

УДК 663.4

А.І. Соколенко, *д.т.н.*,

В.А. Піддубний, *д.т.н.*,

О.В. Коваль, *к.т.н.*,

Національний університет харчових технологій

ОСОБЛИВОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЙ ЕНЕРГО-МАТЕРІАЛЬНИХ ПОТОКІВ В ЗАМКНЕНИХ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ КОНТУРАХ

У статті наведено інформацію, яка стосується оцінки теплових витрат на генерування вторинної пари і на повернення теплового потенціалу трансформованої вторинної пари в режимі її конденсації сушварильного апарату. Наведено значення термодинамічних параметрів і ефективності регенерації вторинної пари. Показана доцільність стоварення системи утилізації вторинної пари і її енергетичного потенціалу. Дана пропозиція стосується технологій, в яких генеруються матеріальні потоки пари, газів або їх сумішей.

Ключові слова: *теплообмін, тиск, температура, параметри, ефективність, апарат, первинна пара, вторинна пара, енергія, енергоресурси, регенераційне відновлення.*

Постановка проблеми. Теплові потоки в харчових технологіях формуються цілеспрямовано і потребують відповідних матеріальних енергоносіїв. В парогенераторах генерується первинна пара, яка містить в собі потужну теплову енергію фазового переходу і в режимі конденсації її в сорочці сушварильного апарату трансформується у вторинну пару випару у кількості 10...12 % від маси сула. Температура вторинної пари близька до 100 °С і це означає технічну можливість наблизити її термодинамічні показники до показників первинної за рахунок адіабатного стискання в механічних компресорах або в термокомпресорах. Регенерована таким чином вторинна пара має замінити відповідну кількість первинної.

Реалізація таких енергетичних трансформацій відповідає ідеї створення замкнутих циркуляційних контурів. В розглянутому випадку ситуація відповідає технології теплового насоса. [1]

Метою статті є обґрунтування доцільності створення замкнутого енергетичного контуру вторинної пари або системи утилізації вторинної пари і її енергетичного потенціалу.

Викладення основних результатів дослідження. Стискання вторинної пари в механічному компресорі означає введення додаткової енергії для реалізації процесу її термодинамічного перетворення.

У випадку використання термокомпресора до вторинної при додається частина первинної, що створює необхідний термодинамічний потенціал. За таких умов додаткові витрати первинної пари своїм призначенням мають компенсацію теплових втрат в навколишнє середовище.

Використання у названих двох варіантах вторинних енергоресурсів супроводжується ускладненням, пов'язаним з присутністю повітряної фази, яка може помітно обмежувати теплообмін на поверхні теплопередачі в сорочці апарата. Проте головною перевагою такої системи є замкнутий енергетичний контур з його ефективністю. Для підтвердження цього положення наведемо наступну інформацію.

Вторинна пара утворюється в результаті теплопідведення через стінку негерметизованого апарата і середня температура у зв'язку з гідростатичним тиском і вмістом розчинених речовин складає 102...105 °С, хоча проходження диспергованої парової фази через верхні шари середовища супроводжується охолодженням її до 100 °С. У зв'язку з цим здійснимо оцінку теплових витрат на генерування вторинної пари і на повернення теплового потенціалу трансформованої вторинної пари в режимі її конденсації. [2, 3]

При тиску 0,10132 МПа маємо теплоємність насиченої водяної пари $i'' = 2676$ кДж/кг і теплоту пароутворення $r = 2257$ кДж/кг. В подальших розрахунках для зручності користування введемо індекси, які відповідають температурі пари. В результаті для умови $t = 100$ °С маємо запис: $i''_{100} = 2676$ кДж/кг та $r_{100} =$

2257 кДж/кг.

При трансформації пари в механічному компресорі тиск пари зростає до значень, за яких стає можливою інтенсивна конденсація вторинної пари.

