

В.Я. Ошовський, доц., канд. техн. наук, С.М. Анастасенко, канд. техн. наук, М.В. Святецький, канд. техн. наук, О.В. Шостак

Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, E-mail: oshovskyikt@ukr.net

Енергетична ефективність ступінчастих ресорбційних циклів для охолодження

Розроблено узагальнену методику теплового розрахунку багатоступінчастих ресорбційних циклів охолодження потоків рідких або газоподібних речовин, від температури навколишнього середовища до заданої низької температури та проаналізована їх енергетична ефективність.

В ступінчастих ресорбційних циклах потік продукту охолоджується в дегазаторі при кипінні розчину в заданому інтервалі температур. Розчин відбирається з останньої ресорбційної ступені, дроселюється в холодний кінець дегазатора і там кипить при підвищенні температури відповідно до інтервалу зміни температури охолоджуваної речовини. Утворена пара стискується компресором і направляється в ресорбер. Туди ж подається насосом і розчин низької концентрації з теплового кінця дегазатора. В ресорбері пара частково поглинається розчином при відведенні тепла в навколишнє середовище. Далі пара продовжує поглинатися в одному або декількох послідовно включених ресорберах, при відведенні теплоти киплячим розчином, який дроселюється зі входу в кожен ресорбер.

Результати аналізу показують, що питома енергетична ефективність водоаміачного ресорбційного циклу вище чим аміачного. Окрім того при збільшенні числа ступенів зменшується співвідношення тисків ресорбції і дегазації. Це дозволить використовувати в охолоджуючих машинах компактні теплообмінники, а пару стискувати в вискоефективних турбокомпресорах або в термічних компресорах при використанні тепла невисокого температурного потенціалу, що буде сприяти енергозбереженню в технологіях охолодження різних галузей, в тому числі і в сільському господарстві.

ресорбція, ресорбер, дегазатор, цикл, охолодження

В.Я. Ошовский, доц., канд. техн. наук, С.М. Анастасенко, канд. техн. наук, М.В. Святецкий, канд. техн. наук, А.В. Шостак

Первомайский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова

Энергетическая эффективность ступенчатых ресорбционных циклов для охлаждения

Разработана обобщенная методика теплового расчёта многоступенчатых ресорбционных циклов охлаждения потоков жидких или газообразных веществ, от температуры окружающей среды до заданной низкой температуры и проанализирована их энергетическая эффективность.

В ступенчатых ресорбционных циклах поток вещества охлаждается в дегазаторе при кипении раствора в заданном интервале температур. Раствор отбирается из последней ресорбционной ступени и дроселируется в холодный конец дегазатора и там кипит при повышении температуры в соответствии с интервалом изменения температуры охлаждаемого вещества. Образовавшийся пар сжимается компрессором и направляется в ресорбер. Туда же подаётся насосом и раствор низкой концентрации из теплового конца дегазатора. В ресорбере пар частично поглощается раствором при отводе теплоты в окружающую среду. Дальше пар поглощается в одном или нескольких последовательно включенных ресорберах при отводе тепла кипящим раствором, который дроселируется со входа в каждый ресорбер.

Результаты анализа показывают, что удельная энергетическая эффективность двухступенчатого водоаммиачного ресорбционного цикла выше чем аммиачного. Кроме того при увеличении числа ступеней уменьшается соотношение давлений ресорбции и дегазации. Это позволит использовать в охлаждающих машинах компактные теплообменники, а пар сжимать в высокоэффективных турбокомпрессорах или в термических компрессорах при использовании тепла невисокой температуры, что будет способствовать энергосбережению в технологиях охлаждения различных отраслей, в том числе и в сельском хозяйстве.

