УДК 621.694.2:[66.048.5-982]
В. М. АРСЕНЬЄВ, канд.техн. наук, професор
С. О. ШАРАПОВ, молодш. наук. співр.
В. В. МІРОШНИЧЕНКО, бакалавр
Сумський державний університет, м. Суми

ЗАСТОСУВАННЯ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА ДЛЯ РЕКОМПРЕСІЇ ВТОРИННОЇ ПАРИ ВАКУУМНИХ ВИПАРНИХ УСТАНОВОК

В статье рассмотрен вопрос повышения энергоэффективности существующих вакуумных установок путем применения в них жидкостно-парового эжектора, работающего по принципу струйной термокомпрессии. Эффективность создания вакуума в такой установке оценена на примере технологического процесса сгущения молока методом выпаривания до регламентного содержания сухого вещества.

У статті розглянуто питання підвищення енергоефективності існуючих вакуумних установок шляхом застосування у них рідинно-парового ежектора, який працює за принципом струминної термокомпресії. Ефективність створення вакууму у такій установці оцінено на прикладі технологічного процесу згущення молока методом випарювання до регламентного вмісту сухої речовини.

Вступ

Рекомпресія вторинної пари після випарного апарата має на меті підвищення тиску і температури до рівня параметрів гріючої пари. Доцільність застосування рекомпресії вторинної пари відома давно і представлена в роботах [1–3].

Стиснення вторинної пари після випарного апарата може бути реалізоване шляхом застосування компресорів або вентиляторів будь-якого типу. Однак найбільш просте і найменш затратне схемне рішення для рекомпресії має місце при застосуванні пароструминних ежекторів. Необхідні параметри вторинної пари після рекомпресії у пароструминному ежекторі забезпечується за рахунок енергії котельної пари, яка подається в ежектор для формування струменю активного потоку.

Для однокорпусних випарних установок застосування пароструминного ежектора зменшує споживання гріючої (котельної) пари в (1 + u) разів у порівнянні з варіантом його прямого використання у гріючій камері випарного апарата. Величина u являє собою коефіцієнт ежекції, як відношення масових витрат пасивного і активного потоків.

Для багатокорпусних випарних установок рекомпресія вторинної пари значно ускладнює схему і вимагає більших витрат енергії на термотрансформацію утилізованої теплоти випару [4].

У якості альтернативного схемного рішення для підвищення параметрів вторинної пари пропонується використовувати процес струминної термокомпресії, розроблений на кафедрі технічної теплофізики Сумського державного університету [5–7]. Суть вказаної термокомпресії є у переносі генерації пари активного потоку у процес формування струменю активного потоку. Необхідний енергоресурс для термокомпресії підводиться у вигляді механічної роботи на привід циркуляційного насосу і теплоти для підігріву робочої рідини.

Зважаючи на різнорідність форми енергії, що витрачається на рекомпресію у різних схемах, які порівнюються, оцінку енергоефективності доцільно виконувати на базі сучасного ексергетичного методу термодинамічного аналізу [8-10].

Ціль роботи

Основною метою даної роботи є розширення області застосування рідинно-парових ежекторів у промисловості для вирішення проблеми підвищення енергоефективності вакуумних систем.

Основна частина

У якості базової схеми випарної установки розглядається двокорпусна випарна система для виробництва згущеного молока типу Виганд-4000, яка представлена на рис. 1 у спрощеному варіанті. До складу установки входить пароструминний ежектор, який реалізує рекомпресію необхідної частини вторинної пари, що утворюється у першому корпусі.

