

АБСОРБЦІЙНО-РЕСОРБЦІЙНА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА, ЩО ВИКОРИСТОВУЄ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНЕ ТЕПЛО

В.Я.Ошовський, кандидат технічних наук
Первомайський політехнічний інститут Національного
університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Подано метод теплового розрахунку та порівняльні характеристики абсорбційно-ресорбційної холодильної машини, яка використовує тепло низького потенціалу і призначена для охолодження потоків речовин.

Постановка проблеми. Одним із напрямків у рішенні задач використання альтернативних джерел енергії є використання тепла вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) для процесів охолодження [1, 2, 3].

У різних галузях промисловості і в сільському господарстві мають місце втрати тепла ВЕР, яке не використовується через невисокий температурний потенціал [3, 4].

Аналіз останніх досліджень. Одним з ефективних методів використання тепла ВЕР є виробництво холоду в тепловикористовуючих машинах, які відрізняються від компресійних тим, що для стискання пари агента холодильного циклу використовують енергію не механічну, а теплову [2, 3, 4]. Пара агенту стискується в абсорбційно-генераторному контурі (АГК) таким чином: в абсорбері при малому тиску і відведенні тепла пара поглинається слабким розчином агента в абсорбенті; зміцнений розчин подається насосом в генератор, де при підведенні тепла ВЕР агент випаровується з розчину при високому тиску. Температура потрібного тепла ВЕР знижується при зменшенні тиску в генераторі, а тиск в генераторі залежить від необхідного ступеню стискання пари, який визначається в холодильному циклі температурами зовнішніх джерел, досконалістю циклу та властивостями робочого тіла.

Абсорбційні холодильні машини (АХМ) використовують тепло ВЕР підвищеної температури через високий ступень стис-

кання пари в холодильному циклі, зразковим для якого є цикл Карно з постійною температурою робочого тіла в процесі охолодження.

Термодинамічно більш ефективним для процесів охолодження потоків речовин є цикл Лоренца зі змінною температурою робочого тіла в процесі охолодження [5, 6]. Цикл Лоренца можна реалізувати в абсорбційно-ресорбційній холодильній машині (АРХМ) Альтенкирха [2], в холодильному ресорбційно-дегазаційному контурі (РДК) якої на відміну від АХМ циркулює не чистий агент, а розчин, що кипить в процесі охолодження при змінній температурі. Це зменшує втрати енергії, але ступень стискання пари в такій АРХМ мало відрізняється від ступеня стискання пари в АХМ.

В АРХМ порівняно з АХМ внаслідок перемінних температур процесів є можливості зменшення ступеня стискання пари, а тому і необхідної температури тепла ВЕР [7]. Температури розчину залежать не тільки від тиску, а й від концентрації, що дозволяє реалізувати каскадний холодильний цикл з розчинами різними за концентрацією при стисканні пари в одному АГК.

Розробки, дослідження і впровадження АРХМ зі зменшеним ступенем стискання пари в холодильному циклі РДК можуть дати можливість використовувати викиди тепла ВЕР невисокої температури для охолодження потоків речовин, що зменшить енергетичні втрати.

Метою статті є розробка методу теплового розрахунку та аналіз характеристик АРХМ з каскадним РДК, яка використовує тепло невисокої температури і призначена для охолодження потоків речовин [7].

Виклад основного матеріалу. В запропонованій АРХМ для зменшення температури тепла, яке використовується в генераторі АГК, холодильний РДК виконано каскадним – з теплообмінником “ресорбер-дегазатор” між каскадами, в яких циркулюють розчини різної концентрації [7]. Це зменшує сте-

пень стискання пари, тиск в генераторі і температуру потрібного тепла ВЕР.