ресорбция, ресорбер, дегазатор, цикл, охлаждение

Постановка проблеми. В сільському господарстві та в різних галузях промисловості використовують процеси охолодження потоків речовин від температури навколишнього середовища до заданої низької температури. Відомо, що для таких процесів термодинамічно більш ефективними є цикли зі змінною температурою робочого тіла в процесі охолодження [1, 2, 3]. Машини на основі таких циклів могли б використовуватися для охолодження молока, соків, вин, повітря та інших потоків технологічних речовин. Але як теоретичних так і експериментальних розробок ще недостатньо для реалізації таких циклів в промисловості. Тому розробка і дослідження енергетично ефективних циклів охолодження, які могли б використовувати електроенергію для приводу турбокомпресорів або теплову енергію природних джерел невисокої температури або вторинних енергоресурсів (ВЕР) є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В ресорбційних машинах тепло до розчину підводиться в процесі дегазації (википання з крепкого розчину частини агенту при вибраному нижчому тиску), а відводиться в процесі ресорбції (поглинання слабким розчином пари агенту при вищому тиску) [4, 5, 6].

Прогнозується перспективність використання ресорбційних машин в рішеннях проблем енергозбереження [7, 8]. Відзначаються труднощі розрахунку циклів і машин на розчинах. У цьому напрямі досліджень ще не достатньо.

Формулювання цілей. Метою статті є розробка узагальненої методики розрахунку та дослідження енергетичної ефективності ступінчастих ресорбційних термодинамічних циклів для охолодження потоків речовин від температури навколишнього середовища до заданої низької температури.

Виклад основного матеріалу. Зворотний цикл для охолодження потоків речовин можна реалізувати в ступінчастих компресійних ресорбційних холодильних машинах (КРХМ), які працюють на розчинах агентів в абсорбентах.

Схема одноступінчатої КРХМ [6] та її цикл в ζ, i - діаграмі водоаміачного розчину приведені на рис. 1.

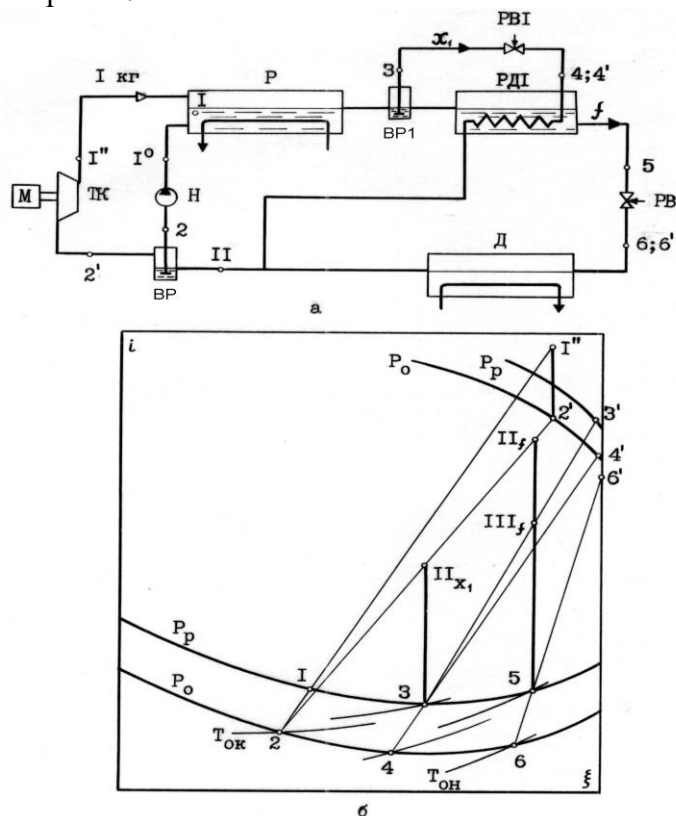


Рисунок 1 - Схема (а) і цикл в ζ, i - діаграмі (б) одноступінчатої КРХМ [6]

Рисунок 2 - Схема (а) і цикл в ξ , i – діаграмі (б) двоступінчастої КРХМ [6]

Ця схема відрізняється від одноступінчастої тим, що після ресорбційної порожнини $РД1$ парорідинна суміш поступає через віддільник рідини $ВР2$ в ресорбційну порожнину другого ресорбера-дегазатора $РД2$, де пара додатково поглинається розчином при подальшому зниженні його температури від T_5 до T_7 . Теплота ресорбції відводиться частиною розчину x_2 , відібраного із $ВР2$ і дросельованого через $РВ2$ в дегазаційну порожнину $РД2$.