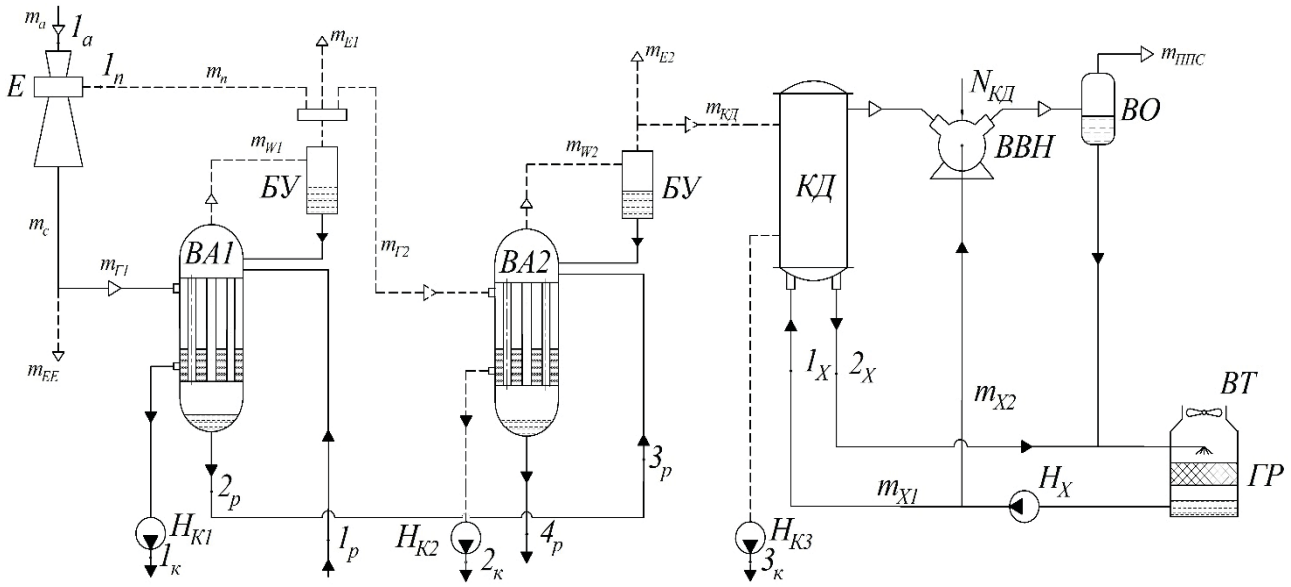

Рис. 1. Базова схема випарної установки:
ВВН – водокільцевий вакуум-насос, ВА1, ВА2 – випарні апарати, БУ – бризкоуловлювач, КД – конденсатор, H_{K1}, H_{K2}, H_{K3} – конденсатні насоси, ВО – водовідокремлювач, НХ – насос холодоносія, ГР – градирня, ВТ – вентилятор градирні

Необхідні параметри гріючої пари для випарного апарату ВА1 досягаються шляхом стиснення (рекомпресії) вторинної пари у пароструминному ежекторі, який працює зі споживанням котельної пари для створення струменю активного потоку з енергією, достатньою для реалізації вказаної рекомпресії.

Після ежектора потік змішування розділяється на екстра-пар для 3-го підігрівача молока з масовою витратою $\dot{m}_{EE}$ і на основний потік для гріючої порожнини ВА1 з витратою $\dot{m}_{Г1}$.

Вторинна пара (випар), що утворюється у ВА1, після бризкоуловлювача розподіляється на три потоки:

– у якості пасивного потоку ежектора, з масовою витратою $\dot{m}_{П}$;

– на гріючий потік другого корпусу з масовою витратою $\dot{m}_{Г2}$;

– у вигляді екстра-пари першого корпусу, яка використовується у другому теплообміннику для підігріву розчину, що упарюється, з масовою витратою $\dot{m}_{E1}$.

Як було вказано, частина вторинної пари після ВА1 з температурою 70 ^{0}С поступає в свою чергу до гріючої порожнини випарного апарата ВА2, у результаті чого розчин упарюється до кінцевої концентрації. Отримана у ВА2 вторинна пара розділяється на два потоки. Головний потік із масовою витратою $\dot{m}_{КД}$ поступає до конденсатора, а другий – у вигляді екстра-пари із масовою витратою $\dot{m}_{E2}$ і температурою 50 ^{0}С – також використовується для попереднього підігріву розчину.

Наявність конденсатора після ВА2 є необхідною умовою для підтримки вакууму в випарній установці. Конденсація вторинної пари після ВА2 забезпечується за рахунок теплообміну з охолоджуючою водою, що надходить до конденсатора із градирні за допомогою насоса холодоносія.