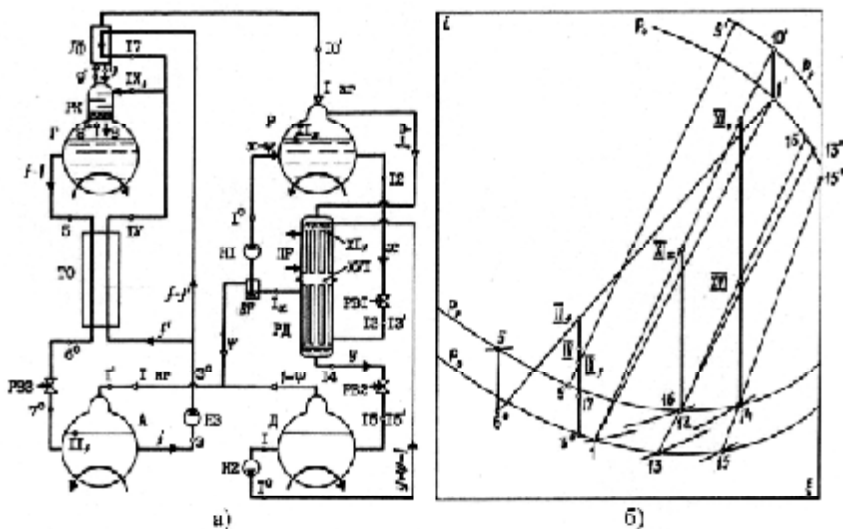


Рис.1. Схема (а) АРХМ з каскадним РДК та її цикл (б) в ξ, i – діаграмі водоаміачного розчину

На рис. 1 наведено схему АРХМ з каскадним РДК та її цикл в ξ, i – діаграмі водоаміачного розчину. Точки, які характеризують стан насиченого розчину, позначено арабськими цифрами, переохолодженого – арабськими з верхнім індексом "0"; стан пари – арабськими зі штрихом; стан приведених парорідинних потоків (пара і розчин) – римськими цифрами, а при необхідності з позначенням масового потоку у вигляді нижнього індексу.

Всі питомі масові потоки ($x, y, \Psi, f, \dots$) та теплові ($q_o, q_p, q_2, \dots$) приведені до 1 кг пари, яка стискається в АГК від тиску p_o (точка 1') до тиску p_p (точка 10'). Точки і ділять схему АРХМ на АГК (зліва) і РДК (справа).

У дегазаторі Д кипить при низькому тиску p_0 міцний розчин у при заданій зміні низької температури від нижчої T_{15} до вищої T_1 , поглинаючи тепло від потоку речовини, яка охолоджується. Пара, $1 - \psi$, що утворюється в дегазаторі Д, поглинається в абсорбері А слабким розчином $f-1$ при відведенні тепла абсорбції водою. Насичений агентом розчин f стану 3 подається насосом НЗ в генератор Г. Причому перед генератором одна частка розчину f' підігрівається в теплообміннику ТО і направляється в ректифікаційну колону РК генератора Г, а друга частка $f - f'$ підігрівається в дефлегматорі Дф і також направляється в РК. В генератор Г підводиться тепло ВЕР і розчин кипить при тиску ресорбції p_p . Слабкий розчин $f-1$, стану 5, що не википів у генераторі, охолоджується в теплообміннику ТО до стану 6° і дроселюється за допомогою регулюючого вентиля РВЗ в абсорбер А. Пара агенту, що утворилася в генераторі, зміцнена в РК і ДФ до стану $10'$, 1 кг , частково поглинається в ресорбері Р розчином $x - \psi$ при відведенні тепла водою. З ресорберу частка пари $1 - \psi$ направляється в ресорбційну порожнину ресорбера-дегазатора РД. Сюди ж з дегазатора Д насосом Н2 подається слабкий розчин $y + \psi - 1$, який поглинає частку пари $1 - \psi$ в послідовно включених ресорбційних порожнинах ПР та теплообмінника “ресорбер-дегазатор” РД.

Тепло ресорбції в ПР відводиться водою, а в РД розчином x , який дроселюється регулюючим вентилям РВІ з ресорберу Р в дегазаційну порожнину РД і кипить в інтервалі температур від нижчої T_{13} до вищої T_1 . Пара ψ , що утворилася в дегазаційній порожнині РД, поглинається в абсорбері А, а розчин $x - \psi$ подається насосом НІ в ресорбер Р. Утворений в ресорбційній порожнині РД міцний розчин y дроселюється регулюючим вентилям РВ2 до тиску p_0 в дегазатор Д для охолодження потоку речовини до заданої низької температури.

Для розрахунку АРХМ із змінною температурою охолодження повинні бути задані початкова і кінцева температу-

ри потоку охолоджуваної речовини, холодопродуктивність або витрата охолоджуваної речовини, температура охолоджуючої води. Відповідно до початкових даних підбирається робоче тіло для АРХМ і призначаються нижча T_{15} і вища T_l температури розчину, киплячого в дегазаторі. Тиск дегазації p_0 приймається з умови оптимального режиму роботи АРХМ.

