

Л.М. УЛЬЄВ, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХП»,
А.О. ГАРЄВ, аспірант, НТУ «ХП»,
В.М. СОЛОВЕЙ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХП»,
Ю. М. ЯРМОЛЕНКО, студент, НТУ «ХП»

ІНТЕГРАЦІЯ АМІАЧНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ НА ПІДПРИЄМСТВАХ ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

У статті розглядається аміачна холодильна машина як типова для підприємств харчової промисловості. За допомогою методу пінч-проектування показана можливість скорочення потреби пари на 12,66 % та холодних утиліт на 3,61 %

В данной работе рассматривается аммиачная холодильная машина на типичных предприятиях пищевой промышленности. С помощью метода пинч-проектирования показана возможность сокращения потребления пара на 12,66% и потребление холодных утилит на 3,61%

In this work the ammoniac refrigerating machine at typical food industry enterprises is considered. With a help of pinch-designing there is shown an ability of steam reduction by 12.66% and cool utility consumption by 3.61%

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими науково-практичними завданнями. В зв'язку з тим, що енергетичний потенціал України має тенденцію до зниження, ціна на енергоносії постійно зростає. Тому підприємства, які були спроектовані в часи низьких цін на енергоресурси, не можуть працювати в значній мірі. Для забезпечення економного використання енергії, більшість підприємств потребує реконструкції із застосуванням ресурсо- і енергозберігаючих методів проектування. Одним із методів скорочення енергозатрат є пінч-аналіз. Відомо, що для реалізації технологічних процесів в хімічній, харчовій і деревообробній промисловості, в технологічних процесах виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції потрібна значна кількість низькопотенціальної теплової енергії. У цих системах тепло- і холодопостачання використовуються, як правило, роздільні схеми отримання теплоти і холоду в автономних котельнях, теплогенераторах, електронагрівачах і холодильних машинах відповідно. При цьому теплота конденсації робочого тіла холодильних машин нерідко розглядається як відходи, що не підлягають утилізації, а спалювання дефіцитного

органічного палива відбувається в низько ефективних котельних або індивідуальних топкових агрегатах і зв'язано із забрудненням навколишнього середовища.

Постановка завдання. Зважаючи на те, що більшість з вказаних споживачів теплоти і холоду у багатьох випадках самі є джерелами низько потенціального вторинного тепла, а також та обставина, що часто зустрічається необхідність одночасного виробництва і застосування теплоти і холоду, впровадження високоефективних і екологічно чистих енергоджерел на базі тепло насосних установок (ТНУ) є найбільш актуальним. Виконані розрахункові дослідження і аналіз багатого світового досвіду впровадження і експлуатації ТНУ різного функціонального призначення, підтверджують доцільність їх застосування з метою економії енергоресурсів, комплексного рішення екологічних і соціальних проблем в багатьох галузях економіки [1].

Принципова технологічна схема аміачної холодильної машини до реконструкції. Було проведено обстеження аміачної холодильної машини (рис. 1) з метою його подальшої інтеграції для збереження енергозатрат. Приведемо короткий опис технологічних потоків та устаткування аміачної холодильної машини – система включає чотири технологічні потоки. В процесі роботи отримані потокові данні (табл. 1).

Таблиця 1

Потокові данні для визначення конденсації з додатковим компрімуванням

№	Назва потоку	Тип	$T_s, ^\circ\text{C}$	$T_T, ^\circ\text{C}$	$G, \text{кг/с}$	$C, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	$r, \text{кДж/кг}$	$CP, \text{кВт/К}$	$\Delta H, \text{кВт}$
1.1	Охолодження газоподібного аміаку	гар	140	31	0,39	1,72		0,67	73,03
1.2	Конденсація аміаку	гар	31	31	0,39		1035		403,65
1.3	Охолодження рідкого аміаку	гар	31	27	0,39	4,05		1,58	6,32
2.1	Охолодження газоподібного аміаку	гар	107	62	0,5	1,72		0,86	38,7
2.2	Конденсація аміаку	гар	62	62	0,5		1050		525
2.3	Охолодження рідкого аміаку	гар	62	59	0,5	4,1		2,05	6,15
3	Вода на деаератор	хол	13	29	4,17	4,19		17,47	279,52
4	Вода на відділення пастеризації	хол	13	67	3,9	4,19		16,34	882,36

Потік пари аміаку з температурою кипіння $t = -14\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиском $P = 0,247\text{ МПа}$ перегрівається до температури $t = -7\text{ }^{\circ}\text{C}$ та поступає в компресорне відділення, де відбувається стиснення пари холодоагенту до $1,2\text{ МПа}$. Із компресорного відділення аміак з температурою нагнітання $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиском $1,2\text{ МПа}$ прямує через масловіддільник в блок конденсаторів.

