

SYSTEMS OF UTILIZATION OF SECONDARY STEAM OF APPARATUS FOR BEER WORT

A. Sokolenko, O. Shevchenko, V. Kostyuk, S. Litvynchuk

National University of Food Technologies

Key words:

*Secondary steam
Utilization
Heat of condensation
Wort welding machine
Thermodynamic
transformations*

Article history:

Received 31.07.2020
Received in revised form
14.08.2020
Accepted 28.08.2020

Corresponding author:

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

ABSTRACT

The article concerns the analysis of features and methods of calculation of thermodynamic transformations in systems of wort welding machines for utilization of secondary steam. The logical chain of technological transformations in brewing departments consists of interconnected processes of preparation of mash, filtration of mash mass with dividing into components of liquid fraction of wort and shot, wort boiling and its cooling.

The final result of the study is a generalization of the advantages and disadvantages in the processes at breweries and the development of proposals to limit the shortcomings. The research methodology is focused on the use of laws and regulations of technical thermodynamics, material and energy balances, comparison of the efficiency of mechanical and thermal compression of secondary steam.

The research results show the effectiveness of the application of compensatory processes to ensure multi-stage use of the phase transitions of evaporation and condensation in the modes of heat treatment.

Thermodynamic parameters concerning compensatory processes and their efficiency are given. Information on the alternative use of secondary steam potentials for beer pellet drying and prospects for the use of the thermal potential of the cooled wort are given.

Utilization of energy resources of secondary steam, which is generated in wort welding machines, involves the use of heat of condensation through the direct implementation of this process and the transfer of energy potential to another material carrier or with a preliminary addition within thermodynamic parameters to increase condensing pressure and temperature. In the first case, the possibilities of this utilization in parallel processes of heating, drying media at condensation temperatures are close to 100°C.

СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ВТОРИННОЇ ПАРИ СУСЛОВАРИЛЬНИХ АПАРАТІВ

А. І. Соколенко, О. Ю. Шевченко, В. С. Костюк, С. І. Літвинчук

Національний університет харчових технологій

У статті проаналізовано особливості і методику розрахунків термодинамічних перетворень у системах утилізації вторинної пари сусловарильних апаратів. Логічний ланцюжок технологічних перетворень у варильних відділеннях пивзаводів складається із взаємопов'язаних процесів приготування заторів, фільтрації заторної маси з розділенням на складові рідинної фракції сусла і дробини, варіння сусла та його охолодження.

Кінцевий результат дослідження — узагальнення переваг і недоліків у процесах варильних відділень пивзаводів і розробка пропозицій щодо обмеження недоліків. Методика досліджень зорієнтована на використання законів і положень технічної термодинаміки, матеріальних і енергетичних балансів, порівняння ефективності використання механічної і термокомпресії вторинної пари.

Результати досліджень показують ефективність застосування компенсаційних процесів для забезпечення кількості виходу фазових переходів випаровування і конденсації в режимах теплової обробки середовищ.

Наведено термодинамічні параметри, що стосуються компенсаційних процесів та їх ефективності, а також інформацію щодо альтернативного застосування потенціалів вторинної пари для сушіння пивної дробини і перспектив використання теплового потенціалу охолодженого сусла.

Утилізація енергетичних ресурсів вторинної пари, генерування якої відбувається в сусловарильних апаратах, стосується використання теплоти конденсації за рахунок безпосереднього здійснення цього процесу і передавання енергетичного потенціалу іншому матеріальному носію або з попереднім доповненням в рамках термодинамічних параметрів для підвищення тиску і температури конденсації. У першому випадку з'являються можливості вказаної утилізації в паралельних процесах нагрівання, сушіння середовищ за температур конденсації, наближених до 100°C.

Ключові слова: вторинна пара, утилізація, теплота конденсації, сусловарильний апарат, термодинамічні перетворення.

Постановка проблеми. Раціональне використання енергетичних ресурсів природного походження має два наслідки. Перший з них стосується можливості вирішення технологічних завдань плинного спрямування і може оцінюватися як мікропроцес на рівні планетарного масштабу, а другий має визначатись як складова інтегрального результату. Перспективи подальших змін в енергетичних і матеріальних балансах потребують термінового і невідкладного перегляду з огляду на використання відновлюваних ресурсів. Останнє має стосуватись більшості технологій, що використовуються в господарчій діяльності людства і бути логістичною складовою природних колообігів.

Важливим напрямком відновлення низькотемпературних відходів теплових ресурсів залишається використання теплових насосів у їх класичному виконанні [1—4], однак технології харчових виробництв з фазовими переходами дають

змогу здійснювати кількоступеневі трансформації енергетичних ресурсів на основі компенсаційних процесів у системах утилізації вторинної пари.

Мета дослідження: оцінка термодинамічних параметрів і перспектив утилізації потенціалів вторинної пари сусловарильних апаратів.

Методика дослідження зорієнтована на використання законів і положень технічної термодинаміки для узагальнення теоретичних положень у системах утилізації вторинної пари і розробки рекомендацій для впровадження.