При цьому розчин кипить в інтервалі температур від нижчої T_6 до вищої T_4 . Парорідинна суміш після дегазаційної порожнини $РД2$ змішується з парорідинною сумішшю після $РВ1$, що має ту ж температуру T_4 і поступає в дегазаційну порожнину $РД1$. У цьому циклі нижча температура T_7 міцного розчину після ресорбційної порожнини $РД2$

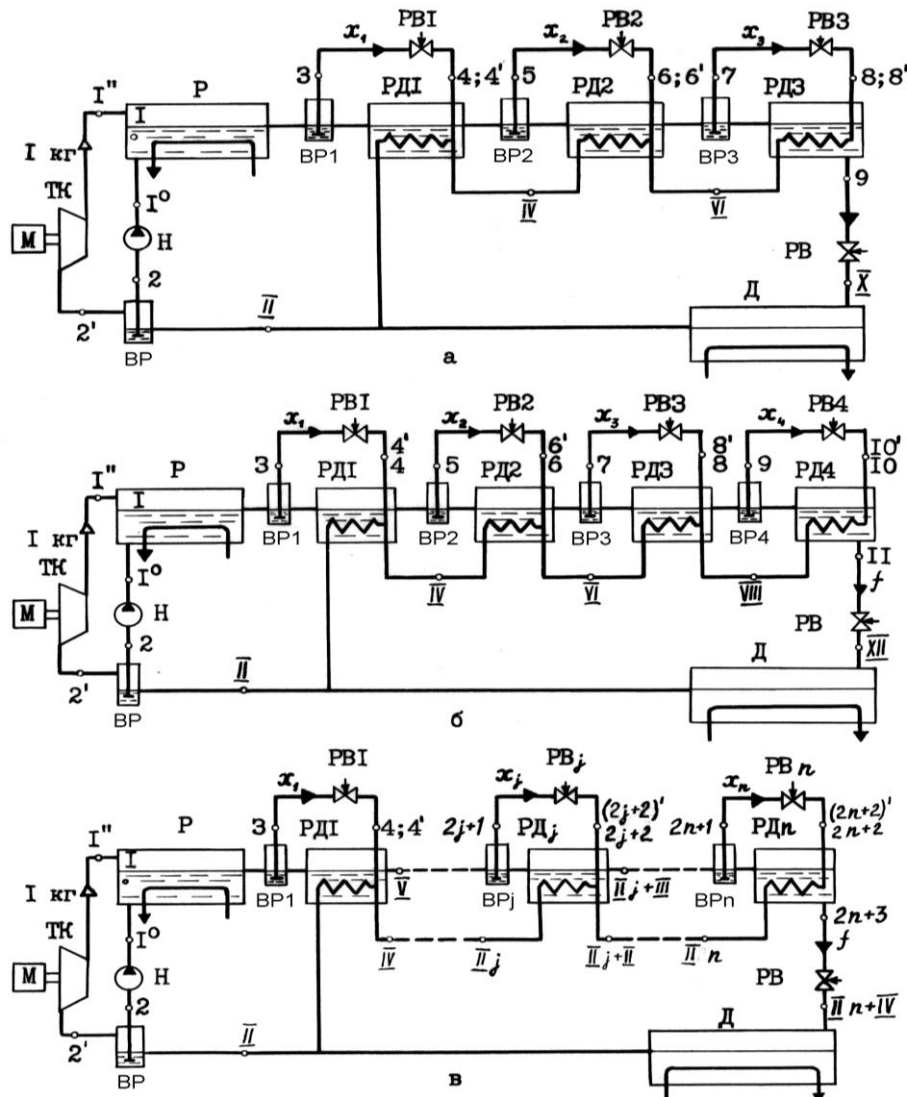


Рисунок 3 - Схеми КРХМ: а – триступінчастої; б – чотириступінчастої; в – n -ступінчастої (джерело: розроблено автором)

$$T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T,$$

а тому і тиск ресорбції буде нижчим, ніж в циклі одноступінчастої КРХМ.

