

УДК 663.4

## TRANSFORMATION FEATURES OF ENERGY MATERIAL FLOWS IN A CLOSED CIRCULATION CIRCUIT

A. Sokolenko, V. Poddubny, O. Koval  
*National University of Food Technologies*

---

**Key words:**

*Heat*  
*Pressure*  
*Temperature*  
*Performance machine*  
*Power*  
*Energy*  
*Regenerative recovery*

---

**Article history:**

Received 18.03.2017  
Received in revised form  
04.04.2017  
Accepted 26.04.2017

---

**Corresponding author:**

A. Sokolenko  
**E-mail:**  
npnuht@ukr.net

---

**ABSTRACT**

The article contains information relating to heating costs estimation for the generation of secondary steam and the return of heat capacity of the transformed secondary steam in the mode of its condensing in a brewing apparatus. The values of thermodynamic parameters and secondary steam regeneration efficiency have been determined. The expediency of creating secondary steam recovery system and its energy potential has been substantiated. This offer applies to the technologies in which material flows of steam, gases or mixtures are generated.

## ОСОБЛИВОСТІ ТРАНСФОРМАЦІЙ ЕНЕРГО-МАТЕРІАЛЬНИХ ПОТОКІВ У ЗАМКНЕНИХ ЦИРКУЛЯЦІЙНИХ КОНТУРАХ

А.І. Соколенко, В.А. Піддубний, О.В. Коваль  
*Національний університет харчових технологій*

*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 суловарильного апарата. Визначено значення термодинамічних параметрів і ефективності регенерації вторинної пари. Доведено доцільність створення системи утилізації вторинної пари та її енергетичного потенціалу. Дана пропозиція стосується технологій, в яких генеруються матеріальні потоки пари, газів або їх сумішей.*

**Ключові слова:** теплообмін, тиск, температура, апарат, енергія, енерго-ресурси, регенераційне відновлення.

**Постановка проблеми.** Теплові потоки в харчових технологіях формуються цілеспрямовано і потребують відповідних матеріальних енергоносіїв. У парогенераторах генерується первинна пара, яка містить у собі потужну теплову енергію фазового переходу і в режимі конденсації її в сорочці сушварильного апарата трансформується у вторинну пару випару в 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. У розглянутому випадку ситуація відповідає технології теплового насоса [1].

**Метою статті** є обґрунтування доцільності створення замкнутого енергетичного контуру вторинної пари або системи утилізації вторинної пари та 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 мають компенсувати теплові втрати в навколишнє середовище.

Використання у названих двох варіантах вторинних енергоресурсів супроводжується ускладненням, пов'язаним з наявністю 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 слід зазначити, що 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 теплоємність насиченої водяної пари становить  $i'' = 2676$  кДж/кг, теплота пароутворення  $r = 2257$  кДж/кг. У подальших розрахунках для зручності 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:

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

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  $r_{120} = 2202 \text{ кДж/кг}$ .

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 такій 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 у 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:

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

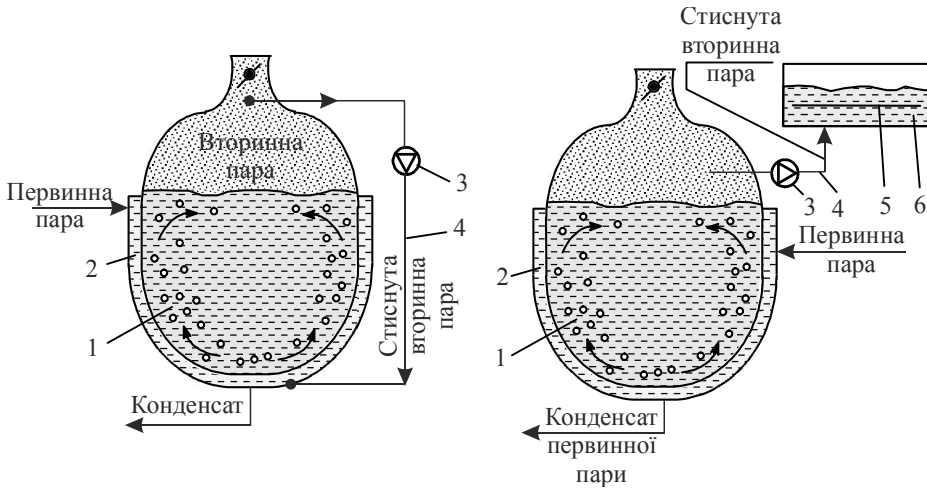
З урахуванням суми введеної енергії компресора й енергії додаткової пари ефективність системи складає:

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

Наведеним умовам з використанням замкнутого циркуляційного контура відповідає схема на рис. 1, а у 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 співвідношення, наведені у таблиці.