За наявності у вторинній парі після ВА2 газів, які не конденсуються, – перш за все розчиненого повітря, що підсмоктується, – парова порожнина конденсатора з'єднана із всмоктуючою лінією вакуум-насоса. Для вакуум-насоса рідинно-кільцевого типу передбачається циркуляція охолоджуючого середовища крізь робочу порожнину вакуум-насоса, водовідокремлювач і градирню. Таким чином, система оборотного водозабезпечення забезпечує паралельну розводку холодоносія через конденсатор і вакуум-насос.

Наявність вакууму в обох випарних апаратах потребує для відкачки конденсатів установки відповідних конденсатних насосів. Необхідно зазначити, що потоки конденсатів у гріючих камерах корпусів також використовуються для нагрівних цілей (на схемі не вказано). Враховуючи різницю температур випарювання по корпусах, перепуск розчину з першого ступеню у другий відбувається також через теплообмінник підігріву розчину.

Енергозабезпечення для функціонування базової схеми випарної установки включає наступні два види:

– теплота, що проводиться котельною парою, яка надходить до ежектора;

– електроенергія на привід гідравлічних насосів, вакуум-насоса і вентилятора градирні.

Розглядаючи випарну установку в межах представлених на рис. 1, формалізована схема ексергетичних перетворень має вигляд (рис. 2).

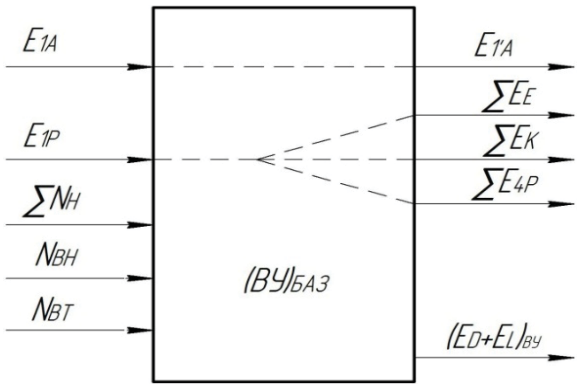

Рис. 2. Схема ексергетичних перетворень у базовій випарній установці

Згідно з положеннями ексергетичного аналізу за Дж. Тсатсаронісом маємо: ексергія потоку палива системи

$$E_{F,tot} = (E_{1A} - E_{1'A}) + \sum N_H + N_{вн} + N_{вт}\,, \qquad (1)$$

ексергія потоку продукту системи

$$E_{P,tot} = \sum E_E + \sum E_K + (E_{4p} - E_{1p})\,, \qquad (2)$$

ексергетична ефективність базової випарної установки

$$\varepsilon_{ву}^{баз} = E_{P,tot}/E_{F,tot} \qquad (3)$$

Позначення ексергетичних потоків на рис. 2 та у рівняннях (1) і (2):

E_{1A} – ексергія потоку котельної пари на вході в ежектор;

$E_{1'A}$ – ексергія потоку конденсата котельної пари при температурі $t_{1'A} = t_c$;

$\sum E_E = E_{EE} + E_{E1} + E_{E2}$ – сума ексергій потоків екстра-парів після ежектора і випарних апаратів ВА1 і ВА2;

$\sum E_K = E_{1K} + E_{2K} + E_{3K}$ – сума ексергій потоків конденсатів після випарних апаратів і конденсатора;

E_{1p}, E_{4p} – ексергії потоків розчину на вході та на виході випарної установки;

$\sum N_H$ – сумарна споживана потужність приводу насосів;

$N_{вн}$ – споживана потужність приводу вакуум-насоса;

$N_{вт}$ – споживана потужність приводу вентилятора градирні;

$E_D + E_L$ – сума деструкції ексергії та втрат ексергії в системі, що розглядається.

Для розрахунку питомої ексергії рідких нестискуваних середовищ використовується рівняння

$$e_f = \tilde{c}_f(T_f - T_{oc}) + (p_f - p_{oc})v_f - T_{oc}\tilde{c}_f ln\frac{T_f}{T_{oc}}, \quad (4)$$

де індекс f характеризує стан рідини;

$\tilde{c}_f$ – середня теплоємність рідини в інтервалі температур T_f і T_{oc};

p_{oc}, T_{oc} – розрахункові значення тиску і температури навколишнього середовища;

v_f – питомий об'єм рідини при T_f.