Тиск ресорбції визначається таким чином. За значенням вибраного тиску дегазації p_0 і нижчої температури кипіння розчину в дегазаторі T_{15} визначаємо в ξ, i - діаграмі розчину (рис. 1, б) точку 15 початкового стану киплячого розчину в дегазаторі. Проводимо коноду I5 - I5', яка з'єднає стани розчину і пари на початку процесу дегазації. При проведенні конод слід враховувати, що при підводі тепла до киплячого розчину в процесах дегазації і генерації температура розчину на 3...7°K вище рівноважні пари, а при відводі тепла в процесах ресорбції або абсорбції навпаки - нижче [2]. Приймаємо заздалегідь тиск ресорбції p_p і визначаємо на коноді I5 - I5' точку 14, яка визначає стан міцного розчину у перед дроселюванням в дегазатор. Тоді температура потоку розчину х після дроселювання в порожнину дегазації РД повинна бути нижче на величину температурного напору ΔT_{pd} на холодному кінці РД, $T_{13} = T_{14} - \Delta T_{pd}$. Проводимо коноду I3 - I3', на перетині якої з лінією вибраного p_p визначаємо точку 12, що характеризує кінцевий стан міцного розчину в ресорбері. Тиск ресорбції p_p слід підібрати так, щоб температура T_{12} була вище температури охолоджуючої води на величину температурного напору ΔT_{xp} на холодному кінці ресорберу, $T_{12} = T_{wl} + \Delta T_{xp}$.

При тисках p_p та p_p , заданих і прийнятих температурах та температурних напорах в апаратах визначаються з ξ, i - діаграми розчину концентрація ξ та ентальпія i для розчину і пари у відповідних вузлових точках циклу АРХМ. Вища температура T_5 в генераторі вибирається з умови стійкої роботи АГК [2], при якій зона дегазації в абсорбері $\xi_3 - \xi_6 \geq 0,06$ (для водоаміачного розчину).

Виводимо формули для визначення питомих матеріальних і теплових потоків таким чином. З матеріального балансу дегазатора по агенту питомий масовий потік міцного розчину y , що дроселюється в дегазатор Д

$$y = \frac{\xi_{1^1} - \xi_1}{\frac{\Psi}{y} (\xi_{1^1} - \xi_1) + (\xi_{14} - \xi_1)} = \frac{1}{\frac{\Psi}{y} + \frac{\xi_{14} - \xi_1}{\xi_{1^1} - \xi_1}} \text{ кг/кг,}$$

де Ψ - питомий масовий потік пари, що виходить з дегазаційної порожнини ресорбера-дегазатора РД, кг/кг (кг/кг означає - кг пари, що виходить з РД, на 1 кг пари, що стискується в АГК);

ξ_{14} - масова концентрація міцного розчину y , що дроселюється в дегазатор Д, кг/кг (кг/кг означає - кг агенту на 1 кг розчину агенту в абсорбенті);

ξ_1 - масова концентрація слабкого розчину $y + \Psi - 1$, що виходить з дегазатора Д, кг/кг;

ξ_{1^1} - масова концентрація пари $1 - \Psi$, що виходить з дегазатора Д, кг/кг.

З матеріального балансу дегазаційної порожнини РД по агенту кратність циркуляції розчину [2]

$$\frac{x}{\Psi} = \frac{\xi_{1^1} - \xi_1}{\xi_{12} - \xi_1}, \quad (1)$$

де x - питомий масовий потік розчину, що дроселюється в дегазаційну порожнину РД, кг/кг;

ξ_{12} - масова концентрація розчину x , що дроселюється в дегазаційну порожнину РД, кг/кг.

З теплового балансу РД відношення масових потоків розчинів

$$\frac{x}{y} = \frac{i_{xvly} - i_{14}}{i_{1x} - i_{12}}, \quad (2)$$

де i_{xVIIy} та i_{Ix} - приведені ентальпії парорідинних масових потоків відповідно y , на вході в ресорбційну порожнину РД (в точці XVI), та x , на виході з дегазаційної порожнини РД (в точці I_x);

i_{14} та i_{12} - ентальпії міцних розчинів відповідно y в точці 14 та x в точці 12.

Поділимо вираз (2) на (1) та визначимо співвідношення потоків

$$\frac{\psi}{y} = \frac{(i_{xVIIy} - i_{14})(\xi_{12} - \xi_1)}{(i_{Ix} - i_{12})(\xi_{1^1} - \xi_1)}.$$

Визначаємо приведені ентальпії і концентрації за правилом змішування [8].

