

THERMODYNAMIC EVALUATION OF SECONDARY ENERGY RESOURCES RECUPERATION PROCESSES

O. Shevchenko, A. Sokolenko, O. Stepanets, S. But

National University of Food Technologies

Key words:

Recuperation
Secondary steam
Thermodynamics
Energy resources
Potential
Thermocompression

Article history:

Received 14.03.2019
Received in revised form
02.04.2019
Accepted 23.04.2019

Corresponding author:

O. Shevchenko
E-mail:
npnuht@ukr.net

ABSTRACT

The article gives a theoretical generalization of the provisions concerning the recovery of energy resources in the systems of generation of secondary vapor. On the example of the brewpartition of breweries, there is shown the existence of a contradiction through which the technological excess of the liquid fraction evaporating in the suspension apparatus arises in connection with the introduction of flushing water into the system of filtering congestion for the in-depth extraction of extractives. The impossibility of abandoning the last process led to the need to neutralize the ultimate disadvantage due to the recovery of the energy potential of the generated secondary vapor.

Secondary steam obtained in the technologies of food, microbiological and chemical industries is a carrier of deterministic energy flows, which are relatively simple technical systems subject to thermodynamic transformations with transfer to higher potential levels.

The transfer of input streams of secondary vapor to higher values of pressure and temperature mean the possibility of their use as a primary energy carrier. The choice of increasing pressure means simultaneously increasing the energy consumption for compressing the steam fraction and the temperature difference on the heat transfer surface. The latter means the possibility of applying a wide range of thermodynamic parameters.

The use of an ejection thermocouple is accompanied by the interaction of two input vapor flows in the stream of the primary energy source and the secondary vapor stream, the combination of which leads to the formation of a flow of steam mixture, which is directed to condensation. Such interaction is accompanied by the ratios of material flows in inverse proportion to the heat of steam generation.

Calculations and numerical parameters are also related to estimation of the potential of heat energy returned to the system and energy costs for its implementation are given. The calculation dependences concerning cases of mechanical and thermal compression are given.

ТЕРМОДИНАМІЧНА ОЦІНКА ПРОЦЕСІВ РЕКУПЕРАЦІЇ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ

О.Ю. Шевченко, А.І. Соколенко, О.І. Степанець, С.А. Бут
Національний університет харчових технологій

У статті проведено теоретичне узагальнення положень щодо рекуперації енергетичних ресурсів у системах генерування вторинної пари. На прикладі варильних відділень пивзаводів показано існування протиріччя, через яке технологічний надлишок рідинної фракції, що випаровується в суслварильному апараті, виникає у зв'язку з введенням у систему промивних вод при фільтрації заторів для поглибленого вилучення екстрактивних речовин. Неможливість відмовитись від останнього процесу спричинила необхідність нейтралізації кінцевого недоліку за рахунок рекуперації енергетичного потенціалу генерованої вторинної пари.

Вторинна пара, одержана в технологіях харчових, мікробіологічних і хімічних виробництв, є носієм детермінованих енергетичних потоків, які відносно простими технічними системами підлягають термодинамічним трансформаціям з переведенням до рівнів більш високих потенціалів.

Переведення вхідних потоків вторинної пари до більш високих показників тиску і температури означають можливість їх використання в ролі первинного енергоносія. Вибір у бік збільшення тиску означає одночасно збільшення енерговитрат на стискання парової фракції і перепад температури на поверхні теплообміну. Останнє означає можливість застосування широкого діапазону термодинамічних параметрів.

Використання ежекційного термокомпресора супроводжується взаємодією двох вхідних парових потоків у складі потоку первинного енергоджерела і потоку вторинної пари, сукупність яких приводить до утворення потоку парової суміші, що спрямовується на конденсацію. Така взаємодія супроводжується співвідношеннями матеріальних потоків обернено пропорційними показникам теплоти пароутворення.