Аналогічно в циклі триступінчастої КРХМ (рис. 3, а)

$$T_9 < T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T;$$

у циклі чотириступінчастої КРХМ (рис. 3, б)

$$T_{11} < T_9 < T_7 < T_5 < T_3 = T_{w1} + \Delta T;$$

в циклі n -ступінчастої КРХМ (рис. 3, в)

$$T_{2n+3} < T_{2(n-1)+3} < T_{2(n-2)+3} < \dots < T_{2(n-n)+3} = T_{w1} + \Delta T,$$

де n - число ресорбційно-дегазаційних ступенів циклу.

На схемі (рис. 3, в) будь-яка j -та ресорбційно-дегазаційна ступінь циклу містить: ресорбер-дегазатор $РД_j$ регулюючий вентиль $РВ_j$ і віддільник рідини $ВР_j$. Із збільшенням числа ступенів n тиск ресорбції в КРХМ знижуватиметься при однакових тиску дегазації P_o і температурі $T_{он}$. Всі апарати КРХМ повинні бути тільки протиточними.

Тиск ресорбції в ступінчастих циклах підбирається по ξ, i - діаграмі розчину так щоб різниці температур на кінцях кожного $РД$ були рівні необхідним значенням. При цьому в реальних циклах повинні враховуватися кінетика процесів ресорбції і дегазації, величина мінімального температурного напору по довжині протитокових апаратів, а також втрати тиску і тепла в апаратах.

Виведемо узагальнену методику розрахунку n -ступінчастого циклу КРХМ. Для встановлення матеріальних і теплових балансів в ступінчастих циклах віднесемо всі матеріальні і теплові потоки до 1 кг пари, що стискується в компресорі. Позначимо питомі потоки розчину, що дроселюються: у дегазатор - f (кг/кг), в порожнину дегазації $РД_1$ - x_1 (кг/кг), в порожнину дегазації $РД_j$ - x_j (кг/кг). Тоді сумарний потік парорідинного робочого тіла, що проходить через ресорбер буде $f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n$, а кількість розчину, що подається з віддільника рідини $ВР$ в ресорбер $(f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n)-1$. Питомі потоки $f, x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n$ однозначно визначають матеріальні і теплові баланси ділянок схеми циклу КРХМ, тому мають цілком певні значення. Визначити їх можна рішенням систем рівнянь матеріальних і теплових балансів відповідних ділянок схеми циклу при використанні граничних параметрів пари, розчину та сумарних потоків, що визначаються в ході розрахунків та відповідної побудови циклу КРХМ в ξ, i - діаграмі розчину агента в абсорбенті.

Визначення питомих масових потоків та параметрів робочого тіла у перетинах на кінцях порожнин кожного теплообмінного апарату КРХМ ускладнено, порівняно з холодильними машинами, які працюють на чистих агентах, в зв'язку зі збільшенням числа невідомих змінних.

Тому для полегшення розрахунку циклів слід в процесах теплообміну розглядати потоки в перерізах порожнин апаратів як сумарні потоки пари і розчину за законом нерозривності потоку. Приведений потік в перерізі апарату можна розглядати як суму окремих потоків, які проходять через переріз з урахуванням знаку, що враховує напрям потоку. Так в ресорбері всі окремі потоки мають один напрям, тому, приведений сумарний потік буде $f+x_1+x_2+\dots+x_j+\dots+x_n$. Всі окремі потоки в перерізі мають однакові стани розчину та певні однакові стани пару над розчином. Кожен з приведених потоків має свої постійні питому масову витрату і концентрацію, а в різних перетинах потоку певні приведені ентальпії, що залежать від кількості прийнятого або відданого тепла. В реальних умовах температура розчину і пару над ним буде не однакою, що легко врахувати, користуючись ξ, i - діаграмою розчину агента в абсорбенті.

При таких умовах розгляду процесів значення приведених концентрацій і ентальпій для різних парорідинних потоків, що складають сумарний потік, можна визначити за ξ, i - діаграмою розчину. Точки, що їх визначають будуть лежати на

конодах – лініях, що з'єднують стани пару і розчину в перерізі окремого приведенного або сумарного приведенного потоку пари і розчину. Процес парорідинного потоку в ξ, i - діаграмі розчину буде зображатися вертикальною лінією, кожна точка на якій буде відповідати стану парорідинного потоку в перерізі порожнини теплообмінного апарату.

