними. З врахуванням відміченого слід підкреслити можливість досягнення потужностей у цих

процесах, які на порядок, або навіть на кілька порядків перевищують традиційні технології. Їх результатом є кавітаційні явища, руйнування складових середовищ, інтенсивний масообмін між останніми, прискорення екстракції тощо [3-7].

В розглянутій ситуації енергетичне підґрунтя утворення парової фази досягалося попереднім передаванням середовищу теплової енергії з синхронним підвищенням тиску. Проте енергетичний потенціал водовмісткого середовища присутній і за температур, нижчих за 100°C , для яких режим адіабатного кипіння може досягатися лише за їх вакуумування. Важливо, що для значної кількості харчових виробництв технологічні цикли завершуються необхідністю охолодження середовищ. Сучасна організація останнього процесу потребує додаткових енергетичних, матеріальних і економічних витрат. Це саме так, оскільки до використання залучаються холодильні установки або потоки холодної води з артезіанських свердловин тощо.

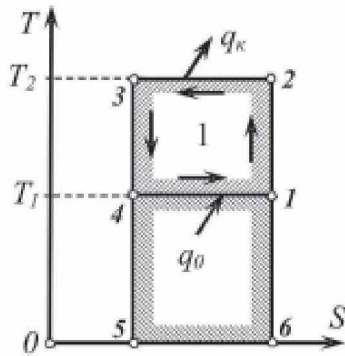


Рис. 1. Схема зворотного циклу Карно

Між тим тепловий потенціал середовищ, що потребують охолодження, може бути додатковим енергетичним джерелом за використання теплових насосів. До розповсюджених з числа останніх відносяться пристрої, в основу яких покладено зворотній цикл Карно. До цієї групи відносяться компресорні установки, холодильним агентом в яких виступають аміак, діоксид вуглецю, фреони тощо. Холодильний цикл теплового насоса наведено на рис. 1. В ізотермічному процесі 4-1 до холодильного агента підводиться питома теплота q_0 від охолоджуваного середовища і їй на діаграмі відповідає площа 1-4-5-6-1. Адіабатному стисканню відповідає процес 1-2, а у процесі 2-3 здійснюється конденсація стиснутої пари. Кількість відведеної теплової енергії q_k відповідає площі 1-2-3-4-5-6-1, а площа 1-2-3-4-1 еквівалентна роботі компресора ℓ .

Таким чином маємо:

$$q_k = q_0 + \ell. \quad (2)$$

Холодильний коефіцієнт таких установок визначається формулою:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell} \quad (3)$$

і в залежності від параметрів циклу може складати 5-7 одиниць і більше.

З точки зору умов і меж використання принципів значення мають температури T_1 та T_2 фазових переходів. Як видно з рис. 1, їх зближення збільшує холодильний коефіцієнт, а межі їх можливих значень залежать, по-перше, від тисків P_1 та P_2 , а, по-друге, — від температур середовищ, з якими здійснюється теплообмін.

У відповідності до другого закону термодинаміки перехід теплової енергії в роботу не може бути єдиним результатом термодинамічного процесу, тобто має існувати компенсаційний процес.

Тепловий двигун, що працює за циклом Карно, виконує роботу, еквівалентну лише частині теплоти, отриманої від нагрівання, а другу частину віддає холодному джерелу.

В холодильній машині передавання енергії у формі теплоти від холодного джерела до гарячого здійснюється за рахунок компенсуючого процесу здійснення роботи компресора.

Для порівняння прямого і зворотного циклів Карно звернемося до діаграм T-S (рис. 2).

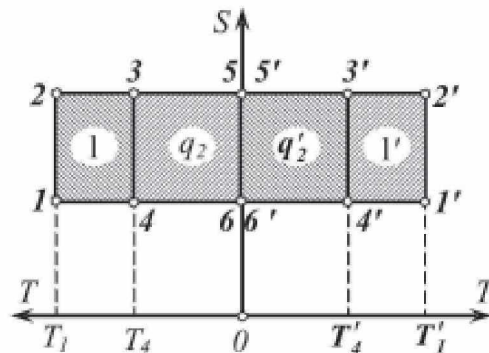


Рис. 2. Прямий і зворотний цикли Карно в координатах T-S

Тут для прямого циклу маємо площу 1-2-3-5-6-4-1, що відповідає теплоті q_1 робочого тіла, площу 3-5-6-4, еквівалентну теплоті q_2 , відданій холодному джерелу і площу 1-2-3-4, еквівалентну теплоті, що перетворена в роботу.

Технічний коефіцієнт такого цикла

$$\eta = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_4}{T_1}.$$

В інтересах підвищення останнього різницю температур $T_1 - T_4$ слід по можливості підвищувати. Проте очевидно, що максимальна межа T_1 і мінімальна T_2 є певним чином обмеженими, що і визначає ефективність теплових двигунів.