Також наведено розрахунки і числові параметри, які стосуються оцінок потенціалів теплової енергії, повернутої в систему, і енергетичних витрат на її здійснення. Наведено розрахункові залежності, що стосуються випадків механічної і термокомпресії.

Ключові слова: рекуперація, вторинна пара, термодинаміка, енергетичні ресурси, потенціал, термокомпресія.

Постановка проблеми. Аналіз більшості навіть достатньо досконалих технологій часто приводить до висновку про наявність у них невикористаних резервів і ресурсів. Інколи такі резерви були непоміченими під час створення технологій [1—4] чи не входили до числа їх завдань, або не були напрацьовані теоретичні розробки і практичні пропозиції, які могли б привести до одержання більш поглиблених результатів [5—7]. Відсутність об'єктивної оцінки важливості мінімізації питомих енергетичних витрат у різних галузях

промисловості в перебігу кількох десятиліть призвело виробництва в Україні до відомих негативних результатів.

Проте розвиток сучасних тенденцій в теорії енерго- і масообмінних процесів, як мінімум, відповідав і був паралельним загальносвітовим досягненням [8—10]. Готовність наукових кадрів, конструкторів і промисловців підтверджена результатами сприйняття новітніх технологій і обладнання. При цьому зрозуміло, що розрив між рівнями інтелектуальних напрацювань і їх реалізацією в технологіях завжди був і закономірно повинен існувати, оскільки він є рушійним фактором розвитку.

У спробі підтвердити останні положення звернемося до побіжного аналізу влаштування технологій і обладнання варильних відділень пивзаводів.

Наявність певного недоліку в тій або іншій частинах технології майже напевне вказує на необхідність подолання в ній протиріччя. Так, процес варіння пивного суслу потребує його інтенсивного кип'ятіння і випаровування до 10% рідинної фракції. Очевидно, що останнє обумовлено необхідністю доведення концентрації розчинених екстрактивних речовин до нормативних показників, які в середньому близькі до 13%. Вказаний надлишок рідинної фракції створюється цілком свідомо у зв'язку з бажанням поглибленого вилучення екстракту, представленого цукрами, із заторів у процесах їх фільтрації [11] за рахунок використання промивних вод. Саме останнє визначає кількість десятивідсоткового випару рідини. Дії, спрямовані на останній недолік, починаються з помелу солоду з досягненням певної структури. З одного боку, збільшення фракції борошна на етапі виготовлення мало б полегшити процес розчинення екстрактивних речовин і їх вилучення та переведення до розчину, але це привело б до ускладнень під час формування фільтраційного шару і загального результату. Тож протиріччя на межі вибору між високим виходом екстрактивних речовин і необхідністю обмеження енергетичних витрат на генерування випару є цілком усвідомленим. Вибір нейтралізації такого протиріччя в сучасних технологіях стосується ліквідації наслідків, а не першопричини. Його здійснено у напрямку створення ділянок для утилізації потенціалів генерованої вторинної пари. Її безпосередня конденсація або трансформація з підвищенням тиску і потенціалу застосовуються в енергозабезпеченні самого випару або для енергетичних потреб у паралельних процесах.

Трансформації вторинної пари з підвищенням її енергетичного потенціалу досягаються за рахунок механічної або термокомпресії, що означає додаткове введення в систему зовнішніх енергетичних потенціалів. Рівень доцільності таких трансформацій має принципове значення, а технічне виконання систем утилізації пов'язано з технологіями теплових насосів за наявності процесів випаровування, стискання парової фракції та конденсації за стабілізованого тиску.

Одночасно з цим, наприклад, використання потенціалу випару суслорильних апаратів для сушіння пивної дробини цього ж або попереднього циклу цілком вкладається в рамки існуючих технологій і відповідає сучасним запитам екології.

У зв'язку з викладеним вирішення завдання утилізації потенціалів вторинної пари в технологіях, де її генерування має місце, потребує відповідного інформаційного забезпечення щодо енергетичної й економічної доцільності.

