

В.О. Потапов, д-р техн. наук

С.М. Мольський, здобувач

В.В. Качалов, асист.

ВИКОРИСТАННЯ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ В СИСТЕМАХ ТЕРМО-ВОЛОГОЇ ОБРОБКИ ПРОДУКТІВ ХАРЧУВАННЯ

Розглянуто питання використання регенеративного теплообмінника для підвищення ефективності холодильної установки в системах термовологої обробки продуктів харчування.

Рассмотрен вопрос использования регенеративного теплообменника для повышения эффективности холодильной установки в системах термовлажной обработки продуктов питания.

The question of using regenerate heat exchanger for raising effectiveness of refrigerating installation in the systems of thermohumid treatment of food products is examined in the article.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Галузь застосування устаткування для термовологої обробки в харчовій промисловості досить широка. Це устаткування використовується в таких технологічних процесах: дозрівання і зберігання ковбас, сиру, зберігання вина, зберігання солінь, вирощування грибів, розстоювання тіста та ін. При цьому технологічні режими здійснення цих процесів знаходяться в області знижених температур і зниженої вологості, як правило, $t = 0...15^{\circ} C$; $\varphi = 75...85\%$ [1]. Для підтримки цих режимів циркулює в термовологій камері повітря повинне бути підготовленим у системі кондиціонування. Для цього воно спочатку охолоджується нижче за точку роси, щоб сконденсувати зайву вологу з нього, а потім нагрівається до необхідної технологічної температури. При цьому потрібна високоточна автоматична підтримка цих режимів упродовж усього технологічного процесу, який може тривати від декількох годин до декількох місяців і більше. В існуючому устаткуванні термо-вологої обробки для осушування й охолодження повітря використовуються холодильні машини, а для підтримки його температури – парові або електричні калорифери, при цьому перевага

відається останнім, оскільки вони здатні забезпечити точніше автоматичне регулювання температури.

Виходячи із цього актуальним завданням є підвищення енергетичної ефективності устаткування для термовологої обробки харчових продуктів. Одним із перспективних методів розв'язання цієї задачі є використання скидної теплоти холодильної машини для нагріву повітря, оскільки, як відомо, коефіцієнт трансформації теплоти в конденсаторі холодильної машини більше одиниці [2].

Метою роботи є теоретичне дослідження можливості використання регенеративного теплообмінника для підвищення ефективності холодильної установки в системах термо-вологої обробки продуктів харчування.

Як відомо, підвищення ефективності холодильної установки може здійснюватися такими способами:

- удосконалення конструкції компресора з метою підвищення коефіцієнта трансформації енергії (COP);
- вибір оптимального холодоагенту для здійснення конкретного циклу;
- підвищення ефективності основних теплообмінних пристроїв (конденсатора і випарника);
- зниження магістральних втрат і втрат на регулюючій арматурі;
- ефективні схемні розв'язки подачі холодоносія або теплоносія;
- використання акумуляції теплоти і холоду;
- установка додаткового теплообмінного устаткування й автоматики, що підвищують ефективність окремих елементів і системи в цілому.

Ураховуючи, що холодильна установка виробляє велику кількість скидної теплоти, найбільш економічним способом, що не вимагає додаткових енерговитрат, є використання теплоти, яка виділяється в конденсаторі.

Проаналізуємо ділянки холодильного циклу, де здійснюється теплообмін. Залежно від агрегатного стану холодоагенту таких ділянок можна виділити три (рис. 1).

Перша ділянка – охолодження перегрітого газу. Характеризується найвищими температурами в циклі холодильної машини. У процесі теплообміну температура зменшується від температури нагнітання до температури конденсації. На розмір даної ділянки впливає величина перегрітого газу на вході в компресор і температура конденсації. Чим більші ці показники, тим більша кількість тепла виділяється на ділянці охолодження перегрітого газу.

Максимальний тиск конденсації для більшості існуючих холодильних установок обмежений 26 бар, а температура нагнітання обмежена 120° С через зниження термостійкості та в'язкості синтетичного масла, вживаного для змащування компресорів.

Друга ділянка – конденсації. Для азеотропних холодоагентів температура в цій зоні не міняється. Чим менше температура конденсації, тим більша кількість теплоти, яка виділяється на цій ділянці, але в той же час нижче тепловий потенціал даної ділянки, оскільки мінімальна температура конденсації залежить від температури середовища, що охолоджується конденсатором.