Нехай після стискання вторинної пари маємо значення параметрів:

$$P=0,19854 \text{ МПа}; \quad t=120 \text{ }^\circ\text{C}; \quad i''_{120}=2706 \text{ кДж/кг}; \quad r_{120}=2202 \text{ кДж/кг}.$$

Звідси енергетичні витрати на стискання пари мають скласти:

$$\ell = i''_{120} - i''_{100} = 2706 - 2676 = 30 \text{ кДж/кг}. \quad (1)$$

Повернення теплової енергії в режимі конденсації вторинної пари в сорочці апарата відповідає значенню $r_{120}=2202$ кДж/кг.

За названих умов різниця теплоти пароутворення і конденсації становить для заданих умов:

$$\Delta r = r_{100} - r_{120} = 2257 - 2202 = 55 \text{ кДж/кг} \quad (2)$$

Ця різниця повинна бути компенсована для досягнення балансу за рахунок додаткової витрати первинної пари у кількості

$$m_{\text{д.п.}} = \frac{\Delta r}{i''_{120}} = \frac{55}{2202} = 0,025 \text{ кг}. \quad (3)$$

Така компенсація може досягатися подаванням первинної пари в інші зони поверхні нагрівання. Співвідношення кількості пари на апарат в систем з рекуперативним поверненням і без нього складає:

$$\psi = \frac{1}{0,025} = 40. \quad (4)$$

Це означає, що при використанні регенераційного відновлення вторинної пари до параметрів первинної з рекуперативним поверненням її в систему нагрівання апарата при вказаних умовах зменшує витрати первинної пари у 40 разів. Теоретичні витрати енергії на стискання вторинної пари в компресорі складають зазначену величину 30 кДж/кг, а тому загальні енергетичні витрати на реалізацію замкнутої енергетичної системи складають

$$E_{\text{заг.}} = \ell + m_{\text{д.п.}} i''_{120} = 30 + 0,025 \cdot 2706 = 97,65 \text{ кДж}. \quad (5)$$

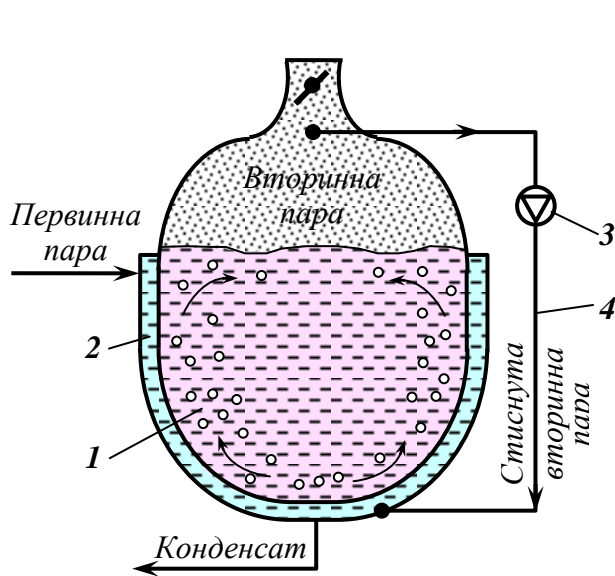


Рис. 1. Схема суловарильного апарата з замкнутим енергетичним контуром на основі компресора: 1 – суловарильний апарат; 2 – сорочка нагрівання; 3 – компресор; 4 – трубопровід циркуляційного контуру

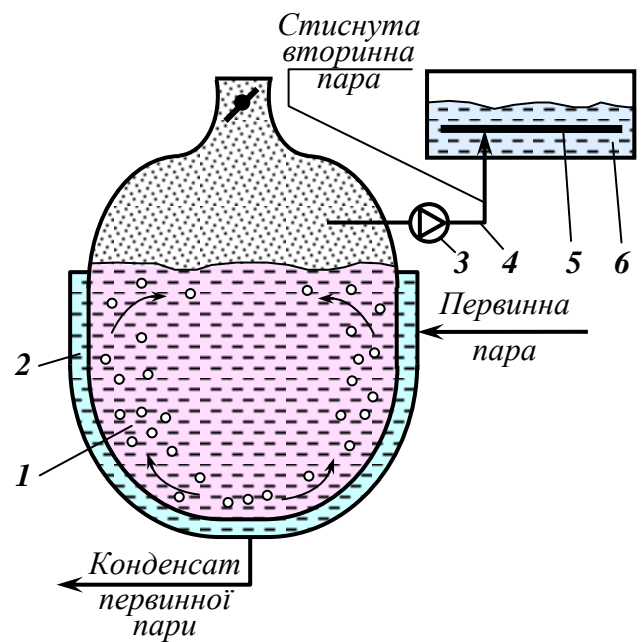


Рис. 2. Схема суловарильного апарата з конденсатором вторинної пари: 1 – суловарильний апарат; 2 – сорочка нагрівання; 3 – компресор; 4 – трубопровід; 5 – поверхня нагрівання; 6 – конденсатор