Мета дослідження: теоретичне узагальнення, яке стосується термодинамічних трансформацій вторинної пари з підвищенням її енергетичного потенціалу і можливостей утилізації.

Матеріали і методи дослідження стосуються особливостей технологій харчових виробництв, положень термодинаміки в рамках її окремих частин, енергетичних і матеріальних балансів тощо.

Результати і обговорення. Значна кількість харчових технологій побудована на застосуванні режимів фазових переходів з генеруванням певних об'ємів водяної пари — носія теплоенергетичних потоків, які відносно просто підлягають термодинамічним трансформаціям. Останнім відповідають процеси стискання вторинної пари або змішування з певною часткою первинної, що приводить до підвищення ентальпії i'' . Порівнюючи явище стикання пари з процесами, що мають місце в тепловому насосі, відмітимо, що їх теоретичні енергетичні витрати відповідають різниці ентальпій за кінцевого і початкового тисків, тобто:

$$\Delta i'' = i''_{(к)} - i''_{(п)}. \quad (1)$$

Вказана особливість стосується не лише водяної пари, а й парової фази холодильного агента в холодильній установці, кондиціонері, теплохолодильній системі тощо. Важливо, що переведення парової фази до деякого кінцевого тиску $P_{(к)}$ супроводжується збільшенням її температури до $t_{(к)}$ і це означає можливість використання потенціалу $i''_{(п)}$ разом з $\Delta i''$ в режимі конденсації. На підтвердження останнього звернемося до табл. 1 з параметрами насиченої водяної пари.

Таблиця 1. Параметри насиченої водяної пари (по тисках)

P , МПа	t , °С	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0,002	17,514	73,520	2533	2459	0,2609	8,722
0,004	28,979	120,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,006	36,180	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,008	41,540	173,90	2576	2402	0,5927	8,227
0,010	45,580	191,90	2584	2392	0,6492	8,149
0,012	49,450	207,00	2591	2384	0,6966	8,085
0,014	52,580	220,10	2596	2376	0,7368	8,031
0,020	60,080	251,40	2609	2358	0,8321	7,907
0,040	75,880	317,70	2636	2318	1,0261	7,670
0,060	85,950	360,00	2653	2293	1,1453	7,531
0,080	93,520	391,80	2665	2273	1,2330	7,434
0,100	99,640	417,40	2675	2258	1,3026	7,360
0,120	104,81	439,40	2683	2244	1,3606	7,298
0,140	109,33	458,50	2690	2232	1,4109	7,246
0,160	113,32	475,40	2696	2221	1,4550	7,202
0,180	116,94	490,70	2702	2211	1,4943	7,163
0,200	120,23	504,80	2707	2202	1,5302	7,127
0,220	123,27	517,80	2711	2193	1,5630	7,096
0,240	126,09	529,80	2715	2185	1,5929	7,067

З даних наведених у табл. 1 видно обов'язкове виконання умови

$$i'' = i' + r, \quad (2)$$

де i' — теплоємність рідинної фази, а також те, що зі зростанням тисків ентальпії i' та i'' зростають, а теплота фазового переходу r зменшується.

Важливо, що досяжними є зростання тисків і температур парової фази, а отже, і температур конденсації щодо витрати на утворення вторинної пари з відповідними співвідношеннями. Це означає можливість повернення теплової енергії з коефіцієнтом рекуперації:

$$\beta = \frac{r_{(к)}}{\Delta i''}. \quad (3)$$

З наведених співвідношень видно, що зі зростанням тиску маємо збільшення різниці між ентальпією й теплою пароутворення і за однакового кроку ΔP коефіцієнт β зменшується, хоча в загальному обчисленні він залишається настільки значним, що підтверджує доцільність організації рекуперативних режимів (табл. 2).