Третя ділянка – переохолодження рідини. Воно починається в конденсаторі й закінчується в розширювальному пристрої. Як правило, це невелика ділянка, якщо установка не оснащена спеціальними теплообмінними пристроями, що штучно збільшують ступінь переохолодження холодоагенту. Природне переохолодження залежить тільки від температури середовища, що охолоджує конденсатор і рідинну магістраль. Зі всіх трьох ділянок – ця має найнижчий тепловий потенціал.

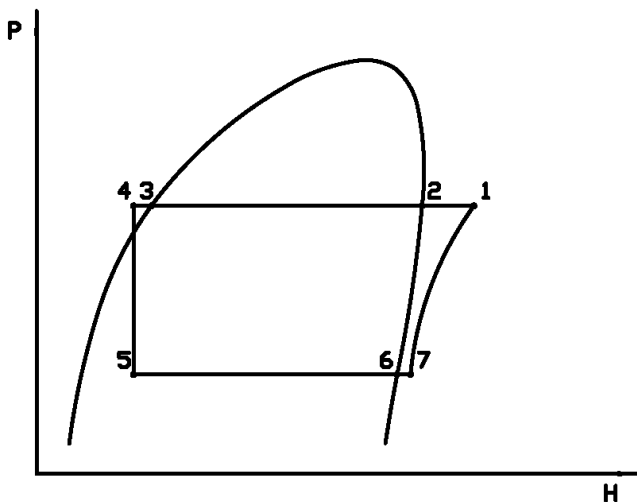


Рисунок 1 – Холодильний цикл з ділянками потенційної скидної теплоти: (1-2) перша ділянка – охолодження перегрітого газу; (2-3) друга ділянка – конденсація пари; (3-4) третя ділянка – переохолодження рідини

Відповідно до цих ділянок виробництво теплоти може здійснюватися в трьох різних теплообмінних пристроях (рис. 2).

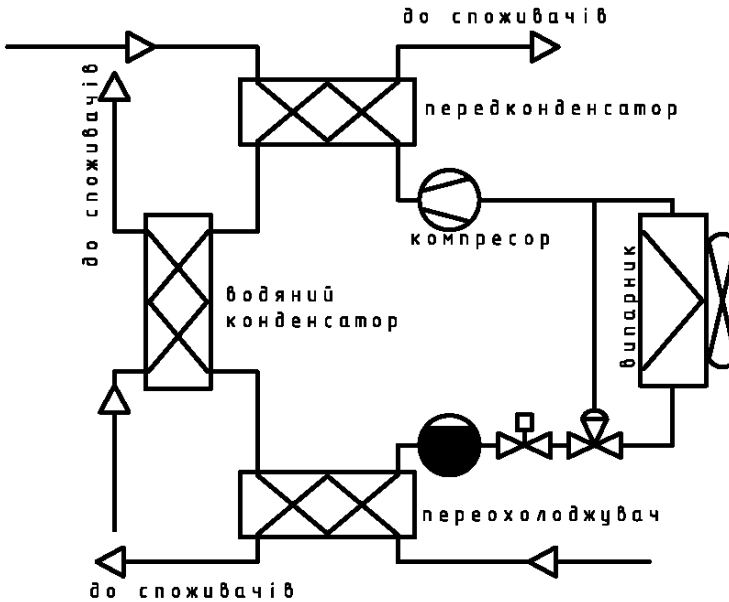


Рисунок 2 – Схема утилізації скидної теплоти холодильної машини

Ураховуючи, що в процесі осушення повітря шляхом охолодження його до точки роси з подальшим нагріванням до необхідної температури, співвідношення необхідної кількості теплоти й холоду, як мінімум 1 до 2, розглянемо ефективність використання теплоти перегрітого газу (1 ділянка) у передконденсаторі, оскільки саме ця ділянка має найвищий температурний потенціал.

Як було вказано вище, на потенціал даної ділянки з вироблення теплоти впливає температура нагнітання. Збільшення температури конденсації для підвищення температури нагнітання не є ефективним способом, оскільки погіршує якісні характеристики роботи холодильної установки в цілому. Падає холодопродуктивність, збільшується енергоспоживання, зменшується COP. Крім того, існує граничне значення температури конденсації.