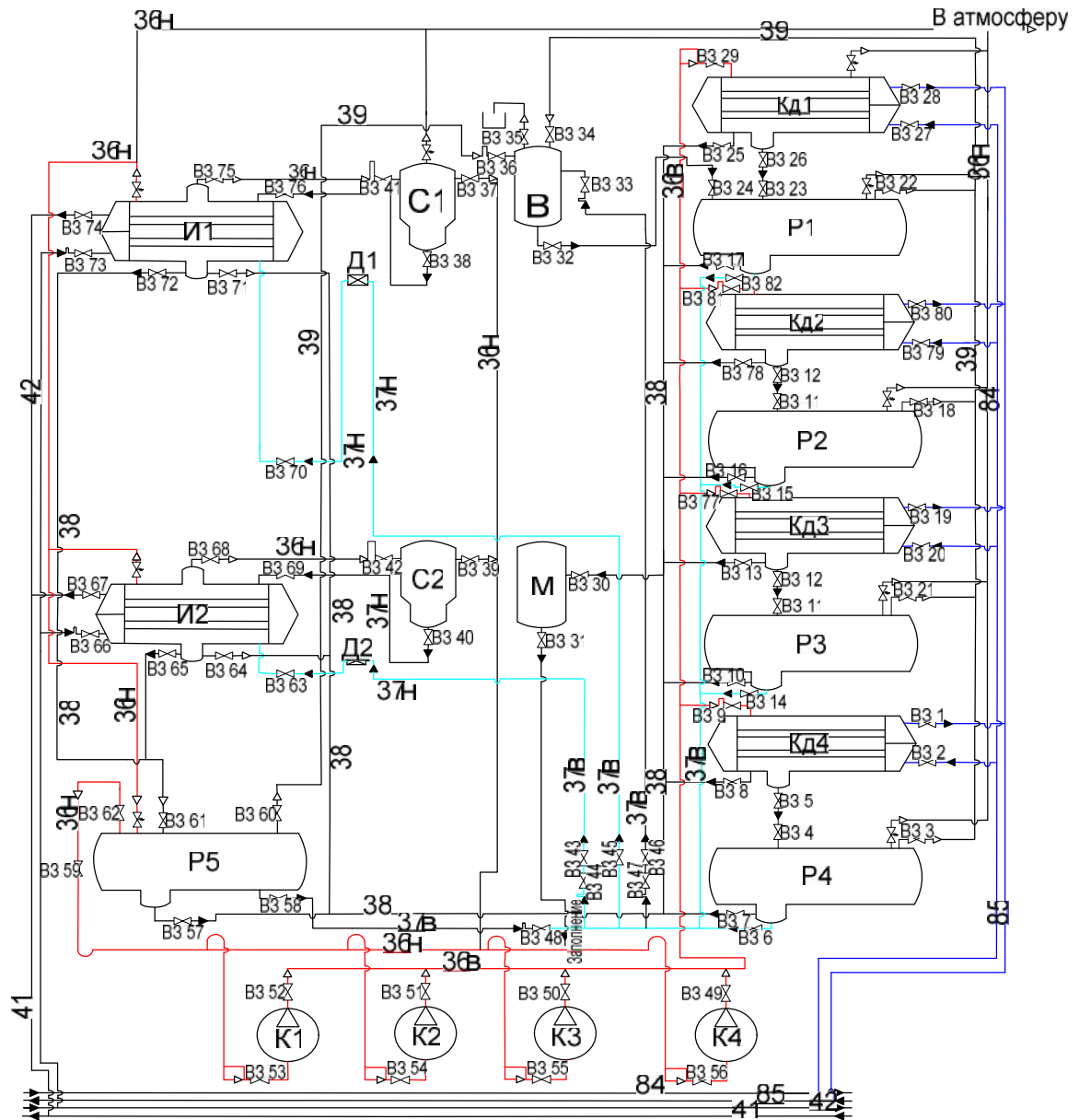


Рис. 1. Технологічна схема аміачної холодильної машини до реконструкції

Умовне позначення середовищ в трубопроводі: 83 – вода зі свердловини; 80 – вода на деаератор; 87 – вода на відділення пастеризації; 84 – вода, оборотна подача; 36в – пари аміаку високого тиску; 36н – пари аміаку низького тиску; 37в – рідкий аміак високого тиску; 37н – рідкий аміак

ак низького тиску; 38 – аміак з маслом; 39 – аміак з повітрям; 85 – вода оборотна (повернення); 41 – холодоносій (подача); 42 – холодоносій (повернення). Позначення обладнання: К 1-4 – компресор; Т 1-7 – теплообмінник; Кд 1-4 – конденсатор; И 1-2 – випарник; С 1-2 – сепаратор; М – маслосбірник; В – повітрявідділювач; Д 1-2 – дросель; ВЗ 1-83 – вентиль зазорний. Пари аміаку конденсуються за рахунок оборотної промислової води. Тепло, яке відводиться від пари холодоагенту, що конденсується, є скидним і не використовується. Далі рідкий аміак, що сконденсувався, з температурою 27 °С та тиском 1,2 МПа поступає по аміакопроводу в лінійний ресивер, де конденсат аміаку охолоджується на 4 °С. Далі рідкий холодоагент проходить через регулюючі вентилі та потрапляє у кожухотрубчастий випарник. Там аміак випарюється і нагрівається за рахунок теплоти охолодження розсолу хлористого кальцію, який потім використовуються в технологічному процесі.