**Рис. 1. Схема сушварильного апарата із замкненим енергетичним контуром на основі компресора:**

- 1 — сушварильний апарат;
- 2 — сорочка нагрівання;
- 3 — компресор; 4 — трубопровід циркуляційного контура

**Рис. 2. Схема сушварильного апарата з конденсатором вторинної пари:**

- 1 — сушварильний апарат;
- 2 — сорочка нагрівання;
- 3 — компресор; 4 — трубопровід;
- 5 — поверхня нагрівання;
- 6 — конденсатор

**Таблиця. Значення термодинамічних параметрів і ефективності регенерації вторинної пари**

Тиск пари, $P$ , МПа	Параметри з таблиць [5]			Розрахункові параметри		
	температура, $t$ , °С	тепловміст пари, $i''$ , кДж/кг	теплота пароутворення, $r$ , кДж/кг	маса додаткової первинної пари, $m_{д.п.}$ , кг	різниця теплоти конденсації, $\Delta r$ , кДж/кг	коефіцієнт ефективності системи, $\psi$
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

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 контура.

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

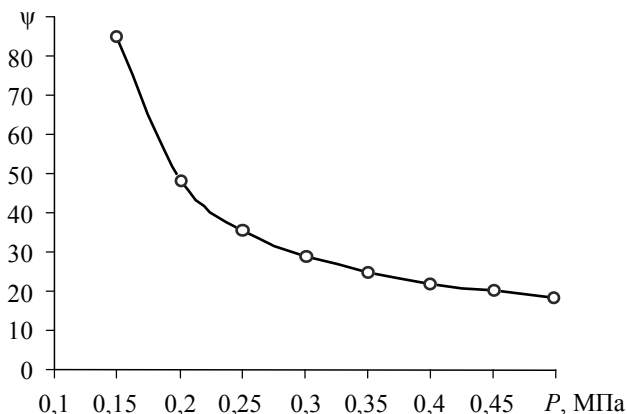


Рис. 3. Графік залежності коефіцієнта ефективності системи від тиску стиснутої вторинної пари

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

Доцільність і можливе облаштування систем з регенерацією і рекуперацією вторинної пари в загальній постановці відомі спеціалістам експлуатаційникам і розробникам термодинамічного обладнання, однак в цій частині дослідження наводиться зіставлення енергетичних показників і енергетичних втрат, які супроводжують роботу більшості заводів.

### Висновки

Порівняння систем на рис. 1 та 2 свідчить, що в 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 у 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 у побутових умовах. Саме тому до технологій, в яких генеруються матеріальні потоки пари, газів або їх сумішей, повинна привертатися увага розробників і експлуатаційників нових технологій, 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. — Київ : Фенікс, 2012. — 484 с.

2. Інтенсифікація тепломасообмінних процесів у харчових технологіях: Монографія / А.І. Соколенко, А.А. Мазаракі, О.Ю. Шевченко та ін.; під ред. д-ра техн. наук, проф. А.І. Соколенка. — Київ : 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. — Москва : Машиностроение, 1973. — 344 с.

## **ОСОБЕННОСТИ ТРАНСФОРМАЦИЙ ЭНЕРГО-МАТЕРИАЛЬНЫХ ПОТОКОВ В ЗАМКНУТЫХ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ КОНТУРАХ**

**А.И. Соколенко, В.А. Поддубный, О.В. Коваль**

*Национальный университет пищевых технологий*

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

**Ключевые слова:** теплообмен, давление, температура, аппарат, энергия, энергоресурсы, регенерационное восстановление.