Визначення питомої роботи насосів виконується за рівнянням

$$l_H = \Delta p_H \cdot v_f/\eta_H. \quad (5)$$

Потужність, що підводиться до двигунів насоса

$$N_H = \dot{m}_f \cdot l_H/\eta_{дв}, \quad (6)$$

де Δp_H – приріст тиску рідини в насосі;

$\dot{m}_f$ – масова витрата рідини;

η_H,$\eta_{дв}$ – к.к.д насоса і привідного двигуна.

Результати розрахунків ексергетичної ефективності базової схеми зведені в табл. 1.

Таблиця 1

Режимні параметри компонентів випарної установки

Параметр	Позначення	Розмірність	Величина
Споживана потужність конденсатних насосів	$N_{НК1}$	кВт	0,25
	$N_{НК2}$	кВт	0,12
	$N_{НК3}$	кВт	0,10
Теплове навантаження на конденсатор	$\dot{Q}_{кд}$	кВт	676,3
Масова витрата холодоносія на конденсатор	$\dot{m}_{X1}$	кг/с	54,13
Об'ємна продуктивність вакуум-насоса за умовами всмоктування	$\dot{V}_{вн}$	$м^3$/хв	4,02
Масова витрата холодоносія для вакуум-насоса	$\dot{m}_{X2}$	кг/с	0,2
Споживана потужність вакуум-насоса	$N_{вн}$	кВт	7,25
Об'ємна витрата насоса для холодоносія	$\dot{V}_{нх}$	м3/год	195
Споживана потужність насоса холодоносія	$N_{нх}$	кВт	17,2
Об'ємна продуктивність вентилятора градирні	$\dot{V}_{вт}$	м3/с	95
Споживана потужність вентилятора градирні	$N_{вт}$	кВт	41,1

Принципова схема енергозберігаючої випарної установки представлена на рис. 3.

За даною схемою генерація гріючої пари для випарного апарата ВА1 забезпечується шляхом рекомпрсії вторинної пари вакуумним агрегатом, який включає:

– рідинно-паровий ежектор РПЕ;

– сепаратор С;

–циркуляційний насос, Нц;

– підігрівач, П.

Пасивний потік для РПЕ формується з вторинної пари із першого і другого корпусів.

Необхідність у рекомпресії пари після ВА2 зумовлена вимогами балансу масової витрати гріючої пари і вторинної пари у випарному апараті ВА1.