Пари аміаку, що утворилися у випарній системі заводу, через відділювач рідини, циркуляційні ресивери прямують в компресорне відділення холодильного циклу підприємства [3, 4, 5].

Визначення енергозберігаючого потенціалу. За допомогою отриманих даних будуємо складові криві для існуючого процесу. (рис. 2), де можемо бачити необхідні утилітні навантаження для обстежуваної системи технологічних потоків [2].

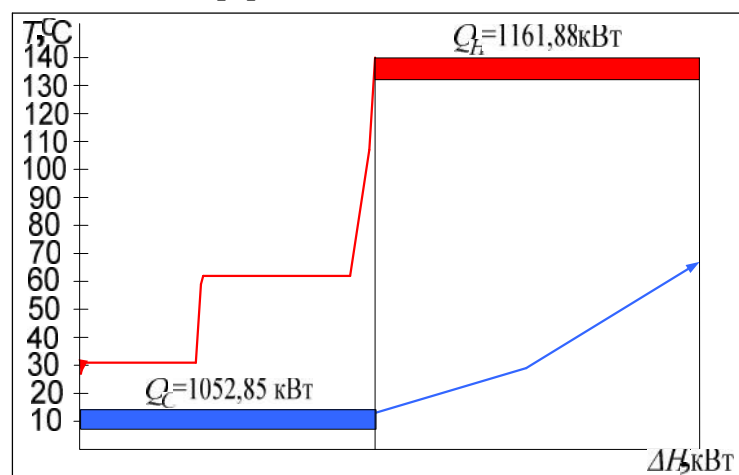


Рис. 2. Спільне зображення гарячої і холодної складових кривих до реконструкції:
 Q_C – цільове значення холодних утиліт; Q_H - цільове значення гарячих утиліт

На рис. 3 наведено температурно-ентальпійну діаграму для заданої мінімальної різниці температур $\Delta T_{\min} = 7 ^\circ\text{C}$. Область перекриття потоків

уздовж температурної осі визначає значення теплової енергії, яку можна рекуперувати в даному процесі. В даному випадку можна зберегти 1014,49 кВт енергії, тобто $Q_{REC}=1014,49$ кВт. Частина холодного потоку, не може бути нагріта за рахунок теплообміну з гарячим потоком та повинна бути нагріта паром. Ця частина потоку являється мінімальним значенням, яке потрібно для гарячих утиліт. $Q_{Hmin} = 147,09$ кВт.