З врахуванням суми введеної енергії компресора і енергії додаткової пари ефективність системи складає співвідношення:

$$\psi_0 = \frac{r_{100}}{E_{\text{заг.}}} = \frac{2257}{97,65} = 23,11. \quad (6)$$

Наведеним умовам з використанням замкнутого циркуляційного контуру відповідає схема на рис. 1, а випадку системи з конденсатором вторинної пари – схема на рис. 2. У другому випадку вторинна пара не потребує обов'язкового стискання.

Результативність теплопередачі за умови конденсації вторинної пари в сорочці нагрівання апарата за інших рівних умов залежить від тиску (і температури) в ній. [4] Виконаємо оцінку впливів цих параметрів, які розглядаються як змінні. При цьому врахуємо наступні співвідношення, наведені у таблиці.

Таблиця 1. Значення термодинамічних параметрів і ефективності регенерації вторинної пари

| Тиск | Параметри з таблиць [5] | Розрахункові параметри |
|------|-------------------------|------------------------|
|------|-------------------------|------------------------|

| пари, Р, МПа | температура, t, °С | тепловміст пари, i'', кДж/кг | теплота пароутворення, r, кДж/кг | маса додаткової первинної пари, m _{д.п.} , кг | різниця теплоти конденсації, Δr, кДж/кг | коефіцієнт ефективності системи, ψ |
|--------------|--------------------|------------------------------|----------------------------------|--|---|------------------------------------|
| 0,10 | 99,64 | 2675 | 2258 | — | — | — |
| 0,15 | 111,38 | 2693 | 2226 | 0,0118 | 32 | 84,7 |
| 0,20 | 120,23 | 2707 | 2202 | 0,0207 | 56 | 48,3 |
| 0,25 | 127,43 | 2717 | 2182 | 0,0280 | 76 | 35,7 |
| 0,30 | 133,53 | 2725 | 2164 | 0,0345 | 94 | 29,0 |
| 0,35 | 138,88 | 2732 | 2148 | 0,0400 | 110 | 25,0 |
| 0,40 | 143,62 | 2738 | 2133 | 0,0460 | 125 | 21,7 |
| 0,45 | 147,92 | 2744 | 2121 | 0,0490 | 137 | 20,4 |
| 0,50 | 151,84 | 2749 | 2109 | 0,0540 | 149 | 18,5 |

Звідси видно, що зі збільшенням тиску вторинної пари енергетична ефективність трансформації зменшується, хоча абсолютний результат залишається достатньо високим. Це означає абсолютну доцільність створення на цій ділянці замкнутого енергетичного контуру.

На підтвердження такого висновку наведемо графік залежності $\psi = \psi(P)$ (рис. 3).

Оскільки в технологіях варіння пива тиски первинної пари в гріючих сорочках не перебільшують 0,3 МПа, то загальний результат показником ψ не досягав би значення меншого за 30 одиниць.

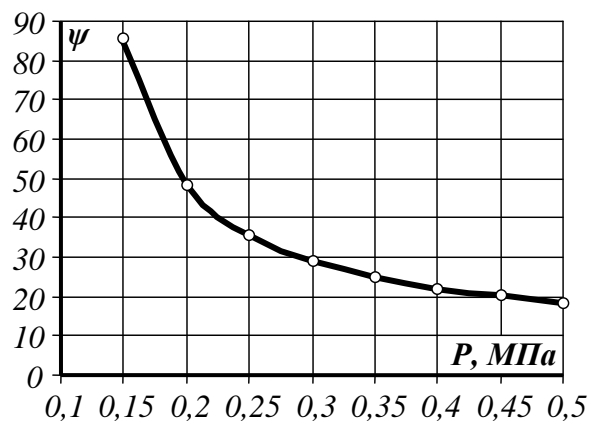


Рис. 3. Графік залежності коефіцієнта ефективності системи від тиску стиснутої вторинної пари

Доцільність і можливе влаштування систем з регенерацією і рекуперацією вторинної пари в загальній постановці відомі спеціалістам експлуатаційникам і розробникам термодинамічного обладнання, однак в цій частині дослідження

наводиться співставлення енергетичних показників і енергетичних втрат, які супроводжують роботу більшості заводів.