Результати і обговорення. До числа технологічних вимог варіння пивного сусла відноситься його концентрування з випарюванням 10...12% рідинної фракції з утворенням відповідної кількості вторинної пари. Енергетичний потенціал останньої у формі теплоти конденсації використовується за рахунок підвищення термодинамічних параметрів тиску і температури. При цьому і термодинамічна, і механічна компресії вторинної пари означають введення до неї додаткового енергетичного потенціалу. Внаслідок такого доповнення генерування вторинної пари збільшується, і тому для стабілізації ситуації необхідно її частину з процесу вилучати. Проте такий висновок потребує обґрунтування, оскільки вилучати можливо частину вторинної пари або частину суміші первинної і вторинної пари. Доцільність вибору варіанта зорієнтована на підвищений енергетичний потенціал суміші порівняно з потенціалом вторинної.

Генерування вторинної пари в сусловарильних апаратах пов'язане з необхідністю вилучення частини рідинної фази з сусла, яка у більшості випадків відображує кількість промивних вод, введених у систему під час фільтрації затворів для підвищення виходу екстрактивних речовин. Очевидно, що результативність досягнення останнього підвищення пов'язана з їхньою інтенсивністю і кількістю введення, що, власне, приводить до необхідності випаровувати сусло кип'ятінням. Разом з тим сама технологія подовженого кип'ятіння сусла з додаванням хмелю є важливою компонентою процесу, яка не може бути виключена, і це означає неминучість відповідних випарів сусла.

Енергетичні витрати в таких процесах пов'язані з теплотою пароутворення і кількістю генерованої вторинної пари, що визначає абсолютну доцільність регенерації та використання її енергетичного потенціалу. У практичному застосуванні відомі три напрямки енергетичних трансформацій.

Перший з них стосується конденсації вторинної пари з передаванням теплової енергії воді як рідинному теплоносію з використанням у паралельних енергообмінних процесах. Однак у технологіях варильних відділень і загальних технологіях пивзаводів практично відсутні синхронізовані в часі та значеннях енергетичних потенціалів процеси. Це приводить до необхідності створення енергонакопичувальних систем з певною мірою недетермінованого використання їхніх теплових потенціалів. Останнє стосується режимів санітарного оброблення технологічного обладнання, використання в подальших процесах варіння тощо. Асинхронні термодинамічні процеси і дії приводять до необхідності пошуків нових напрямків утилізації вторинних енергетичних ресурсів.

Синхронним може вважатися підхід, за якого потенціал вторинної пари сусловарильного апарата використовується для сушіння дробини у фільтраційному апараті, що пропонується в патенті України 98892 [5].

Другий і третій напрямки використання потенціалів вторинної пари зорієнтовані на створення рециклів, за яких після термодинамічних доповнень

парових потоків вони забезпечують подальше продовження процесів випарювання сусла. Відмінності технологій другого і третього напрямків стосуються вказаних способів термодинамічних доповнень.

Так, другий напрямок пропонує використовувати механічну компресію вторинної пари, а третій — термодинамічну компресію (рис. 1 і 2).



Рис. 1. Схема системи з механічною компресією



Рис. 2. Схема системи з термодинамічною компресією

Завдяки механічній або термодинамічній компресії вторинної пари досягаються підвищення таких її параметрів, як тиск P , температура t , ентальпія $h''_{в.п}$ і зниження теплоти пароутворення r та ентропії s'' . При цьому варіанту на рис. 1 відповідає зростаючий надлишок вторинної пари у зв'язку з енергетичною трансформацією роботи механічного компресора, а в схемі на рис. 2 такий надлишок утворюється за рахунок енергії первинної пари, що підводиться до ежекційного термокомпресора. В обох випадках відбуваються різновиди компенсаційних процесів, які відповідно до другого закону термодинаміки забезпечують можливість використання енергетичних потенціалів трансформованої вторинної пари за рахунок підвищення її температури конденсації. Очевидно, що межі її необхідного зростання визначають рушійний фактор теплопередачі, який разом з коефіцієнтом теплопередачі і поверхнею теплопередачі забезпечують інтенсивність кипіння середовища. У загальному випадку математична формалізація останнього переліку відома у формі:

$$\frac{dQ}{d\tau} = kF\Delta t, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де k — коефіцієнт теплопередачі, кВт/(м²·К); F — поверхня теплопередачі, м²; Δt — різниця температур грючої пари і середовища за кип'ятіння, К.

Умова (1) відповідає тепловому потоку в усталеному режимі, однак вона не відображує можливостей інтенсивності процесу. Останнє пов'язано з впливом масштабного фактора у формі відношення поверхні теплопередачі до об'єму середовища V [6]. Зменшення співвідношення F/V у зв'язку зі зростанням об'ємів сушарильних апаратів привело до необхідності використання зовнішніх теплообмінних апаратів з більш розвиненою поверхнею теплопередачі. Відступ від класичної схеми сушарильного апарата із сорочковою системою нагрівання разом з тим супроводжується необхідністю влаштування циркуляційного контуру киплячого сусла з відповідними експлуатаційними й енергетичними ускладненнями та погіршенням умов циркуляції сусла в апараті [7; 8]. Разом з

тим можливість збільшення площі поверхні теплопередачі F розв'язує проблему оптимального співвідношення F/V і надає можливість обмежувати рушійний фактор Δt . Останнє спричиняє обмеження енергетичних витрат у компенсаційних процесах.