В таблиці 3 розглянуто технологічні потоки процесу у відповідності зі зміною їх температури та зрушення на $\Delta T_{min}/2 = 3,5$ °C, показані граничні температури зрушених інтервалів та розташування потоків. З таблиці видно, що в деяких зсунених інтервалах спостерігається надлишок теплової енергії, а в інших – її недолік [2].

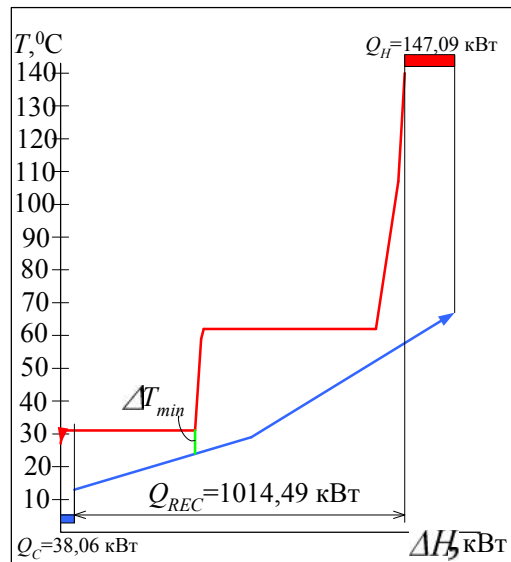


Рис. 3. Спільне зображення гарячої і холодної складових кривих після реконструкції:
 Q_C – цільове значення холодних утиліт; Q_H - цільове значення гарячих утиліт;
 Q_{REC} – максимальна рекуперація теплоти

Частина гарячого потоку, не може бути охолоджена при теплообміні с холодним потоком, та для її охолодження потрібна охолоджуюча вода. Це мінімальне значення холодних утиліт, яке необхідне для задоволення вимогам розрахункового процесу $Q_{Cmin}=38,06$ кВт. Існує ще один метод, за допомогою якого можна обчислювати цільові енергетичні значення без побудови графіків. Цей метод називається каскадний чи метод табличного алгоритму. Визначимо зрушені температурні інтервали з реальних температур постачання та цільових температур технологічних потоків процесу. Для цього всі гарячі потоки зрушуємо по температурній осі униз на $\Delta T_{min}/2$, а холодні потоки підіймаємо на $\Delta T_{min}/2$ (табл. 2).

Таблиця 2

Зрушені температури потоків для даних з таблиць

№	Назва потоку	Тип	$T_S, ^\circ\text{C}$	$T_T, ^\circ\text{C}$	$T_S^*, ^\circ\text{C}$	$T_T^*, ^\circ\text{C}$
1.1	Охолодження газоподібного аміаку	гар	140	31	136,5	25,7
1.2	Конденсація аміаку	гар	31	31	27,5	27,5
1.3	Охолодження рідкого аміаку	гар	31	27	27,5	23,5
2.1	Охолодження газоподібного аміаку	гар	107	62	103,5	58,5
2.2	Конденсація аміаку	гар	62	62	58,5	58,5
2.3	Охолодження рідкого аміаку	гар	62	59	58,5	55,5
3	Вода на деаератор	хол	13	29	16,5	32,5
4	Вода на відділення пастеризації	хол	13	67	16,5	59,5

Розташуємо температурні інтервали уздовж температурної шкали спадаючим униз каскадом, та направимо униз по температурній шкалі надлишок або недолік теплоти від інтервалу до інтервалу. Це можливо, тому що будь-який надлишок теплової енергії, доступної від гарячих потоків в розглянутому інтервалі, має достатню температуру для теплообміну з холодними потоками, які знаходяться на більш низькому температурному інтервалі. На рис. 4 показаний такий каскад для даної задачі [2].