Таблиця 2. Розрахункові параметри щодо визначення коефіцієнта рекуперації β

$P_{(н)}$, МПа	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18
$P_{(к)}$, МПа	0,2									
$i''_{(н)}$, кДж/кг	2584	2609	2636	2653	2665	2675	2683	2690	2696	2702
$i''_{(к)}$, кДж/кг	2707									
$\Delta i''_{(к)}$, кДж/кг	123	98	71	54	42	32	24	17	11	5
$r_{(к)}$, кДж/кг	2202									
β	17,9	22,5	31,0	40,8	52,4	68,8	91,8	129,5	200,2	440,4

Розрахунки виконувалися за змінних значень початкових тисків $P_{(н)}$, сталого значення кінцевого тиску $P_{(к)} = 0,2$ МПа і відповідних їм параметрів $i''_{(н)}$, $i''_{(к)} = 2707$ кДж/кг та $r_{(к)} = 2200$ кДж/кг. Тиску 0,2 МПа водяної пари відповідає температура конденсації 120,3°C, а передавання теплового потоку на первинне середовище має здійснюватися через герметичну поверхню. Утворений конденсат через поверхню теплопередачі віддає в питомому обчисленні тепловий потік, пропорційний різниці температур:

$$Q = c(t_{(к)} - t_{(н)}), \quad \text{кДж/кг}. \quad (4)$$

Проте використання цієї частини теплової енергії є дещо проблематичним через неможливість реалізації різниці температур, вказаної у формулі (4).

З урахуванням цієї особливості і тієї обставини, що величина Q складає близько 3...5% від значення $r_{(к)}$, в подальших розрахунках вона не враховується.

Для поглиблення інформації про перебіг процесів звернемося до їх графічного представлення за початкових умов по паровій фазі:

$$P_{(н)} = 0,1 \text{ МПа}; \quad i''_{(н)} = 2675 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad r_{(н)} = 2258 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$t_{(п)} = 99,64^{\circ}\text{C}; s''_{(п)} = 7,36 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

і за значень кінцевих умов

$$P_{(к)} = 0,2 \text{ МПа}; i''_{(к)} = 2707 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; r_{(к)} = 2202 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$t_{(к)} = 120,23^{\circ}\text{C}; s''_{(к)} = 7,127 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Введення до числа відомих параметрів значень ентропій $s''_{(п)}$ і $s''_{(к)}$ дає змогу відобразити перебіг процесу в координатах T-s. Так, точці 1 (рис. 1) відповідають координати $T_1-s''_{(п)}$, а точці 2 — $T_2-s''_{(к)}$. Враховуючи наявність різниці ентропій: $\Delta s'' = s''_{(п)} - s''_{(к)} = 7,36 - 7,127 = 0,233$, кДж/(кг·К) процес стискання вторинної пари, представлений ділянкою 1—2, можливо вважати лише певним наближенням до адіабатного.

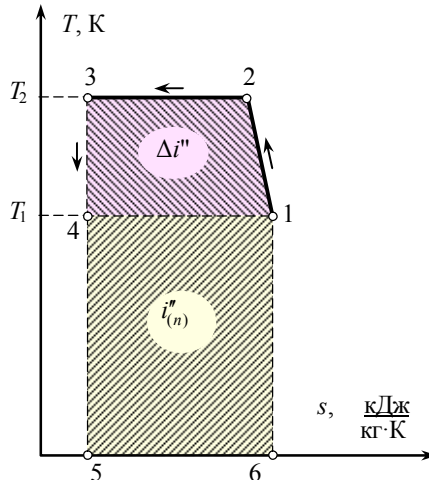


Рис. 1. Діаграма T-s процесу рекуператії вторинної пари

Процесу ізотермічної конденсації вторинної пари відповідає ділянка 2-3, а значення ентропії визначається рівнем ентропії конденсату. За тиску 0,2 МПа остання становить $s' = 1,5802$ кДж/(кг·К).