Оцінку цих перспектив виконаємо на основі аналізу процесів у такому перебігу. Їхня термодинамічна сутність відображена на рис. 3 у формі діаграми T - s . Тут ізотерма B - C відповідає температурі генерування вторинної пари, ордината C - D — адіабатному стисканню парової фази компресором, ізотерма D - M — процесу конденсації вторинної пари. Енергетичному потенціалу суцеля, нагрітому до температури 373,16 К, відповідає площа $ABB'A'$, теплоті генерування вторинної пари — $BCC'B'B$, теплоті конденсації — площа $CDMM'C'C$. Енергетичним втратам з конденсатом відповідає площа $ABMM'A'$.

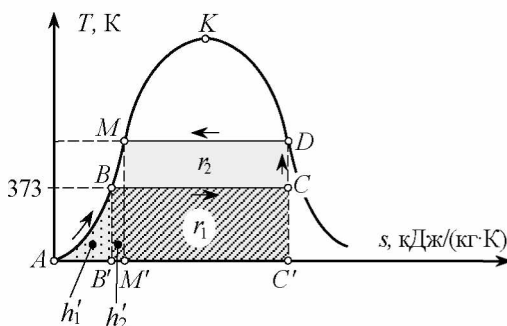


Рис. 3. Діаграма T - s сукупності процесів генерування, стискання і конденсації вторинної пари

Компенсаційний процес у формі стискання вторинної пари відповідно до другого закону термодинаміки дає змогу забезпечити режим теплопередачі за рахунок створюваних перепадів тиску ΔP і температури Δt .

У подальших міркуваннях звернемося до аналізу параметрів насиченої водяної пари (табл. 1).

Таблиця 1. Термодинамічні параметри насиченої водяної пари

P , МПа	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24
t , °C	99,6	104,8	109,33	113,3	116,9	120,23	123,27	126,09
h' , кДж/кг	417,4	439,4	458,5	475,4	490,7	504,8	517,8	529,8
h'' , кДж/кг	2675	2683	2690	2696	2702	2707	2711	2715
r , кДж/кг	2258	2244	2232	2221	2211	2202	2193	2185
$\Delta h'$, кДж/кг	—	22	41,1	58	73,3	87,4	100,4	112,4
$\Delta h''$, кДж/кг	—	8	15	21	27	32	36	40
Δr , кДж/кг	—	14	26	37	47	56	65	73
Δt , °C	—	5,2	9,73	13,72	17,3	20,63	23,67	26,49

Параметри P , t , h' , h'' , r є табличними [9], а значення $\Delta h'$, $\Delta h''$, Δr та Δt розраховувалися на основі попередніх за формулами:

$$\Delta h' = h'_2 - h'_1; \quad \Delta h'' = h''_2 - h''_1; \quad \Delta r = r_1 - r_2, \text{ кДж/кг}; \quad (2)$$

$$\Delta t = t_2 - t_1, \text{ °C}, \quad (3)$$

де параметри з індексом 1 відносяться до генерованої вторинної пари за тиску 0,1 МПа, а параметри з індексом 2 відображають їхнє значення за інших тисків.

Фізичний взаємозв'язок між тиском пари і її температурою дає змогу обирати таке сполучення параметрів, яке відповідає бажаному Δt . Стискання вторинної пари з перепадом тисків ΔP приводить до підвищення її енергетичного потенціалу у формі h_2'' і одночасно до зниження теплоти пароутворення. Вибраному значенню h_2'' відповідає співвідношення:

$$h_2'' = h_1'' + \Delta h'' . \quad (4)$$

У процесі конденсації енергетичний потенціал h_2'' розподіляється між параметрами r_2 і h_2' , тобто:

$$h_2'' = r_2 + h_2' . \quad (5)$$

Наведені співвідношення і дані табл. 1 вказують на доцільність обмеження перепадів тисків ΔP і поглибленого використання енергетичного потенціалу конденсату. У зв'язку з останнім режими теплопередачі мають організовуватись на рівнях повного використання теплоти конденсації r_2 і частки від граничного значення $\Delta h'$. Якщо частка складає величину $\beta < 1$, то за початкового значення величини випару $m_{(п)}''$ його кінцева величина становитиме:

$$m_{(к)}'' = m_{(п)}'' \frac{r_2 + \beta \Delta h'}{r_1} . \quad (6)$$

Збігу заданої і кінцевої кількості відповідає умова:

$$\beta = \frac{r_1 - r_2}{\Delta h'} , \quad (7)$$

а величина енергетичних втрат визначається залежністю:

$$\Delta h'_{\text{втр}} = h_2' - \beta h_2' = h_2' (1 - \beta) . \quad (8)$$

Теоретичну термодинамічну ефективність рекуперативного процесу визначимо співвідношенням повторно використаної теплової енергії до енергетичних витрат на стискання вторинної пари:

$$\psi = \frac{r_2 + \beta h_2'}{\Delta h_2''} . \quad (9)$$

Результати розрахунків за використання формул (7) та (8) наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Показники енергетичної ефективності рекупераційних процесів

P , МПа	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24
β	-	0,6310	0,6326	0,6379	0,6412	0,6417	0,6470	0,6490
ψ_0	-	280,13	146,80	82,26	81,90	68,80	60,90	54,63
ψ	-	315,45	168,14	120,20	93,54	78,92	70,40	63,22

Значення коефіцієнта ψ_0 розраховувалося без урахування енергетичного потенціалу конденсату за формулою:

$$\psi_0 = \frac{r_2}{\Delta h_2''} . \quad (10)$$

З порівняння значень коефіцієнтів ψ та ψ_0 випливає, що навіть за повних втрат теплоти конденсату ефективність процесу рекуперації потенціалу вторинної пари продовжує залишатися на рівні високої доцільності. Такі повні втрати на рис. 4 відображаються відрізком h' , що відповідає енергетичному потенціалу конденсату.