Збільшення температури перегріву всмоктуваного газу є перспективнішим. Як відомо, найефективнішим способом підвищення перегріву є установка регенеративного теплообмінника між компресором і випарником (по всмоктуваному газу) і між ресивером і розширювальним пристроєм (по рідкому холодоагенту). Установлення теплообмінників давно практикується в холодильній техніці, забезпечуючи поліпшення характеристик термодинамічного циклу холодильної машини: поліпшення роботи і зменшення розмірів дросельного пристрою завдяки переохолодженню холодоагента; підвищення ефективності та надійності компресора шляхом усунення вологого ходу; підвищення ефективності випарника завдяки зниженню сухості пари, що виходить із нього [3-5].

Приріст холодопродуктивності та холодильного коефіцієнта за рахунок застосування регенеративного теплообмінника від 3 до 16% залежно від вибраних холодоагентів і режимів експлуатації.

Оцінимо ефективність регенеративного теплообмінника для забезпечення утилізації скидної теплоти, що виробляється, холодильною машиною. Для цього необхідно визначити приріст теплоти, що виробляється, холодильною машиною, оцінити температурний потенціал теплоти, що скидається, розрахувати COP установки. При цьому всі зміни повинні залишатися в допустимих межах експлуатації холодильного компресора, холодоагента, мастила.

Як досліджуваний об'єкт було вибрано компресор 6F-50.2Y фірми Bitzer [6]. Усі характеристики компресора за різних умов роботи були розраховані за програмою Bitzer Software 5.2. Як холодоагент обрано озонобезпечний псевдоазеотропний R404a. Термодинамічні величини циклу розраховані за програмою Refrigeration Utilities 1.1. Початкові робочі величини установки прийняті наступні: температура кипіння -2°C ; температура конденсації $+50,5^{\circ}\text{C}$; перегрів 10°C (у випарнику), переохолодження 2°C (у конденсаторі). Ізоентальпійний холодильний коефіцієнт $0,63..0,65$. Прийнято обмеження за температурою нагнітання не більше 100°C , щоб не допустити можливого скипання води в передконденсаторі-теплообміннику за відсутності потоку.

Використовувалися такі допущення: перегрівання відбувається тільки у випарнику, переохолодження відбувається тільки в конденсаторі, система не має втрат тиску в трубопроводах і теплообмінних пристроях. Гранично допустима температура конденсації R 404a $t_k = 55^{\circ}\text{C}$ при $p_k = 26$ бар [9].

У таблицях 1-3 наведено результати розрахунків для трьох режимів роботи холодильної установки: режим 1 – холодильний цикл

без регенеративного теплообмінника і передконденсатора (базовий); режим 2 – холодильний цикл із регенеративним теплообмінником без передконденсатора; режим 3 – холодильний цикл із регенеративним теплообмінником і передконденсатором.

Використання регенеративного теплообмінника, як і очікувалося, привело до підвищення температури нагнітання з 79,4 до 104,5° С. На 1,2° С зросла температура конденсації, на 12° С збільшилося переохолодження рідини в теплообміннику і на 25° С збільшився перегрів.

У свою чергу подальше додаткове установа в систему передконденсатора знизило тиск конденсації на 5° С, температура нагнітання стала 96° С, на 1,3° С зменшилося переохолодження і на 3° С зменшився перегрів.

Таблиця 1 – Температури з боку високого тиску

Ділянка	Температура, ° С		
	Режим 1	Режим 2	Режим 3
Нагнітання	79,4	104,5	96
Після охолодження в передконденсаторі	-	-	46,7
Конденсація	50,5	51,7	46,7
Після переохолодження конденсатора	48,5	49,7	44,7
Після переохолодження в регенераторі	-	37,7	34

Установка регенератора (режим 2) привела до серйозних змін продуктивності установки (табл. 2). Незважаючи на підвищення конденсації та зниження масової продуктивності на 8,6% холодопродуктивність зросла на 10,3%.

Подальше установа передконденсатора (режим 3) знижує тиск конденсації, збільшує масову витрату на 2,2% і збільшує холодопродуктивність ще на 8% . У результаті загальне збільшення холодопродуктивності відносно базового варіанта (режим 1) складає 19,5%.

Найбільше значення має зміна коефіцієнта трансформації енергії COP, він збільшується на 8% у випарнику під час установа регенератора і на 25% у разі установа регенератора і передконденсатора (табл. 3). Як впливає з таблиць 2, 3 у передконденсаторі можна отримати 49 кВт теплової потужності, якщо коефіцієнт трансформації енергії дорівнює 1,2. Це означає: якщо б у

системі термо-вологої обробки для нагрівання повітря використовували ТЕНи, то енергоспоживання було б на 20% більше.