Приведена ентальпія парорідинного потоку x , в перерізі I_x

$$i_{Ix} = \frac{(\xi_{12} - \xi_1)(i_{1^1} - i_1)}{\xi_{1^1} - \xi_1} + i_1, \text{ кДж/кг.}$$

Приведена ентальпія парорідинного потоку y , в точці XVI.

$$i_{xVIIy} = \frac{(\xi_{14} - \xi_{16})(i_{16^1} - i_{16})}{\xi_{16^1} - \xi_{16}} + i_{16}, \text{ кДж/кг.}$$

де ξ_{16} та ξ_{16^1} - масові концентрації розчину та пари в точці XVI, кг/кг;

i_{16} та i_{16^1} - ентальпії розчину та пари в точці XVI, кДж/кг.

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_o = (1 - \psi)i_{1^1} + (y + \psi - 1)i_1 - yi_{14}, \text{ кДж/кг.}$$

Питома теплота ресорбції, яка відводиться від потоку x в ресорбері P

$$q_p = \psi i_{10^1} + (x - \psi)i_1 - xi_{12} \text{ кДж/кг,}$$

де $i_{10'}$ - ентальпія пари, кДж/кг, в точці 10', яка визначається з умови рівності концентрацій пари $\xi_{10'} = \xi_{1'}$ (на виході з дегазатора і на вході в ресорбер).

Питома теплота ресорбції, яка відводиться від потоку y в ПР

$$q_{np} = y(i_{xly} + i_{xvly}), \text{ кДж/кг.}$$

де i_{xly} - приведена ентальпія парорідинного потоку y в точці XI_y .

$$i_{xly} = \frac{(\xi_{14} - \xi_{1^0})(i_{10'} - i_{1^0})}{\xi_{10'} - \xi_{1^0}} + i_{1^0} \text{ кДж/кг.}$$

де $\xi_{1^0} = \xi_1$ кг/кг, $i_{1^0} = i_1$ кДж/кг – концентрація і ентальпія розчину в точці 1⁰.

Питома теплота ресорбції, яка відводиться від потоку y в РД:

$$q_{pd} = y(i_{xvly} - i_{14}) = x(i_{1x} - i_{12}).$$

З матеріального балансу абсорбера питомий масовий потік міцного розчину, що виходить з абсорберу, точка 3,

$$f = \frac{\xi_{1'} - \xi_5}{\xi_3 - \xi_5} \text{ кг/кг,}$$

де $\xi_{1'}$ та ξ_5 – концентрації відповідно пари стану 1' та слабого розчину стану 70, що входять в абсорбер, $\xi_{70} = \xi_5$ кг/кг;

ξ_3 – концентрація міцного розчину стану 3, що виходить з абсорберу, кг/кг.

Питома теплота, яка передається в теплообміннику розчинів ТО:

$$q_{то} = (f - 1)(i_5 - i_{6^0}), \text{ кДж/кг.}$$

де i_{6o} – ентальпія охолодженого в ТО слабкого розчину, кДж/кг. Точка 6^o визначається за температурою T_{6o} та концентрацією $\xi_{6o} = \xi_5$.

Приймаємо температуру пари T_9 , яка надходить у дефлегматор ДФ, і флегми T_9 , яка виходить з нього. Тоді приведена ентальпія 1 кг сумарного потоку пари і флегми в точці IX_1 (9' – 9 на схемі)

$$i_{IX_1} = i_9 + \frac{(\xi_{10^1} - \xi_9)(i_{9^1} - i_9)}{\xi_{9^1} - \xi_9}, \text{ кДж/кг,}$$

де ξ_9 та ξ_{9^1} – масові концентрації флегми та пари в точці IX_1 , кг/кг;

i_9 та i_{9^1} – ентальпії розчину та пари в точці IX_1 , кДж/кг.

Тоді питома теплота дефлегмації, що відведена від 1 кг сумарного потоку пари і флегми

$$q_{\partial\phi} = i_{IX_1} - i_{10^1}, \text{ кДж/кг}$$

Температура розчину $f - f'$ на виході дефлегматора ДФ:

$$T_{17} = T_9 - \Delta T_{\partial\phi} \text{ К,}$$

де $\Delta T_{\partial\phi}$ – прийнятий температурний напір на теплому кінці дефлегматора.

Ентальпія i_{17} визначається на ізотермі розчину T_{17} при $\xi_{17} = \xi_{3o}$.