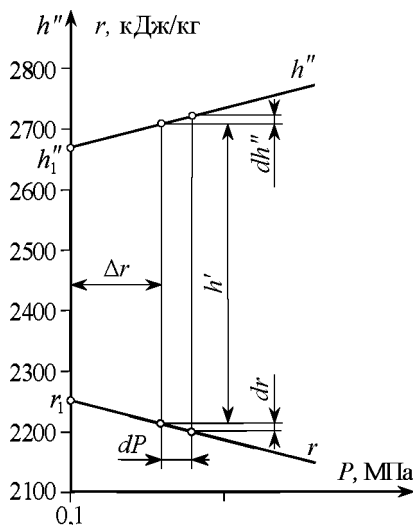


Рис. 4. Графічна інтерпретація термодинамічних параметрів

З порівняння значень коефіцієнтів ψ та ψ_0 випливає, що навіть за повних втрат теплоти конденсату ефективність процесу рекуперації потенціалу вторинної пари продовжує залишатися на рівні високої доцільності. Такі повні втрати на рис. 4 відображаються відрізком h' , що відповідає енергетичному потенціалу конденсату.

Розрахункові дані, наведені в табл. 1 та 2, відповідають питомим величинам, проте абсолютна оцінка ситуації має супроводжуватися показниками, прив'язаними до вмісту сусловарильних апаратів. У таких підрахунках будемо вважати, що величина випарів складає 10% від маси суслу. В табл. 3 наведено значення енергетичних витрат на стискання вторинної пари E , теоретичні миттєві потужності приводів компресорів N та енергетичні втрати з конденсатом h' .

Перерахунок енергетичних втрат з конденсатом на еквівалент по умовному паливу з теплотворною здатністю 29330 кДж/кг для сусловарильного апарата місткістю 10 м³ за значення $P = 0,12$ МПа приводить до значення $m_{\text{екв}} = 750$ кг, а при $P = 0,24$ МПа маємо 3832 кг. Аналогічні показники для апаратів більшої місткості будуть пропорційними наведеним показникам. Їхні числові значення вказують на перспективи використання заходів щодо створення замкнутих циркуляційних контурів з включенням до них потенціалів конденсату. Це доцільно, оскільки теплота конденсації вторинної пари завжди менша за теплоту генерування в системах з різними тисками на користь досягнення рушійного фактора теплопередачі у формі різниці температур.

Системи з термодинамічною компресією вторинної пари (рис. 2) головною відмінністю від попереднього випадку мають заміну механічного компресора

пароежектором, який забезпечує її відсмоктування з парового об'єму апарата і подальше стискання в дифузори, що створює відповідний температурний перепад і тиск парової суміші. У зв'язку з цим маємо взаємодію трьох видів пари, а саме: первинну, вторинну пару випару і суміш первинної та вторинної пар.

Таблиця 3. Показники енерговитрат і потужностей, пов'язаних зі стисканням вторинної пари

P , МПа	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24
Апарат місткістю 10 м ³ суцла								
E , МДж	—	8,0	15,0	21,0	27,0	32,0	36,0	40,0
N , кВт	—	1,1	2,08	2,92	3,75	4,44	5,0	5,5
h' , МДж	—	22,0	41,1	58,0	73,3	87,4	100,4	112,4
Апарат місткістю 50 м ³ суцла								
E , МДж	—	40,0	75,0	105,0	135,0	160,0	180,0	200,0
N , кВт	—	5,6	10,42	14,58	18,75	22,2	25,0	27,8
h' , МДж	—	110,0	205,5	290,0	366,5	437,0	502,0	562,0
Апарат місткістю 100 м ³ суцла								
E , МДж	—	80,0	150,0	210,0	270,0	320,0	360,0	400,0
N , кВт	—	11,1	20,83	29,17	37,5	44,4	50,0	55,5
h' , МДж	—	220,0	411,0	580,0	733,0	874,0	1004,0	1124,0

Термодинамічні параметри первинної пари відповідають виробничим умовам, їхні стандартні позначки доповнимо відповідними індексами, а саме:

$$m_{п.п}, h'_{п.п}, h''_{п.п}, r_{п.п}.$$

Позначки параметрів вторинної пари мають вигляд:

$$m_{в.п}, h'_{в.п}, h''_{в.п}, r_{в.п}$$

і відповідно до суміші отримаємо:

$$m_{сум}, h'_{сум}, h''_{сум}, r_{сум}.$$

Пошук співвідношень наведених параметрів виконаємо на основі матеріальних і теплових балансів, маючи на увазі, що і для первинної, і вторинної пари вони відомі. Вибір тиску і, відповідно, температури конденсації пари суміші здійснюється з урахуванням умови (1), що дає змогу реалізувати такі кроки. Отже:

$$m_{сум} = m_{в.п} + m_{п.п}; \quad (11)$$

$$m_{сум} h''_{сум} = m_{в.п} h''_{в.п} + m_{п.п} h''_{п.п}. \quad (12)$$

Звідси визначаємо масу первинної пари, необхідну для забезпечення відповідних параметрів парової суміші:

$$m_{п.п} = \frac{m_{в.п} (h''_{сум} - h''_{в.п})}{h''_{п.п} - h''_{сум}}. \quad (13)$$