Таблиця 2. Показники продуктивності холодильних циклів

Показник	Режим 1	Режим 2	Режим 3
Холодопродуктивність випарника, кВт	87	96	104
Енергоспоживання компресора, кВт	42	43	40
Теплове навантаження на конденсатор, кВт	129	139	95
Теплова потужність передконденсатора, кВт	-	-	49
Теплове навантаження регенератора, кВт	-	19	17

Таблиця 3 – Коефіцієнт трансформації енергії (COP)

Коефіцієнт	Режим 1	Режим 2	Режим 3
Холодильний	2,07	2,23	2,6
Тепловий конденсатора	3,07	3,23	2,4
Тепловий передконденсатора	-	-	1,2

Таким чином, вищезазначений спосіб утилізації скидної теплоти за режимом 3 може бути реалізований у наступній схемі. Осушення повітря проводиться у випарнику холодильної установки шляхом його охолодження нижче точки роси, подальше нагрівання повітря до технологічної температури в термовологій камері відбувається в теплообміннику «повітря–вода». Вода, що циркулює в теплообміннику, нагрівається в передконденсаторі тієї ж холодильної установки. Завдяки автоматичі така система може працювати повністю в автоматичному режимі з високою точністю підтримки температурно-вологого режиму в камері.

Висновки. Установка регенеративного теплообмінника в конкретних умовах підвищує термодинамічні характеристики холодильної системи, а установка передконденсатора дозволяє отримувати додатково високотемпературний теплоносій за рахунок скидної теплоти конденсації. Витрати на додаткове теплообмінне устаткування – регенеративний теплообмінник – частково компенсуються зменшенням до 50% теплообмінної поверхні в

теплообміннику «повітря–вода» за рахунок застосування більш високотемпературного теплоносія. Крім того, оскільки холодильна машина з регенеративним теплообмінником має вищу продуктивність, то за рахунок установки менш потужного компресора можна отримати додаткову економію електроенергії до 10%.

Список літератури

1. Рей, Д. Экономия энергии в промышленности [Текст] : справочное пособие для инженерно-технических работников : [пер. с англ.] / Д. Рей. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 208 с.
2. Рей, Д. Тепловые насосы [Текст] : [пер. с англ.] / Д. Рей, Д. Макмайкл. – М. : Энергоиздат, 1982. – 224 с.
3. Мааке В. Учебник по холодильной технике [Текст] : [пер. с франц.] / В. Мааке, Г.-Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. – М. : Узд-во Московского Ун-та, 1998. – 1142 с.
4. Доссат, Рой Дж. Основы холодильной техники [Текст] : [пер. с англ.] / Рой Дж. Доссат. – М. : Легкая и пищевая пром-сть, 1984. – 520 с.
5. Якобсон, В. Б. Малые холодильные машины [Текст] / В. Б. Якобсон. – М. : Пищевая пром-сть, 1977. – 368 с.
6. Руководство по проектированию промышленных холодильных систем [Текст]. – М. : Данфосс, 2006. – 107 с.

Отримано 30.03.2011. ХДУХТ, Харків.

© В.О. Потапов, С.М. Мольський, В.В. Качалов, 2011.

УДК 532.135; 532.

Е.В. Білецький, канд. техн. наук (*ХТЕІ КНЕУ, Харків*)

Ю.А. Толчинський, канд. техн. наук (*НТУ «ХПІ», Харків*)

О.В. Петренко, ст. викл. (*ХДУХТ, Харків*)

ПОЗДОВЖНЬО-ПОПЕРЕЧНА ТЕЧІЯ НЬЮТОНІВСЬКОЇ РІДИНИ З В'ЯЗКІСТЮ, ЩО ЗАЛЕЖИТЬ ВІД ШВИДКОСТІ ЗРУШЕННЯ У ПРЯМОКУТНОМУ КАНАЛІ ШНЕКОВОЇ МАШИНИ

Розглянуто питання математичного моделювання поздовжньо-поперечної течії ступеневої рідини у щільному каналі шнекової машини. Одержані рівняння дають можливість проводити моделювання в'язкопластичних течій з різними значеннями швидкостей стінок та профілями.