Початковій ентальпії $i''_{(п)}$ на діаграмі відповідає площа 1-4-5-6-1, значенню $\Delta i''$ — площа 1-2-3-4-1, а рекуперованому тепловому потоку — площа 1-2-3-4-5-6-1. Енергетичні витрати на стискання вторинної пари визначаються залежністю:

$$\ell = \Delta i'' / \eta, \tag{5}$$

де η — коефіцієнт корисної дії компресора. В зображенні діаграми має місце умовність, пов'язана з відсутністю процесу адіабатного розширення конденсату на ділянці 3-4, оскільки він просто виводиться з системи, а продовження

регенерації відбувається завдяки неперервному генеруванню вторинної пари, за якого досягаються термодинамічні параметри відповідні точці 1.

З діаграми видно, що відносне положення ізотерм T_1 і T_2 відображує рівень енергетичних витрат і їх зближення означає зменшення $\Delta i''$ та збільшення ефективності. Еквівалентним цьому висновку є вибір значень кроків тиску. Зменшення різниці між початковим і кінцевим тисками означає зменшення перепаду ентальпій. Для можливості числових оцінок таких впливів за результатами розрахунків, наведеними в табл. 2, побудовано графічну залежність $\beta = \beta(P_{(к)}/P_{(п)})$ (рис. 2) у зв'язку з тим, що саме співвідношення тисків $P_{(к)}/P_{(п)}$ визначає у тому числі положення ізотерм і співвідношення температур фазових переходів.

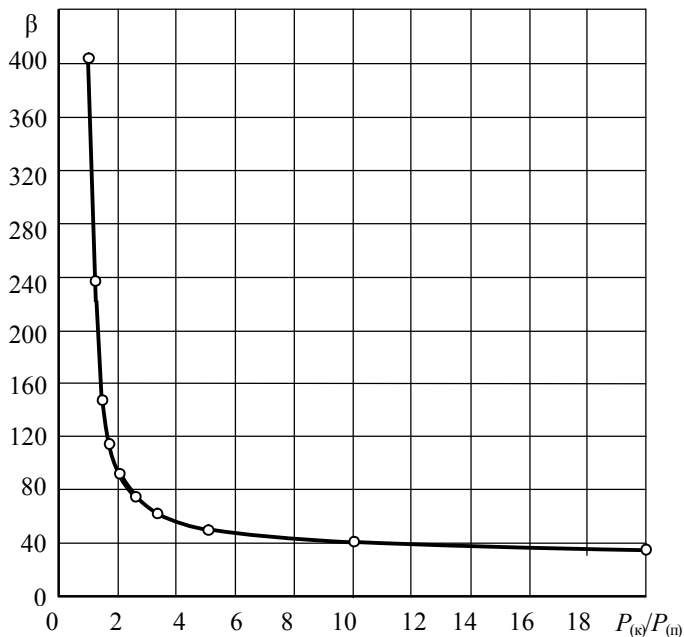


Рис. 2. Графік визначення коефіцієнтів рекуперації залежно від співвідношень кінцевого і початкового тисків

Для кінцевої оцінки енергетичної ефективності рекуперації вторинних теплових ресурсів необхідно враховувати енергетичні затрати на її реалізацію й організацію. У зв'язку з цим на підвищену увагу заслуговують технологічні процеси, в яких здійснюється активне випаровування рідинної фази. В таких випадках трансформована вторинна пара може використовуватись у ролі первинного енергоносія і від моменту завершення перехідних процесів створюються умови, за яких витрати первинного джерела обмежуються компенсацією втрат у навколишнє середовище.

З рис. 2 видно, що обраний перепад тиску є помітно впливовим фактором на коефіцієнт β , оскільки йому відповідає перепад ентальпій $\Delta i''$. Відгук системи

у бік збільшення перепаду ентальпій, який можливо вважати негативним проявом, одночасно супроводжується підвищенням різниці температур конденсації стиснутої пари і генерованої вторинної пари. Очевидно, що останнє важливо для проведення теплопередачі через обмежену поверхню. Так, у прикладі, представленому на рис. 1, в якому обрано $P_{(к)}/P_{(п)} = 2$, названі термодинамічні параметри становлять $\beta = 68,8$, $\Delta t = 20,59$ °С, $\Delta i'' = 32$ кДж/кг.