Умови (11)—(13) записані таким чином, що відповідають повним результатам процесу, однак вони ж просто трансформуються до рівня потоку:

$$\frac{dm_{п.п}}{d\tau} = \frac{\frac{dm_{в.п}}{d\tau} (h''_{сум} - h''_{в.п})}{h''_{п.п} - h''_{сум}}. \quad (14)$$

Масовий потік випару або його загальна кількість регламентуються технологічним завданням, яке однозначно має бути виконаним. Це означає, що в

системі генерується надлишок у складі парової суміші, рівний $m_{п.п}$. Очевидно, що останній за інших рівних умов визначається тиском первинної пари і відповідним йому значенням $h''_{п.п}$. Для визначення очікуваного діапазону змін $m_{п.п}$ і надлишку парової суміші виконаємо розрахунки за значення $h''_{сум} = 2690$ кДж/кг, що відповідає тиску 0,14 МПа при ентальпії вторинної пари $h''_{в.п} = 2675$ кДж/кг. Тоді параметром впливу залишається ентальпія первинної пари, числовим значенням якої відповідають певні тиски. Розрахунки виконаємо за умови, що $m_{в.п} = 1$ кг. Результати наведено в табл. 4 та на рис. 5.

Таблиця 4. Співвідношення термодинамічних параметрів у системі з термокомпресором за припинення дії парової суміші

P , МПа	0,20	0,24	0,30	0,40	0,50	0,60
$h_{п.п}$, кДж/кг	2707	2715	2726	2739	2749	2757
$m_{п.п}$, кг	0,8824	0,6	0,417	0,306	0,254	0,224

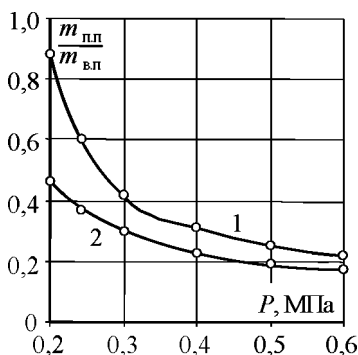


Рис. 5. Залежність кількостей первинної і вторинної пари від тиску: 1 — за відбору парової суміші; 2 — за відбору вторинної пари

Компенсація кількості парової суміші по значенню Δh складає:

$$m_{сум} = 26:2232 = 0,0116 \text{ кг.}$$

Порівняння значення $\Delta m_{сум}$ з величиною $m_{п.п}$ приводить до висновку про можливість нехтування цими компенсаційними витратами. Водночас утворення надлишкової пари в системі приводить до висновку про необхідність її утилізації. За даними промислових підприємств такий надлишок складає близько 30% від генерованої вторинної пари, що вказує на технологічну й економічну доцільність вирішення цього завдання. З одержаних залежностей (13) і (14) випливає, що єдиною можливістю зменшити кількість надлишкової парової суміші в цій технології є збільшення енергетичного потенціалу первинної пари $h''_{п.п}$ за відповідного збільшення тиску. Фізичною особливістю і завданням цього процесу змішування первинної і вторинної пари є підвищення температури $t_{сум}$ при тому, що потреба в підвищенні енергетичного потенціалу

$h''_{в.п}$ відсутня. Наведена інформація приводить до висновку про те, що надлишок парової фази, який виводиться з циклу, повинен стосуватись вторинної пари, а не суміші. У такому випадку кількість вторинної пари, що підводиться до ежектора, складає $m_{в.п} - m_{п.п}$, а тому матеріальний баланс щодо останнього записуємо у формі:

$$(m_{в.п} - m_{п.п}) + m_{п.п} = m_{сум} = m_{в.п}, \quad (15)$$

а енергетичний баланс приводиться до виду:

$$m_{сум} h''_{сум} = (m_{в.п} - m_{п.п}) h''_{в.п} + m_{п.п} h''_{п.п}. \quad (16)$$

Підстановкою $m_{сум}$ і відповідними перетвореннями одержуємо:

$$m_{в.п} h''_{сум} = m_{в.п} h''_{в.п} - m_{п.п} h''_{в.п} + m_{п.п} h''_{п.п} \quad (17)$$

або

$$m_{в.п} (h''_{сум} - h''_{в.п}) = m_{п.п} (h''_{п.п} - h''_{в.п}). \quad (18)$$

Звідси визначаємо необхідну кількість первинної пари:

$$m_{п.п} = \frac{m_{в.п} (h''_{сум} - h''_{в.п})}{h''_{п.п} - h''_{в.п}}. \quad (19)$$

Порівняльні розрахунки виконаємо з урахуванням значень параметрів попереднього випадку (табл. 5).