Для зворотного циклу Карно формула (3), що визначає величину холодильного коефіцієнта трансформується до виду:

$$\varepsilon = \frac{T'_4}{T'_1 - T'_4}.$$

З неї видно, що зниження різниці температур $T'_1 - T'_4$ підвищує холодопродуктивність.

Таким чином, перетворення теплоти в роботу відбувається з відносно низьким значенням ККД в теплових двигунах, зате в зворотних термодинамічних циклах перетворення роботи в теплову енергію супроводжується значеннями холодильного коефіцієнта до 10 одиниць і більше.

Звідси видно, що в системі енергозабезпечення, у складі якої є первинний енергоносіє, двигун-генератор електричного струму, мережа передавання електроенергії і споживач, вирішальну роль у підвищенні загального ККД відіграє спосіб споживання електроенергії. Якщо остання використовується для приведення в дію технологічних, транспортних або інших машин, енергозабезпечення апаратів з прямим (омічним) перетворенням її в теплову, безпосереднього опалення приміщень, перетворенням в електромагнітну ВЧ і НВЧ, то матиме місце енергетичний баланс. Це означає, що загальний ККД такої системи буде нижчим за термічний ККД двигуна-генератора.

За випадків трансформації електричної енергії у теплову з використанням зворотного циклу Карно досягається можливість підвищення ефективності використання системи.

Співвідношенням температур T'_1 і T'_2 та відповідних тисків P'_1 і P'_2 має відповідати внутрішній теплоносіє з фазовими переходами випаровування і конденсації. Оскільки з точки зору інтересів перенесення теплоти від холодного джерела до гарячого має значення різниця температур $T'_1 - T'_4$, то саме тому теплові насоси доцільно використовувати за наявності низькопотенціальних енергетичних джерел. До їх числа відносяться культуральні середовища для продуціювання мікроорганізмів, збродування цукромістких середовищ спиртових та пивоварних заводів, охолодження пивного суслу після варіння, пива перед фасуванням, охолоджуванні середовища молочних заводів, кінцева продукція більшості харчових виробництв тощо.

Обов'язковою складовою в роботі теплового насоса є газова або парова фаза, яким у процесі адиабатного стискання надається додаткова енергія і досягається можливість теплообміну з зовнішнім середовищем на нових рівнях температур. Результатом такої трансформації параметрів є можливість використати енергію "холодного джерела". При

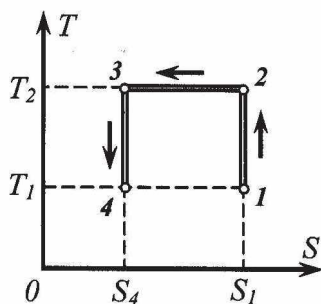


Рис. 3. Діаграма роботи теплового насоса

цьому температурний діапазон останнього може бути достатньо великим в межах від кількох градусів за шкалою Цельсія для рідинних середовищ до температур $> 100^\circ\text{C}$ для парової фази тощо. Однак в останньому випадку принципове влаштування теплового насоса буде іншим і воно дозволяє використати теплову енергію самої парової фази, підвищивши її температуру для можливості подальшого теплообміну в режимі фазового переходу. Подібний термодинамічний процес відповідає діаграмі Т-S (рис. 3).

За умовою цього випадку на відміну від зворотного циклу Карно випадає така складова, як випаровування, оскільки конденсат пари виводиться з процесу, а залишаються адиабатне стискання (ділянка 1-2), конденсація пари (ділянка 2-3) та зниження тиску конденсату до тиску середовища, в якому здійснюється генерування парової фази (ділянка 3-4). Для цих умов маємо співвідношення

$$\frac{q_2}{\ell} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Вибравши величину $t_1 = 100^\circ\text{C}$ для різних значень T_2 виконано розрахунки, наведені у таблиці.

Енергетичні співвідношення теплового насоса

$t_2, ^\circ\text{C}$	110	115	120	125	130	135	140	145	150
l, кДж	10,675	16	21,35	26,688	32,125	37,36	42,7	48,04	53,4
q_2/l	37,3	24,87	18,65	14,92	12,43	10,66	9,325	8,29	7,46

Вважаючи величину q_2/ℓ коефіцієнтом енергетичних перетворень, відмітимо надзвичайно високу ефективність утилізації вторинної пари. Для прикладу наведемо співвідношення, які стосуються варіння пивного суслу.

Відповідними регламентами передбачається за цей процес випарувати біля 10 % рідинної фракції. Між тим загальні об'єми маси, що підлягає кип'ятінню, складають від 200 до 2000 Гл, що відповідає кількості генерованої вторинної пари від 2 до 20 т. Здійснюється цей процес на протязі 2 годин і при скиданні вказаної кількості пари в навколишнє середовище енергетичні втрати складають

$$Q_{\text{втр}} = \gamma m_{\text{пар}} = 2,2584 \cdot 2000 = 4516,8 \text{ МДж}$$

та

$$Q_{\text{втр}} = 2,2584 \cdot 2000 = 4516,8 \text{ МДж,}$$

де γ — теплова енергія пароутворення, $m_{\text{пар}}$ — маса утворюваної вторинної пари.