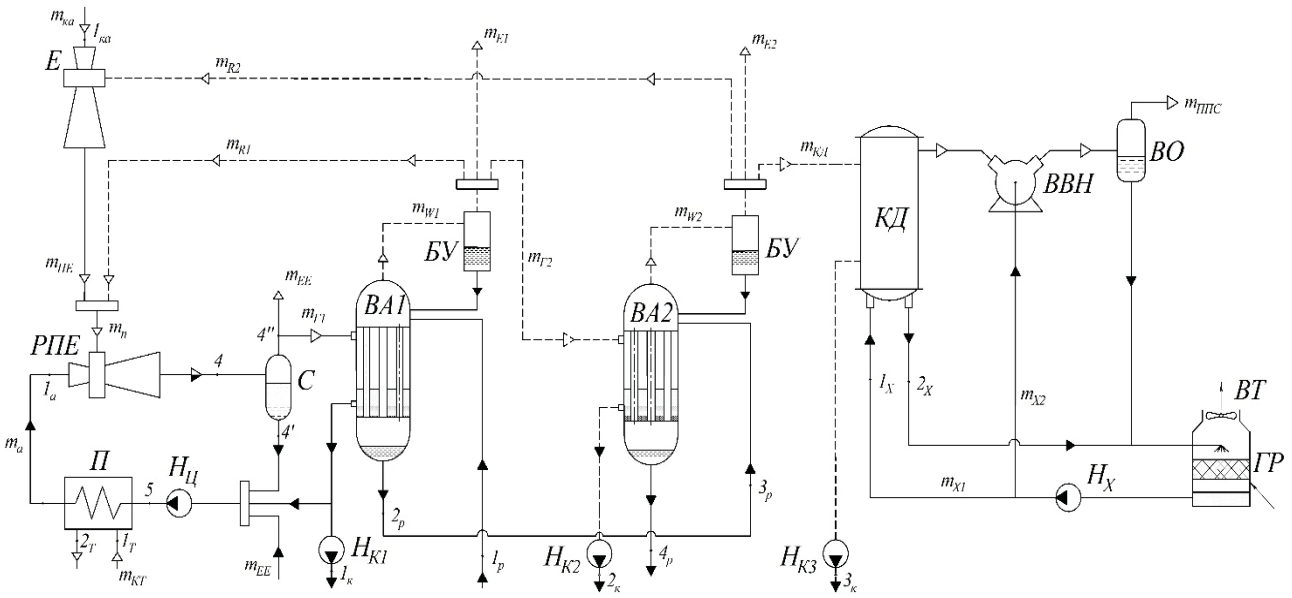

Рис. 3. Схема двокорпусної випарної установки
із рекомпресією вторинної пари рідинно-паровим ежектором:
ВВН – водокільцевий вакуум-насос, ВА1, ВА2 – випарні апарати, БУ – бризкоуловлювач,
КД – конденсатор, $Н_{К1}$, $Н_{К2}$, $Н_{К3}$ - конденсатні насоси, ВО – водовідокремлювач,
$Н_Х$ – насос холодоносія, ГР – градирня, ВТ – вентилятор градирні,
$Н_ц$ – насос циркуляційний, РПЕ – рідинно-паровий ежектор, П – підігрівач,
С – сепаратор, Е – паровий ежектор

Потрібні параметри активного потоку РПЕ забезпечуються за рахунок енергії, що підводиться, в циркуляційному насосі та підігрівачі, встановлених у циркуляційному контурі рідинної фази робочої речовини.

Потік змішування після РПЕ знаходиться у стані насиченої пари з низьким значенням паровмісту ($x_4 < 0,5$), у зв'язку з чим необхідна сепарація вказаного потоку перед його входом до гріючої порожнини випарного апарата. Після сепаратора також здійснюється відбір екстра-пари, як і в базовій схемі після парового ежектора.

Стаціонарність масової витрати активного потоку забезпечується за рахунок повернення до циркуляційного контуру конденсату після ВА1 і конденсату екстра-пари після підігрівача молока (на схемі не показано). Частина конденсату після гріючої порожнини ВА1 відводиться за допомогою конденсатного насоса НК1, який також виконує функцію гідравлічного затвору, для підтримання вакууму в гріючій порожнині ВА1.

Підігрівач для активного потоку може являти собою теплогенератор або теплообмінник із споживанням зовнішнього теплоносія. При виконанні розрахунків за даною схемою у якості теплоносія була прийнята котельна пара, передбачена для роботи парового ежектора в базовій установці.

Для ежекції вторинної пари після ВА2 може бути використаний ежектор базової схеми, або спроектований та встановлений новий. За рахунок відбору вторинної пари після ВА2 на рекомпресію знижується навантаження на конденсатор і систему оборотного водопостачання.

Задачею оптимізації режимних параметрів рідинно-парового ежектора є забезпечення максимального коефіцієнта ежекції для створення потрібного приросту термічних параметрів вторинної пари.

При роботі ежектора, який розглядається, зазвичай має місце перевиробництво пари за рахунок релаксаційного пароутворення, порівняно з масою потоку, що інжектується. Таким чином необхідно виконати розрахунок і аналіз наступної функціональної залежності:

$$u = f\left(\frac{p_c}{p_{w1}}, \psi_4\right), \qquad (7)$$

де $u = \dot{m}_{\text{П}}/\dot{m}_{\text{А}}$ – коефіцієнт ежекції;

$\dot{m}_{\text{П}}$ – масова витрата сухої насиченої пари пасивного потоку РПЕ;

$\dot{m}_{\text{А}}$ – масова витрата рідини (води) на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку);

p_c – тиск потоку змішування, який забезпечує потрібні параметри в гріючій камері 1-го корпусу;

p_{w1} – тиск вторинної пари в 1-му корпусі;

$\psi_4 = \frac{\dot{m}_{4''}}{\dot{m}_{\text{П}}}$ – коефіцієнт перевиробництва пари;

$\dot{m}_{4''} = \dot{m}_{\text{Г1}} + \dot{m}_{\text{ЕЕ}}$ – масова витрата парової фази у складі потоку змішування (стан 4”).