Таблиця 5. Співвідношення термодинамічних параметрів системи за умови припинення дії частини вторинної пари

P , МПа	0,20	0,24	0,30	0,40	0,50	0,60
$h''_{п.п}$, кДж/кг	2707	2715	2726	2739	2749	2757
$m_{п.п}$, кг	0,469	0,375	0,294	0,234	0,203	0,183

За одержаними даними доповнюємо рис. 5 графічною інтерпретацією за останнім розрахунком. Таке порівняння вказує на доцільність переходу до останнього варіанта, як і до використання первинної пари зі збільшеними тисками. Позначивши співвідношення мас первинної і вторинної пари як

$$\frac{m_{п.п}}{m_{в.п}} = \gamma, \quad (20)$$

визначимо втрати енергетичних потенціалів з паровою фазою і конденсатом:

$$E_{втр} = E_{в.п} + E_{конд} = \gamma m_{в.п} h''_{в.п} + m_{в.п} h'_{в.п} = m_{в.п} (\gamma h''_{в.п} + h'_{в.п}). \quad (21)$$

Наведені міркування і розрахунки приводять до висновку про недосконалість енерготехнологічних систем варильних агрегатів пивзаводів. Започатковується ця недосконалість вимогами до структури подрібненого солоду, за якими в операціях необхідно поєднати результати, які не узгоджуються між собою і стосуються підготовки заторів, повноцінного оцукрювання середовищ, утворення фільтраційного шару у фільтраційному апараті та відокремлення освітленого суслу у формі рідинної фракції з максимальним вилученням екстрактивних речовин. Узгодження неузгоджуваних вимог щодо фільтрації досягається за рахунок використання промивних вод у завершальній стадії процесу, однак ця

його остання частина обумовлює потужний термодинамічний негатив у процесі варіння сусла.

Надлишок рідинної фракції, створюваний промивними водами, приводить до необхідності випарювання 11...12% від маси і до чергової задачі щодо використання потенціалів генерованої вторинної пари.

Відсутність паралельних енергоматеріальних потоків у варильних відділеннях, які б стосувалися безпосередньо технологій виробництва пива, визначила передумови створення системи рекуперації потенціалів випарів на основі теплових насосів, теоретична оцінка яких була одним із завдань цього дослідження. Разом з тим можливо прийти до висновку про те, в якійсь мірі використання запропонованої системи з тепловими насосами стосується обмежень наслідків варильних технологій і агрегатів. Зазначене підтверджує доцільність аналізу першопричин і можливостей обмеження таких негативних впливів.

Варильні відділення пивзаводів характеризуються утворенням додаткових вихідних потоків дробини після завершення процесу фільтрації. За своїм складом пивна дробина є достатньо цінним біологічним компонентом відгодівлі худоби. В технологіях, які використовувалися раніше, дробина гідротранспортером від фільтраційних апаратів передавалась у спеціальні збірники і вивозилась споживачам. При цьому технологія гідротранспорту додавала некорисної компоненти до суміші з проявами втрат і екологічних порушень. Разом з тим сушіння дробини після фільтрації визначається економічно доцільною складовою в загальній технології з високим попитом на таку продукцію з одночасним вирішенням завдання утилізації потенціалів вторинної пари, генерованої за варіння сусла. Важливо, що ці два процеси реалізуються як синхронні у часі і за термодинамічними показниками [5]. Окрім того, остання пропозиція стосується можливості обійтись без сушильної камери, оскільки пропонується цю роль покласти безпосередньо на фільтраційний апарат, що відображується формулою патенту України 98892: варильний агрегат для пива, що складається із заторного апарата, вакуумної камери, фільтраційного та сусловарильного апаратів, з'єднаних між собою системою трубопроводів, який відрізняється тим, що паровий об'єм сусловарильного апарата з'єднано з калорифером-нагрівачем системи подавання повітря в підситовий простір фільтраційного апарату.

В описі роботи варильного апарата відмічається, що подрібнений солод та вода надходять у заторний апарат 1 (рис. 6), в якому за температур 50...80°C здійснюється завершальний етап оцукрювання крохмалю та утворюється заторна маса. Подавання заторної маси у вакуумну камеру 5 супроводжується адіабатним кипінням з руйнуванням її міжклітинних і клітинних структур. Через шлюзовий затвор вакуумної камери заторна маса потрапляє у фільтраційний апарат 2, у якому здійснюється фільтрація мутного сусла, а прозоре сусло стікає у сусловарильний апарат 4. Кип'ятіння сусла з хмелем в останньому супроводжується утворення вторинної пари, яка подається в калорифер-нагрівач 7 разом з повітряним потоком за рахунок роботи повітрорудної машини 6. У результаті взаємодії цих матеріально-енергетичних потоків вторинна пара конденсується, а нагріте повітря повітровою 8 подається у підситовий простір фільтраційного апарата,

рівномірно розподіляючись по його перерізу. Взаємодія гарячого повітря з дробиною приводить до її висушування, після чого остання вивантажується з фільтраційного апарата з використанням механічної мішалки, передбаченої в конструкції фільтраційного апарата.