Таблиця 3

Тепловий баланс в температурних інтервалах

Температури на границях інтервалів	Розподіл потоків				ΔT інтервала, $(^\circ\text{C})$	$\sum CP_C \cdot \sum CP_H$ $(\text{кВт}^\circ\text{C})$	ΔH інтервала, (кВт)	надлишок/недолік
136,5	1	140						
103,5		107	2	107	33	-0,67	-22,11	надлишок
70,5		74	$CP=0,86$	74	67	-1,53	-50,49	надлишок
58,5		62		62	55	14,81	177,72	недолік
58,5	$CP=1,67$	62	$CP=2,05$	62	55		-525	надлишок
55,5		59		59	52	3	13,62	недолік
32,5		36		29	29	23	15,67	недолік
27,5		31		24	24	5	33,14	недолік
27,5	$CP=1,38$	31		24	24		-403,65	надлишок
23,5		27	$CP=17,41$	20	20	4	32,23	недолік
16,5				13	13	7	33,81	недолік
				3	4			

Побудувавши каскад теплових потоків між температурними інтервалами (рис. 4а), бачимо, що деякі з них негативні, а це неможливо. Теплоту не можна передавати від низьких температур до більш високих. Щоб зробити каскад можливим, необхідно підвести до першого температурного інтервалу таку кількість теплової енергії, які при каскадуванні

його униз зробить негативні теплові потоки принаймні рівними нулю.

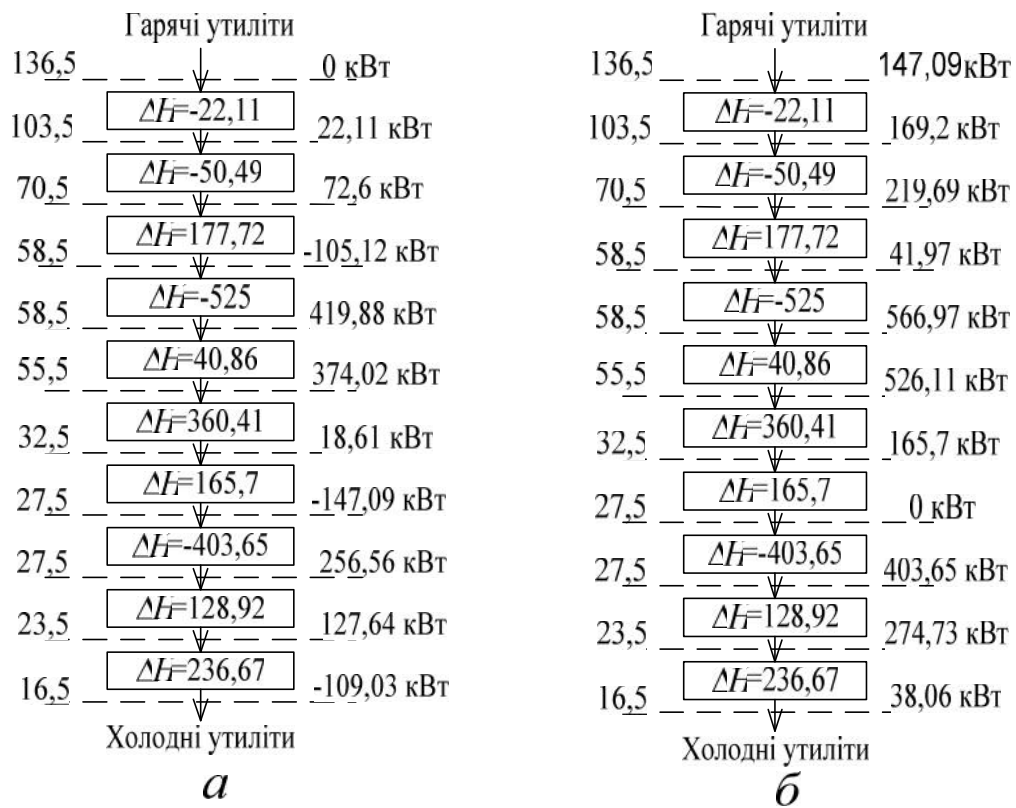


Рис. 4. Каскад табличного алгоритму:

(а) – каскад різних залишків теплоти при нульових гарячих утилітах; (б) – при цільових значеннях гарячих утиліт. ΔH – тепловий баланс температурного інтервалу, кВт