Вказаним тепловим втратам відповідають теоретичні еквіваленти по газу з теплотвірною здатністю 50280 кДж/кг у кількостях 89,8 та 898 м³. Оскільки практично існує технологічна можливість виконання 4-х варок за добу, то вказані енергетичні втрати мають бути еквівалентно збільшені.

Генерація 10 % вторинної пари від загальної маси суслу виконується на користь досягнення за-

даної щільності або концентрації екстрактивних речовин. У зв'язку з цим вторинна пара не може бути безпосередньо повернута у джерело її утворення, а тепловіддача повинна здійснюватися через відповідну поверхню. При цьому температурний напір підтримується за рахунок відповідного тиску в камері (сорочці) конденсації вторинної пари.

Теплові насоси, побудовані на основі зворотного циклу Карно, і ті, в яких використовується для стискання вторинна пара, мають однакоє термодинамічне підґрунтя. В обох випадках використовуються термодинамічні закономірності, що ґрунтуються на взаємозв'язках між тиском і температурою газової або парової фаз. Саме їх синхронізовані зміни дозволяють організувати теплообмін за різних температур, в тому числі і у зоні їх від'ємних значень. Завдяки такому підходу забезпечується можливість теплопередавання у напрямку до холодильного агента, задіяного у циклі або від нього. Саме зміна напрямків теплових потоків у випарнику та у конденсаторі дозволяє здійснити перехід до спеціальних теплових насосів, які називаються теплохолодильними (ТХУ) установками. Вони дозволяють одотерміново виконувати процеси охолодження і нагрівання різних виробничих потоків або середовищ. Очевидно, що у таких випадках ефективність використання теплових насосів підвищується.

Наведена інформація дає підстави сформулювати структурну схему-класифікацію теплових насосів на основі їх основних фізичних властивостей (рис. 4).

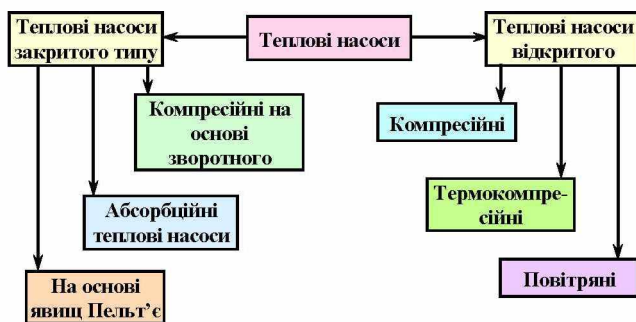


Рис. 4. Схема-класифікація теплових насосів

У відповідності до неї до теплових насосів закритого типу відносяться пристрої з проміжним тепловим агентом (аміак, фреон тощо).

У відкритих теплових насосів трансформації енергетичних рівнів газових або парових потоків здійснюються за рахунок їх стискання.

Висновки. Наведена інформація, аналіз і порівняння термодинамічних циклів дозволяють відмітити наступне.

1. Зворотні цикли Карно, покладені в основу сучасних теплових насосів є підґрунтям для перегляду значної кількості теплообмінних процесів з економією первинних енергоресурсів харчових виробництв.

2. Важливим продовженням енергоощадних технологій є зменшення екологічного тиску діючих технологій на довкілля.

ЛІТЕРАТУРА

1. Соколенко А.И., Украинец А.И., Яровой В.Л. и др. Справочник специалиста пищевых производств. Книга 2. Теплофизические процессы. Энергосбережение. — К.: АртЭк. — 2003. — 432 с.
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа. — 1980. — 367 с.
3. Соколенко А.И., Шевченко О.Ю., Піддубний В.А. Інтенсифікація масообмінних процесів в харчових і мікробіологічних технологіях. — К.: Люксар. — 2008. — 443 с.
4. Соколенко А.И., Піддубний В.А. Про енергозбереження і енергоресурси // Харчова промисловість. — 2007. — № 5. — С. 66-68.
5. Долинский А.А., Басок Б.И., Гулый И.С. и др. Дискретно-импульсный ввод энергии в теплотехнологиях. — К.: ИТТФ НАНУ, 1996. — 206 с.
6. Піддубний В.А. Енергетичне підґрунтя тепло- і масообміну в харчових технологіях // Харчова промисловість. — 2008. — № 6. — С. 80-83.
7. Піддубний В.А. Аналіз особливостей і переваг перехідних процесів в харчових технологіях // Харчова промисловість. — 2008. — № 6. — С. 66-69.

Одержана редколлегиею 10.09.2008 р.