На базі математичної моделі робочого процесу в РПЕ були виконані чисельні дослідження функціональної залежності (7) при варіюванні початкових параметрів активного потоку на вході до РПЕ. На рис. 4 представлений зв’язок режимних параметрів РПЕ в інтервалі оптимальних значень для випарної установки, яка розглядається.

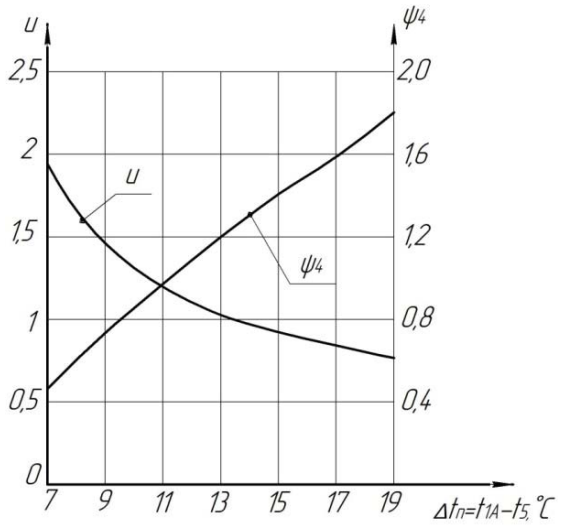

Рис. 4. Режимні параметри РПЕ для умов p_{1A}=1-1,2 бар; $p_{п}$=0,311 бар; t_{1A}=92-104 ^{0}C

Розрахунок режимних параметрів випарної установки з РПЕ передбачає рівність масових витрат, тисків і температур основних потоків як для базової схеми, так і для альтернативної:

$$\dot{m}_{\text{Г1}} = \dot{m}_{\text{Г1}}^{\text{баз}}, \quad \dot{m}_{\text{Г2}} = \dot{m}_{\text{Г2}}^{\text{баз}},$$
$$\dot{m}_{\text{ЕЕ}} = \dot{m}_{\text{ЕЕ}}^{\text{баз}}, \quad \dot{m}_{\text{Е1}} = \dot{m}_{\text{Е1}}^{\text{баз}}, \quad \dot{m}_{\text{Е2}} = \dot{m}_{\text{Е2}}^{\text{баз}}.$$

Ці умови також призводять до рівності масових витрат потоків вторинної пари після ВА1, яка іде на рекомпресію, тобто

$$\dot{m}_{R1} = \dot{m}_{\text{П}}^{\text{баз}}.$$

Для визначення кількості пари, яка інжектується паровим ежектором з другого випарного апарату, $\dot{m}_{R2}$, необхідно знати показник перевиробництва пари в РПЕ, ψ_4.

$$\psi_4 = \frac{\dot{m}_{\text{Г1}} + \dot{m}_{\text{ЕЕ}}}{\dot{m}_{\text{П}}}.$$

В свою чергу можна записати

$$\dot{m}_{\text{П}} = \dot{m}_{\text{ПЕ}} + \dot{m}_{R1};$$
$$\dot{m}_{\text{ПЕ}} = \dot{m}_{R2} \cdot \frac{U_{\text{ПЕ}} + 1}{U_{\text{ПЕ}}}.$$

Звідси

$$\psi_4 = \frac{\dot{m}_{\text{Г1}} + \dot{m}_{\text{ЕЕ}}}{\dot{m}_{R1} + \frac{U_{\text{ПЕ}} + 1}{U_{\text{ПЕ}}} \cdot \dot{m}_{R2}}$$

або

$$\dot{m}_{R2} = \frac{\dot{m}_{T1} + \dot{m}_{EE} - \psi_4 \cdot \dot{m}_{R1}}{\psi_4 \cdot \frac{U_{ПЕ}+1}{U_{ПЕ}}} \quad (8)$$

Формалізована схема ексергетичних перетворень для випарної установки з РПЕ представлена на рис. 5.