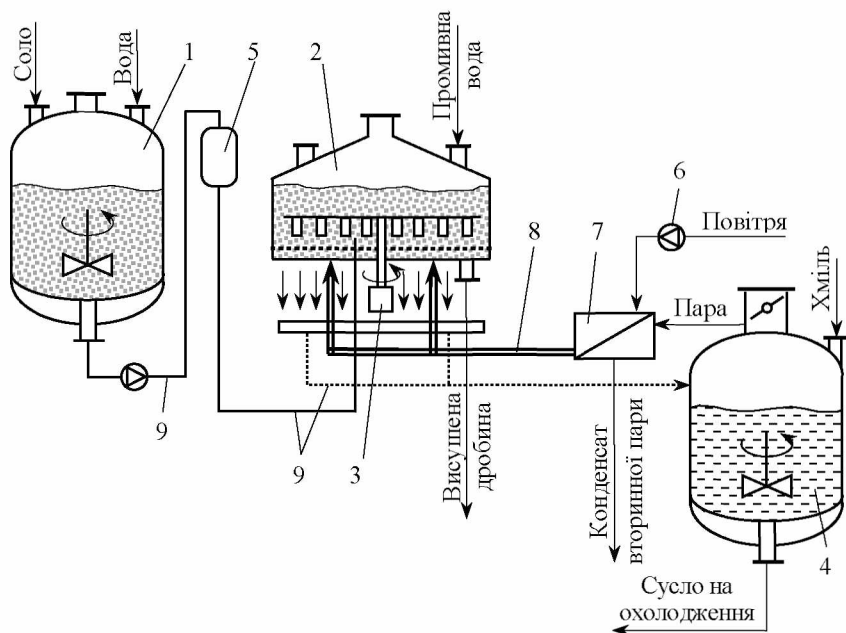


Рис. 6. Схема варильного агрегату для пива (патент України 98892)

Ідея використання фільтраційного апарата для сушіння дробини стосується можливості рекуперації енергетичного потенціалу звареного сусла. В сучасних технологіях операції охолодження й освітлення останнього суміщені в одну, що має подвійний недолік. По-перше, мають місце втрати теплової енергії близько 350...400 тис. кДж/м³ охолоджуваного сусла, і, по-друге, витрати, пов'язані з енергетичним і матеріальним забезпеченням роботи холодильних установок. Разом з тим відсутність технологічних заборон порушує питання відокремлення операцій охолодження й освітлення сусла. У зв'язку з цим пропонується до використання патент України 61422 «Система підготовки пивного сусла і сушіння дробини» [10] з такою формулою винаходу: «Система підготовки пивного сусла і сушіння дробини, що складається із заторного, фільтраційного та сусловарильного апаратів, яка відрізняється тим, що вона доповнена теплообмінним апаратом, калорифером і двома збірниками проміжного теплоносія, встановленими між фільтраційним та сусловарильним апаратами» (рис. 7).

Робота цієї системи відповідає такому алгоритму: із заторного апарата 1 приготувана заторна маса подається в фільтраційний апарат 2, в якому відбувається відокремлення сусла від дробини і подальша передача його у сусловарильний апарат 3 для проведення операції охмеління сусла кип'ятінням його з хмелем.

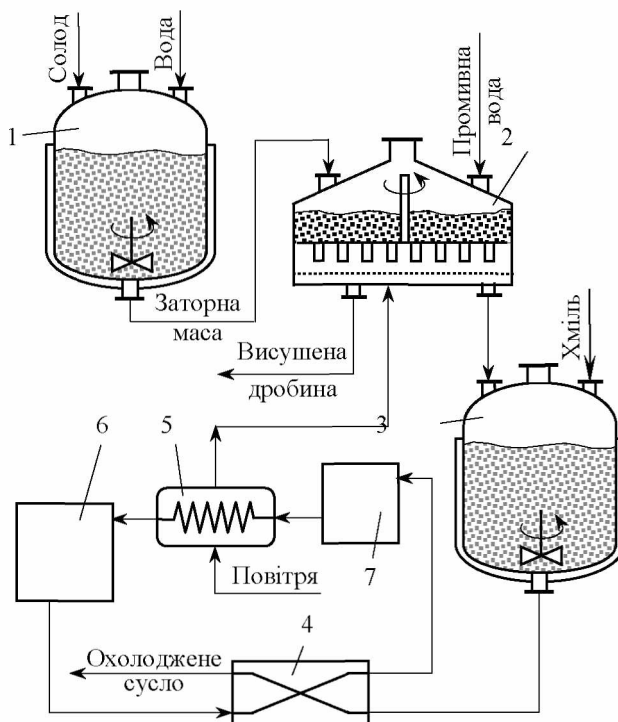


Рис. 7. Схема системи підготовки пивного сусла і сушіння дробини
(патент України 61422)

Після закінчення операції охмеління, сусло з температурою близько 100°C подається на теплообмінний апарат 4, де віддає свій енергетичний потенціал проміжному теплоносію, який надходить зі збірника 6. При цьому охолоджене сусло подається на подальші технологічні операції, а гарячий проміжний теплоносій в збірник проміжного теплоносія 7. За проведення операції сушіння дробини гарячий проміжний теплоносій із збірника проміжного теплоносія надходить на калорифер 5, в якому він віддає свій енергетичний потенціал повітря, охолоджується та потрапляє в збірник проміжного теплоносія 6, а нагріте в калорифері 5 повітря подається в нижню частину фільтраційного апарату 2 і проходячи через шар дробини висушує її.