Висновки. Порівняння систем на рис. 1 та 2 свідчить, що у першому випадку маємо замкнуту циркуляційну систему енергозабезпечення, а у другому – систему утилізації вторинної пари і її енергетичного потенціалу. З точки зору енергетичної ефективності вони близькі між собою, однак в першому випадку компресор 3 виконує важливу роль термодинамічного трансформатора вторинної пари. У певній мірі відповідність такої трансформації класичним законам фізики і термодинаміки надає можливість широкого використання їх у більшості харчових, хімічних, мікробіологічних технологій та для перетворення енергетичних потоків в побутових умовах. Саме тому до технологій, в яких генеруються матеріальні потоки пари, газів або їх сумішей повинна привертатися увага розробників і експлуатаційників нових технологій і, особливо, до систем, які знаходяться в багаторічному використанні.

ЛІТЕРАТУРА

1. Соколенко, А.І. Енергетичні трансформації і енергозбереження в харчових технологіях: монографія / А.І. Соколенко, А.А. Мазаракі, В.А. Піддубний та ін. – К.: Фенікс, 2012. – 484 с.
2. Інтенсифікація тепло- масообмінних процесів в харчових технологіях: Монографія / А.І. Соколенко, А.А. Мазаракі, О.Ю. Шевченко та ін.; під ред. д-ра техн. наук, проф. А.І. Соколенка. – К.: 2011. – 536 с.
3. Шевченко О.Ю. Енергетичні ресурси матеріальних потоків в харчових технологіях / О.Ю. Шевченко, І.М. Миколів та ін. // Харчова промисловість. – 2011. – № 10, 11. – С. 308–312.
4. Соколенко, А.І. Про енергозбереження і енергоресурси / А.І. Соколенко, В.А. Піддубний // Харчова промисловість. – 2007. – № 5. – С. 66–68.
5. Рабинович, О.М. Сборник задач по технической термодинамике / О.М. Рабинович. – М.: Машиностроение, 1973. – 344 с.

А.І. Соколенко, В.А. Піддубний, О.В. Коваль

ОСОБЕННОСТИ ТРАНСФОРМАЦИЙ ЭНЕРГО-МАТЕРИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ В ЗАМКНУТЫХ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ КОНТУРАХ

В статье приведена информация, которая касается оценки тепловых потерь на генерирование вторичного пара и возвращения теплового потенциала трансформированного вторичного пара в режиме его конденсации суслварочным аппаратом. Приведены значения термодинамических параметров и эффективности регенерации вторичного пара. Показана целесообразность создания системы утилизации вторичного пара и его энергетического потенциала. Данное предложение касается технологий, в которых генерируются материальные потоки пара, газов или их смесей.

Ключевые слова: теплообмен, давление, температура, параметры, эффективность, аппарат, первичный пар, вторичный пар, энергия, энергоресурсы, регенерационное восстановление.

A. Sokolenko, V. Poddubny, O. Koval

FEATURES ENERGY TRANSFORMATIONS MATERIAL FLOWS IN A CLOSED CIRCULATION CIRCUIT

The article contains information relating to estimates of heating costs for the generation of secondary steam and return the heat capacity of the transformed secondary steam condensing mode of a brewing apparatus. The values of thermodynamic parameters and regeneration efficiency secondary steam. Expediency stovarennya secondary steam recovery system and its energy potential. This offer applies to technologies in which material flows generated steam, gases or mixtures thereof.

Keywords: heat, pressure, temperature, parameters, performance machine, the original pair, second pair, power, energy, regenerative recovery.