Для зручності стани розчину, пари та їх сумішей у перерізах потоків позначимо таким чином: насиченого розчину - арабською цифрою (I, 2, 3, ...), переохолодженого розчину - арабською цифрою з верхнім індексом "О" (1°, 2°, 3°, ...), пари над насиченим розчином – арабською цифрою з одним штрихом (1', 2', 3', ...), відокремленої від розчину перегрітої (в компресорі) пари – так же, але з двома штрихами (1'', 2'', 3'' ...); всього приведенного потоку парорідинної суміші в даному перетині порожнини апарату - римською цифрою (I, II, III, IV, ...); приведенного потоку, що розглядається окремо від суміші, - римською цифрою з нижнім індексом, який позначає цей потік ($I_x, II_{x+y}, \dots$).

Для узагальненої схеми циклу багатоступінчастої КРХМ (рис. 3, в) в позначення ресорбера-дегазатора, регулюючого вентиля, віддільника розчину введемо номер ступені. В позначення питомого потоку розчину, що дроселюється нижнім індексом будемо позначати також номер ступені. Наприклад, якщо номер ступеня $n=1$, то позначення будуть відповідно $PД1, PВ1, ВР1$, а потоку x_1 .

За цією методикою параметри робочого тіла до компресора і насоса позначені відповідно точками 2' і 2, а після них 1'' і 1°. Параметри, позначені непарними числами відповідають робочому тілу при тиску ресорбції, а парними - дегазації. Ресорбційно-дегазаційні ступені нумеруються починаючи від ресорбера.

При побудові циклу після визначення тиску ресорбції і параметрів робочого тіла на вході і на виході апаратів, визначається адіабатна робота стискання пари, положення точки 1'' в ξ, i - діаграмі і температура розчину T_1 на початку процесу ресорбції.

Виведемо узагальнені формули, за якими можна визначати питомі потоки $x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n, f$, що дроселюються в дегазаційні порожнини апаратів для циклів з різним числом ступенів n .

Визначимо питомі потоки f та x_1 для циклу одноступінчастої КРХМ (рис. 1, а).

З теплового балансу $PД1$ співвідношення потоків

$$\frac{x_1}{f} = \frac{i_{III f} - i_5}{i_{II x_1} - i_3}; \quad (1)$$

з матеріального балансу дегазаційних порожнин циклу, обмежених контуром, що проходить через перерізи потоків 3-5-II

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f}\right) \xi_2}. \quad (2)$$

Визначимо питомі потоки f, x_1 та x_2 для циклу двоступінчастої КРХМ (рис. 2, а).

З теплового балансу $PД2$ співвідношення потоків

$$\frac{x_2}{f} = \frac{i_{V f} - i_7}{i_{IV x_2} - i_5}; \quad (3)$$

із теплового балансу $PД1$ і $PД2$ співвідношення потоків

$$\frac{x_1}{f} = \frac{(i_{III f} - i_7) - \frac{x_2}{f} (i_{II x_2} - i_{III x_2})}{i_{II x_1} - i_3}; \quad (4)$$

з матеріального балансу дегазаційних порожнин циклу

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f}\right) \xi_2}. \quad (5)$$

Аналогічно f для циклу триступінчастої КРХМ (рис. 3, а).

$$f = \frac{x_{2'} - x_2}{\xi_9 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f} + \frac{x_3}{f}\right) \xi_2}. \quad (6)$$

Питомий потік f для чотириступінчастого циклу (рис. 3, б)

$$f = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{11} + \frac{x_4}{f} \xi_9 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_1}{f} \xi_3 - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \frac{x_2}{f} + \frac{x_3}{f} + \frac{x_4}{f}\right) \xi_2}. \quad (7)$$