Перевагою системи можна вважати зустрічні потоки сусла і охолоджувальної води, завдяки яким різниця їхніх температур суттєво обмежена у всіх зонах контактування і кінцева температура холодного теплоносія може бути вищою за кінцеву температуру гарячого. Це означає перспективу повторного використання потенціалу проміжного теплоносія. Важливо, що процеси охолодження сусла і нагрівання повітря в калорифері 5 можуть бути організовані як синхронні та паралельні в часі і за значеннями енергетичних потенціалів. Завдяки цьому можна значно обмежити об'єми збірників 6 і 7 проміжного теплоносія з виконанням лише однієї операції освітлення пива у відстійному апараті для відокремлення білкових осадів [7]. Додатковим позитивом при цьому має стати відсутність

4...5 кратних об'ємів охолоджуючої води на здійснення процесу в традиційних технологіях. Використання холодильних установок в таких випадках витрати охолоджуючої води обмежує 1,5...2 об'ємами суслу на додаток до загальних витрат в системі охолодження на рівнях холодопродуктивності 50...100 кВт з розрахунку на кожний м³ середовища за умови здійснення цього процесу за одну-дві години. Вибір співвідношення між холодопродуктивністю і часом здійснення процесу є однією з логістичних внутрішніх задач тепер вже за межами варильної системи.

Оцінюючи сукупність технологічних процесів варильних відділень пивзаводів, слід звернути увагу на матеріальні потоки з їхніми неперервними послідовними трансформаціями під дією механічних, гідромеханічних, енергетичних та інформаційних впливів. Перебіг названих взаємодій відбувається у формі послідовних операцій на користь вимог технологій і така послідовність ускладнює можливість використання їхніх вторинних енергоматеріальних ресурсів. У зв'язку з цим можливо назвати практично лише один процес рекуперації енергетичного потенціалу вторинної пари в загальній технології варильних відділень на рівнях використання систем з механічною і термокомпресією випарів.

Висновки

1. Утилізація енергетичних ресурсів вторинної пари, генерування якої відбувається в суслотварильних апаратах, стосується використання теплоти конденсації за рахунок безпосереднього здійснення цього процесу і передавання енергетичного потенціалу іншому матеріальному носію або з попереднім доповненням в рамках термодинамічних параметрів для підвищення тиску і температури конденсації. У першому випадку з'являються можливості вказаної утилізації в паралельних процесах нагрівання, сушіння середовищ за температур конденсації, наближених до 100°C.

2. Енергетична трансформація вторинної пари механічним стисканням або термокомпресією надає можливість за рахунок таких компенсаційних процесів здійснити оборотний процес конденсації для забезпечення подальшого генерування вторинної пари. Енергетичні втрати в такому режимі пов'язані з теплою конденсату.

3. Енергетичний потенціал суміші вторинної і первинної пари, утворюваної в термокомпресорі, приблизно на 30% перевищує потреби з генерування вторинної пари. Використання цього надлишку можливе для здійснення сушіння дробини в паралельному процесі у фільтраційному апараті.

4. Енергетичний потенціал охолоджуваного суслу еквівалентний енерговитратам на сушіння дробини. Ця перевага доповнюється обмеженням енергетичних і матеріальних витрат на його охолодження в традиційних системах.

Література

1. Z. Y. Xu, R. Z. Wang, ChunYang (2019), Perspectives for low-temperature waste heat recovery, *Energy*, Vol. 176, pp. 1037—1043, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.04.001>.
2. Feng Huang, Jie Zheng, J. M. Baleynaud, Jun Lu (2017), Heat recovery potentials and technologies in industrial zones, *Journal of the Energy Institute*, Vol. 90, Is. 6, pp. 951—961, DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1743967115304487>.

3. Hongsheng Zhang, Hongbin Zhao, Zhenlin Li (2019), Waste heat recovery and water-saving modification for a water-cooled gas-steam combined cycle cogeneration system with absorption heat pump, *Energy Conversion and Management*, Vol. 180, pp. 1129—1138, DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890418313013>.

4. Chenghu Zhang, Jiyu Lin, Yufei Tan (2019), A theoretical study on a novel combined organic Rankine cycle and ejector heat pump, *Energy*, Vol. 176, pp. 81—90, DOI: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544219306103>.

5. Патент 98892 UA, МПК C12C 7/165 (2006.01), C12C 13/00 Варильний агрегат для пива / Соколенко А. І., Піддубний В. А.; заявник та патентовласник Національний університет харчових технологій. № a201104854; заявл. 19.04.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12, 2012 р.

6. Інтенсифікація тепло-масообмінних процесів в харчових технологіях / Соколенко А. І., Мазаракі А. А., Шевченко О. Ю. та ін. Київ: Фенікс, 2011. 536 с.

7. Кунце В. Технология солода и пива. Пер. с нем. С.-Петербург: Профессия, 2001. 912 с.

8. Домарецький В. А. Технологія солоду та пива: підруч. для студентів вищ. закл. освіти, що навчаються за спец. «Технологія бродил. вир-в і виноробства». Київ: Урожай, 1999. 544 с.

9. Буляндра О. Ф. Збірник задач з технічної термодинаміки. Київ: НУХТ, 2015. 394 с. Патент 61422 UA, МПК C12C 13/00 Схема системи підготовки пивного сусла і сушіння дробини / Соколенко А. І., Шевченко О. Ю., Піддубний В. А., Максименко І. Ф., Шевченко А. О., Бойко О. О.; заявник та патентовласник Національний університет харчових технологій. № u201013171; заявл. 05.11.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14, 2011 р.