Питома кількість розчину, яка відводить теплоту дефлегмації

$$f - f' = \frac{q_{\partial\phi}}{i_{17} - i_{3^o}}, \text{ кг/кг,}$$

де i_{17} та i_{3o} – ентальпії розчину $f - f'$ на виході і на вході дефлегматора, кДж/кг.

Ентальпія потоку f' на виході з теплообмінника ТО

$$i_{IV} = i_{3^o} + \frac{q_{mo}}{f'}, \text{ кДж/кг.}$$

Температура T_{IV} підігрітого розчину f' визначається з ξ, i - діаграми при $\xi_{IV} = \xi_{3^o}$.

Питома теплота ВЕР, яка витрачається в генераторі Γ

$$q_e = (f - 1)i_{5^o} + i_{IX_1} - f' i_{IV} - (f - f')i_{17}, \text{ кДж/кг.}$$

Питома теплота, яка відводиться в абсорбері A

$$q_a = i_{1'} + (f - 1)i_{7^o} - f i_{3^o}, \text{ кДж/кг.}$$

Перевірка теплового балансу цикла:

$$q_e + q_o = q_a + q_p + q_{np}.$$

Тепловий коефіцієнт циклу:

$$\zeta = \frac{q_o}{q_e}.$$

Аналіз показує, що у водоаміачній АРХМ з каскадним РДК в порівнянні з АРХМ Альтенкирха при температурі кипіння розчину в дегазаторі від $243^{\circ}K$ до $283^{\circ}K$ при тиску дегазації 98 кПа тиск генерації пари, який дорівнює тиску ресорбції зменшується з 980 до 402 кПа , а вища температура розчину в генераторі зменшується з $390^{\circ}K$ до $355^{\circ}K$, тобто на $35^{\circ}K$. При збереженні ж в генераторі вищої температури розчину $390^{\circ}K$ збільшуються інтервали зміни температур розчинів в генераторі та абсорбері, в результаті чого витрати тепла, наприклад гарячої води ВЕР, можуть бути зменшені в $4,5$ раза, а охолоджуючої води в $2,4$ раза. В даних умовах, хоча АРХМ з каскадним РДК має металоємність в $1,3$ раза більшу, ніж АРХМ

Альтенкирха, приведені витрати на одержання холоду в ній менші на 30%.

Висновки. Таким чином, АРХМ з каскадним РДК може значно підвищити економічність процесів охолодження потоків речовин від температури навколишнього середовища до заданої низької температури при використанні низькопотенційного тепла ВЕР, наприклад гарячих рідин, газів, або тепла, одержаного від сільськогосподарських відходів, яке раніше не використовувалося.

Перспективи подальшого розвитку у даному напрямі. Подальші дослідження і удосконалення АРХМ дадуть можливість використовувати тепло досить невисокої температури, яке раніше не використовувалося, для процесів охолодження, кондиціювання повітря та роботи теплових насосів у сільському господарстві і інших галузях.

ЛІТЕРАТУРА

1. Закон України "Про альтернативні джерела енергії" // Енергосбережение. – 2003. – №12. – С.16 – 19.
2. Бадилькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины.- М.: Пищевая промышленность, 1966. – 356 с.
3. Гаряжа В.Т., Матвиенко П.С., Фесик В.А. Использование вторичных энергоресурсов пищевых производств.- К.: Техника, 1982. – 183 с.
4. Патиюков С.Д., Титлов А.С. Разработка холодильной техники абсорбционного типа, работающей с альтернативными источниками энергии на базе сельскохозяйственных отходов // Проблемы сбора, переработки и утилизации отходов: Сб. научных статей к V Международной научно-практической конференции. – Одесса: ЦНТ ЭПИ ОНЮА, 2004. – С.317-321.
5. Мартыновский В.С., Шнайд И.М. Термодинамический анализ обратного цикла Лоренца // Холодильная техника и технология.- 1966.- Вып.3.- С.12-17.
6. Ошовський В.Я. Вплив дизайну термодинамічних циклів на економічну ефективність і екологічність охолоджуючих систем // Вісник Харківської державної академії дизайну і мистецтв: Зб. наук. пр. / За ред. Даниленка В.Я. – Харків: ХДАДМ, 2005. – №7.- С.22-31.
7. А.с. СССР №567043, кл. F25 В 15/12. Абсорбционно-резорбционная холодильная установка /Одесский технолог. ин-т холод. пром-ти; А.Г. Дергачёв, Б.А. Минкус, В.Я. Ошовский. – Заявлено 04.01.76; Опубл. 30.07.77. Бюл. №28.
8. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 203 с.