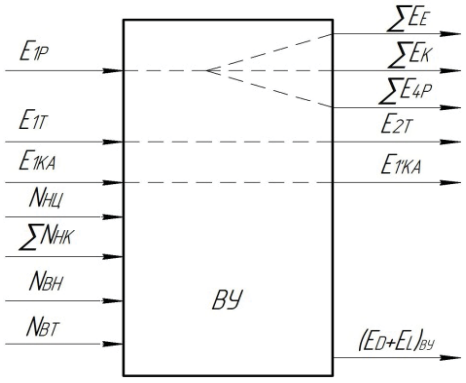

Рис. 5 – Схема ексергетичних перетворень у випарній установці з РПЕ

Для даної схеми ексергія потоку палива і продукту записується у вигляді наступних виразів:

$$E_{F,tot} = (E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1K} - E_{1'K}) + N_{нц} + \sum N_{нк} + N_{вн} + N_{вт};$$
$$E_{P,tot} = \sum E_E + \sum E_K + (E_{4p} - E_{1p});$$

де $\sum E_E = \Delta E_{EE} + E_{E1} + E_{E2}$;

$\Delta E_{EE} = \dot{m}_{EE} \cdot (r(t_4) - T_{oc} \cdot (S_{4'} - S_{4''}))$;

$E_{1'K}$ – ексергія потоку конденсата котельної пари при температурі $t_{1'K} = t_c$.

Показники порівняння базового і енергозберігаючого варіантів випарної установки наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Показники порівняння

Показник	Позначення	Розмірність	Базова ВУ	ВУ з РПЕ		
				$\psi_4 = 1,2$	$\psi_4 = 1,4$	$\psi_4 = 1,6$
Масова витрата котельної пари	$\dot{m}_{кот}$	кг/год	1550	688,5	515	375,2
Сумарна електрична потужність приводу обладнання	ΣN	кВт	66,02	41,05	49,17	55,17
Коефіцієнт перетворення випарного апарата	$COP_{ВА}$	–	51,25	51,25	34,86	30,81
Ексергетична ефективність випарної установки	$(\varepsilon_{ек})_{ВУ}$	–	0,1286	0,372	0,297	0,238

Висновки

1. Застосування рідинно-парового ежектора, який працює за принципом струминної термокомпресії, у вакуумних випарних установках дозволяє зменшити споживання котельної пари у 2,25-4,1 рази.
2. Ексергетична ефективність випарної установки збільшується в 1,85–2,89 рази.
3. Більш високі показники ефективності можна отримати при реконструкції двокорпусної установки на однокорпусну.
4. Кінцеве рішення по ефективності установки може бути прийняте після виконання термоекономічних розрахунків.

Список літератури

1. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1973. – 754 с.
2. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы: Пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
3. Янтовский Б. И. Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1989. – 128 с.
4. Арсеньев В. М., Бурмака В. Ю., Гречаненко В. А., Шевель В. Н. Энергосберегающие направления реконструкции выпарных установок пищевых технологий // Вестник Сумского аграрного университета. – 1999. – №4. – С. 76–80.
5. Марченко В. Н., Жиленко Н. А. Струйная термокомпрессорная установка (СТК): Назначение, принцип действия, термодинамическая модель и результаты расчетных исследований параметров рабочего процесса//Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 50–60.
6. Марченко В. Н., Прокопов М. Г. Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 5 (109). – С. 45–51.
7. Арсеньев В. М., Шарапов С. О. Прокопов М. Г. Исследование рабочего процесса жидкостно-парового эжектора, работающего в режиме вакуумирования//«Промислова гідравліка і пневматика». – 2011. – № 1 (31). – С. 56.
8. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. – Одесса: ООО, Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
9. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
10. Арсеньєв В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження: Навчальній посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.

USING STEAM AND LIQUID EJECTOR FOR RECOMPRESSION OF SECONDARY STEAM IN VACUUM STEAM INSTALLATIONS

V. M. ARSENYEV, Ph.D., Prof.
S. O. SHARAPOV, junior researcher
V. V. MIROSHNICHENKO, bachelor's degree

This article covers the increase of energy efficiency in vacuum steam installations by using the steam and liquid ejector working on principle of jet thermal compression. The efficiency of vacuum in such installations is estimated on the example of technological condensation of milk by evaporating until the limit dry substance.

Поступила в редакцию 18.02 2013 г.