Повернення теплоти конденсації $r_{(к)}$ супроводжується повторним генеруванням вторинної пари у кількості:

$$m_{в.п.} = \frac{m_{(к)}r_{(к)}}{r_{(п)}} = \frac{2202}{2258} = 0,975 \text{ кг}, \quad (6)$$

де $m_{(к)} = 1$ кг – кінцева кількість пари першого етапу.

Якщо вторинна пара після конденсації виводиться з процесу і одночасно синтезується 0,975 кг нової вторинної пари, то це означає можливість скорочення витрат первинних енергоносіїв.

Умову (6) трансформуємо до вигляду:

$$\psi = \frac{m_{в.п.}}{m_{(к)}} = \frac{r_{(к)}}{r_{(п)}}, \quad (7)$$

з якого випливає такий висновок: співвідношення між масами вторинної пари другої генерації і масою конденсованої пари обернено пропорційне потенціалам їх випаровування (конденсації).

Доцільність використання технологій рекуперації вторинних енергетичних ресурсів покажемо на прикладі, що стосується варіння пивного сула. Відповідно до існуючих технологічних інструкцій цей процес відбувається протягом двох годин з випаровуванням до 10% від загального об'єму середовища. Якщо останній складає 50 м³, то енергетичні витрати лише на випаровування повинні скласти:

$$E = 0,1 \cdot 50000 \cdot 2258 = 11290000 \text{ кДж} = 11290 \text{ МДж}. \quad (8)$$

Газовий еквівалент такої кількості енергії становить:

$$V_{\text{екв.г.}} = \frac{E}{q} = \frac{11290}{32} = 352,8 \text{ м}^3, \quad (9)$$

де $q = 32$ МДж/м³ – теплотворна здатність газу.

Наведений варіант використання вторинної пари відповідає технології створення теплового насоса відкритого типу на основі механічної або термокомпресії. В останньому випадку буде мати місце надлишок теплової енергії порівняно з випадком механічної компресії.

Визначення параметрів системи з термокомпресором розпочинається з призначення матеріальних потоків вторинної пари $m_{вт}$, її температури $t_{вт}$, тиску $P_{вт}$, теплоємностей рідинної і парової фаз $i'_{рід}$ та $i''_{вт}$, теплоти паротворення r . Якщо потоку первинної пари задається тиск $P_{пер}$, то це означає,

що відомими будуть параметри $P_{\text{пер}}$, $i''_{\text{пер}}$, $i'_{\text{рід}}$ та r , а в результаті змішування первинного і вторинного потоків на виході з ежектора одержимо параметри суміші t , $i''_{\text{сум}}$, $i'_{\text{сум}}$, $P_{\text{сум}}$ та r .

Поєднання рівнянь теплового і матеріального балансів запишемо як

$$\begin{cases} m_{\text{сум}} i''_{\text{сум}} = m_{\text{пер}} i''_{\text{пер}} + m_{\text{вт}} i''_{\text{вт}}; \\ m_{\text{сум}} = m_{\text{пер}} + m_{\text{вт}}. \end{cases} \quad (10)$$

Звідси визначаємо матеріальний потік первинної пари:

$$m_{\text{пер}} = \frac{m_{\text{вт}} (i''_{\text{сум}} - i''_{\text{вт}})}{i''_{\text{пер}} - i''_{\text{сум}}}. \quad (11)$$

На виході з термокомпресора отримаємо:

$$m_{\text{сум}} = m_{\text{пер}} + m_{\text{вт}}. \quad (12)$$

Якщо цей сумарний потік задіяти на генерування вторинної пари, то одержимо:

$$m_{\text{вт}} = \frac{m_{\text{сум}} r_{\text{сум}}}{r_{\text{вт}}}. \quad (13)$$

За відсутності теплового насоса витрати первинної пари складала б:

$$m_{\text{пер}} = m_{\text{вт}} \frac{i''_{\text{вт}}}{i''_{\text{пер}}}. \quad (14)$$

Для збереження заданого початкового потоку вторинної пари необхідно забезпечити потік суміші:

$$m_{\text{сум}} = m_{\text{вт}} \frac{r_{\text{вт}}}{r_{\text{сум}}}. \quad (15)$$

Надлишок парової суміші може бути використаний на інші технологічні потреби.