Найменше значення теплового навантаження на гарячі утиліти рівне найбільшій негативній величині теплового потоку на рис. 4а, тобто 147,09 кВт. На рис. 4б 147,09 кВт додають першому температурному інтервалу від зовнішніх енергоносіїв. Це не змінює тепловий баланс в межах кожного температурного інтервалу, але збільшує всі теплові потоки між інтервалами на 147,09 кВт, роблячи один з теплових потоків рівним нулю, а саме, тепловий потік між інтервалами з температурною границею, яка дорівнює 27,5 °C. Ця температура є точкою пінча. Таким чином, реальні пінч температури для гарячих і холодних потоків відповідно рівні 31 °C і 24 °C. Ці температури співпадають з результатом, одержаним при побудові складених кривих. На рис. 5 показана точка пінча, яка складає 27,5 °C, температура пінча для холодних потоків 24 °C, та для гарячих 31 °C.

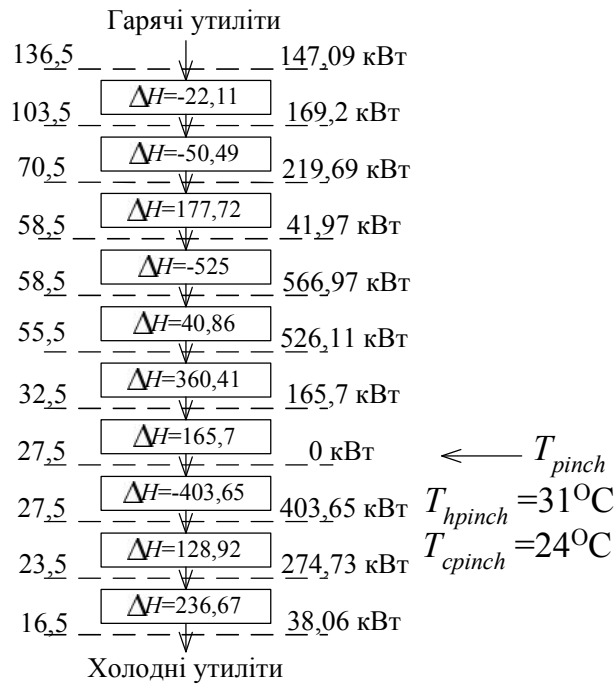


Рис. 5. Результати, отримані за допомогою каскаду теплових потоків

З рис. 5 витікає, що $Q_{Hmin} = 147,09$ кВт, $Q_{Cmin} = 38,06$ кВт. Ці значення також узгоджуються з величинами, одержаними нами при побудові складових кривих на рисунку 3 [6].

Висновки. Для мінімізації енергоспоживання аміачної холодильної машини – проведено пінч-аналіз, який полягає в побудові складових кривих, та каскадного методу для визначення цільових значень холодних та гарячих утиліт. В результаті розраховано, що створення рекуперативної системи установки за пропонованою схемою дозволить знизити потужність гарячих утиліт, що споживається процесом з 1161,88 до 147,09 кВт, та потужність холодних з 1052,85 – до 38,06 кВт.

Список літератури: 1. Сverdlov Г. З. Курсовые и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Г. З. Сverdlov, Б. К. Явнель – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 264с. 2. Основы интеграции тепловых процессов / [Р. Смит, Й. Клемеш, Л. Л. Тovaжнянский и др.]. – Харьков.: НТУ «ХП», 2000. – 256с. 3. Касаткин А. Г. Основні процеси й апарати хімічної технології / Касаткин А. Г. – М.: Вища школа, 1982. – 784с. 4. Основные процессы и аппараты химической технологии / [Борисов Г. С., Брыков В. П., Каган С. З. и др.], под ред. Ю. И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991. – 496с. 5. Интеграция многоциклического аммиачного охлаждения сыро-молочного завода / Л. Л. Тovaжнянский, П. А. Капустенко, Л. М. Ульев [и др.] // Интегровані технології та ресурсозбереження. Харьков, 2005. – №7. – С. 4-12. 6. Интеграция цикла аммиачного охлаждения в теплосети сыро-молочного завода / Л. Л. Тovaжнянский, П. А. Капустенко, Л. М. Ульев [и др.] // Интегровані технології та енергозбереження. Харьков, 2005. – №2. – С. 92 – 100.

Надійшла до редколегії 04.05.11