

Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, 2016

УДК 621. 565.93/95

В.О. Потапов, докт. техн. наук, проф., О.С. Мольський, магістрант, Є.С., Грицюта, студент

Харківський державний університет харчування та торгівлі, Україна

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ТЕРМО-ВОЛОГІСНОЇ ОБРОБКИ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

V.O.Potapov, Dr., prof., O.S. Molskyi, undergraduate student, E.S. Gritsuta, student
**RISING OF ENERGY EFFICIENCY OF THERMAL-MOISTURE FOOD
PROCESSING**

Для процесів термо-вологісної обробки, таких як, дозрівання і зберігання ковбас, сиру, зберігання вина, солінь, вирощування грибів і інших застосовується кондиціонування повітря. При цьому технологічні режими кондиціонування лежать в наступних інтервалах температур і вологості: $t = 0...15$ °C, $\varphi = 75 \dots 85\%$ [1]. Підготовка повітря в термо-вологісних камерах здійснюється в два етапи: спочатку його осушують, охолоджуючи нижче точки роси, а потім нагрівають до необхідної технологічної температури. При цьому велика частина енергії витрачати на охолодження припливного повітря і набагато менше на нагрів, тому в існуючому обладнанні для кондиціонування використовуються холодильні машини в комплексі з паровими, газовими або електричними калориферами. Таким чином, в термо-вологісних камерах має місце нераціональне використання енергії: повітря спочатку охолоджується, а потім нагрівається.

Одним з методів вирішення завдання з підвищення енергетичної ефективності систем термо-вологісної обробки є використання теплових насосів, у яких, як відомо, коефіцієнт трансформації теплової енергії більше одиниці [2]. Однак теплопродуктивність теплового насоса більше його холодопродуктивності, а за технологічними вимогами до режимів термо-вологісної обробки більша частина енергії витрачати на охолодження припливного повітря. Рішенням цієї проблеми, на нашу думку, може бути використання скидний теплоти конденсатора холодильної машини. При цьому слід враховувати те, що необхідно отримати високотемпературний проміжний теплоносій для нагрівання повітря і, в той же час, не погіршити коефіцієнт трансформації енергії (COP) холодильної машини в цілому [3-5].

Виходячи з цього, нами пропонується використовувати теплоту перегрітого газу в передконденсаторі, оскільки саме на цій ділянці можна отримати найбільший температурний потенціал. Для збільшення температури перегріву використовується повітрянагрівач, встановлений між лініями випарник-компресор і конденсатор-дросельний пристрій. Як відомо, повітрянагрівач в холодильному циклі забезпечує поліпшення умов роботи і зменшення розмірів дросельного пристрою, підвищення ефективності та надійності роботи компресора і випарника.

Проведено розрахунок енергоефективності трьох холодильних циклів: 1 - холодильний цикл без регенеративного теплообмінника і передконденсатора (базовий); режим 2 - холодильний цикл з регенеративним теплообмінником без передконденсатора; режим 3 - холодильний цикл з регенеративним теплообмінником і передконденсатором.

В якості досліджуваного об'єкта був обраний компресор 6 F-50.2Y фірми Bitzer [6]. Всі характеристики компресора для різних умов роботи були розраховані за програмою Bitzer Software 5.2 для холодоагенту R404a. Термодинамічні параметри циклу розраховані за програмою Refrigeration Utilities 1.1. Робочі режими холодильної установки прийняті наступними: температура кипіння: -2 °C; температура конденсації:

+50,5 °С; перегрів в випарнику 10 °С, переохолодження в конденсаторі 2 °С, ізоентальпійний холодильний коефіцієнт: 0,63...0,65. Гранично допустима температура конденсації R 404a: $t_k=55$ °С при $p_k = 26$ бар [6], гранично допустима температура нагнітання 100 °С.

У таблицях 1-2 наведені результати розрахунків для трьох режимів роботи холодильної установки.

Таблиця 1. 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 конденсатора, кВт	129	139	95
Теплове навантаження передконденсатора, кВт	-	-	49
Теплове навантаження регенератора, кВт	-	19	17

Таблиця 2 - Коефіцієнт трансформації енергії (COP)

COP	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

Висновок. У схемі холодильної машини з регенеративним теплообмінником і передконденсатором можна використовувати до 50% скидної теплової потужності холодильного циклу для нагріву повітря з коефіцієнтом трансформації енергії 1,2, що еквівалентно двократному зниженню енерговитрат у порівнянні з використанням електричних калориферів в системі термо-вологісної обробки харчових продуктів.

Список літератури

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