Висновки

Аналіз технологій і процесів, пов'язаних з концентруванням розчинів речовин і генеруванням вторинної пари, дає змогу зазначити таке:

1. Вторинна пара, одержана в технологіях харчових, мікробіологічних і хімічних виробництв, є носієм детермінованих енергетичних потоків, які відносно простими технічними системами підлягають термодинамічним трансформаціям з переведенням до рівнів більш високих потенціалів. Придатними для поширеного використання є механічна або термокомпресія парової фракції.

2. Переведення вхідних потоків вторинної пари до більш високих показників тиску і температури означають можливість їх використання в ролі первинного енергоносія. Енергетичні витрати на такі трансформації пропорційні тиску і визначаються відповідними значеннями.

3. Вибір у бік збільшення тиску ΔP означає одночасно збільшення енерговитрат на стискання парової фракції і перепад температури на поверхні теплообміну. Останнє означає можливість застосування широкого діапазону термодинамічних параметрів.

4. Використання ежекційного термокомпресора супроводжується взаємодією двох вхідних парових потоків у складі потоку первинного енергоджерела і потоку вторинної пари, сукупність яких приводить до утворення потоку парової суміші, що спрямовується на конденсацію. Така взаємодія супроводжується співвідношеннями матеріальних потоків обернено пропорційними показникам теплоти пароутворення.

5. Розглянуті системи теплових насосів відкритого типу характеризуються високою енергетичною ефективністю у зв'язку з вхідними термодинамічними параметрами парових потоків і рівнями їх трансформації.

Література

1. Домарецький В.А. Технологія солоду і пива. Київ: Урожай, 1999. 542 с.
2. Домарецький В.А., Остапчук М.В., Українець А.І. Технологія харчових продуктів. Київ: НУХТ, 2003. 572 с.
3. Кунце В. Технология солода и пива. Санкт-Петербург: Профессия, 2001. 912 с.
4. Narziss L.: Brwlt 26 (1993), S. 1136—1143.
5. Колотуша П.В. Технологія солоду. Київ: Інститут системних досліджень освіти, 1993. 542 с.
6. Технологія солодових екстрактів, концентратів квасного суслу і квасу / Ємельянова Н.О., Гречко Н.Я., Кошова В.М., Суходол В.Х. Київ: Інститут системних досліджень освіти, 1994. 152 с.
7. Патент 14523 UA, МПК F25B 1/10 (2006.01) Пристрій для рекуперативного повернення теплової енергії в системах теплообміну між двома газовими потоками / Соколенко А.І., Шевченко О.Ю., Резнік В.Г., Піддубний В.А.; заявник Національний університет харчових технологій. № u200511369; заявл. 30.11.2005; опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5.
8. Патент 97895 UA, МПК C12C 7/00, F04F 5/20 (2006.01) Варильний агрегат для пива / Соколенко А.І., Козодой Ю.А., Піддубний В.А.; заявник Національний університет харчових технологій. № a201013165; заявл. 05.11.2010; опубл. 26.03.2012, Бюл. № 6.
9. Бурдо О.Г. Энергетика пищевых технологий // Наукові праці ОНАХТ. Одеса. 2007. Вип. 30, Т. 1. С. 4—11.
10. Бурдо О.Г. Эволюция сушильных установок. Одесса: Полиграф, 2010. 368 с.
11. Соколенко А.І., Піддубний В.А. Про енергозбереження і енергоресурси. *Харчова промисловість*. 2007. № 5. С. 66—68.