Узагальнимо розрахунок питомих потоків робочого тіла для n -ступінчастого циклу (рис. 3 в). З аналізу рівнянь (1)...(7) виходить, що в n -ступінчастому циклі КРХМ питомий потік розчину, що дроселюється в дегазатор

$$\begin{aligned} f &= \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{2n+3} + \frac{x_1}{f} \xi_3 + \frac{x_2}{f} \xi_5 + \frac{x_3}{f} \xi_7 + \dots + \frac{x_n}{f} \xi_{2n+1} - \left(1 + \frac{x_1}{f} + \dots + \frac{x_n}{f}\right) \xi_2} = \\ &= \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_{2n+3} + \sum_{j=1}^n \frac{x_j}{f} \xi_{2j+1} - \left(1 + \sum_{j=1}^n \frac{x_j}{f}\right) \xi_2}, \end{aligned}$$

де $\frac{x_j}{f}$ - відносна кількість розчину, що дроселюється в дегазаційну порожнину j -тої ступені

$$\frac{x_j}{f} = \frac{i_{(IIj+I)f} - i_{2n+3} - \sum_{k=j+1}^n \frac{x_k}{f} (i_{(IIj)x_k} - i_{(IIj+I)x_k})}{i_{(IIj)x_j} - i_{2j+1}};$$

$i_{(IIj+I)f}$ - приведена питома ентальпія потоку f в перерізі $IIj+I$,

$$i_{(IIj+I)f} = \frac{(\xi_{2n+3} - \xi_{2j+1})(i_{(2j+1)'} - i_{2j+1})}{\xi_{(2j+1)'} - \xi_{2j+1}} + i_{2j+1};$$

$i_{(IIj)x_k}$ - приведена ентальпія потоку x_k в перерізі IIj ,

$$i_{(IIj)x_k} = \frac{(\xi_{2k+1} - \xi_{2j})(i_{(2j)'} - i_{2j})}{\xi_{(2j)'} - \xi_{2j}} + i_{2j};$$

$i_{(IIj+I)x_k}$ - приведена питома ентальпія потоку x_k в перерізі $IIj+I$,

$$i_{(IIj+I)x_k} = \frac{(\xi_{2k+1} - \xi_{2j+1})(i_{(2j+1)'} - i_{2j+1})}{\xi_{(2j+1)'} - \xi_{2j+1}} + i_{2j+1};$$

$i_{(IIj)x_j}$ - приведена ентальпія потоку x_j в перерізі IIj ,

$$i_{(IIj)x_j} = \frac{(\xi_{2j+1} - \xi_{2j})(i_{(2j)'} - i_{2j})}{\xi_{(2j)'} - \xi_{2j}} + i_{2j}.$$

Приведені питомі ентальпії потоків можуть визначатися не тільки аналітично за відомими параметрами пари та розчину в потоках, а й графічно за допомогою ξ, i – діаграми розчину (рис. 1, б та 2, б).

Питома холодопродуктивність n – ступінчастого циклу КРХМ

$$q_0 = f(i_{IIf} - i_{2n+3})$$

Питома теплота ресорбції

$$q_p = i_{1'} + \left(f - 1 + \sum_{j=1}^n x_j \right) i_{1^0} - f \times i_{III f} - \sum_{j=1}^n x_j \times i_{III x_j}.$$

Питома теплота, що передається в ресорбері-дегазаторі PD_j і перевірка його теплового балансу може виконуватися за таким виразом

$$q_{PD_j} = f(i_{(IIj+I)f} - i_{(IIj+III)f}) + \sum_{k=j+1}^n x_k (i_{(IIj+I)x_k} - i_{(IIj+III)x_k}) = \sum_{k=j}^n x_k (i_{(IIj)x_k} - i_{(IIj+II)x_k}).$$

Далі перевіряється тепловий баланс циклу, визначається холодильний коефіцієнт і виконується подальший розрахунок відомими методами.

За даною методикою виконані теплові розрахунки та аналіз характеристик водоміачної двоступінчастої КРХМ залежно від нижчої температури кипіння робочого тіла $T_{он}$ при різних вибраних тисках дегазації P_o при стисканні пари у відцентрових турбокомпресорах. Ці характеристики порівнювалися з характеристиками аміачної компресійної двоступінчастої холодильної машини (КДХМ) з повним проміжним охолодженням. У відзнаку від КДХМ у КРХМ температура кипіння робочого тіла (розчину) змінна, що відповідає зміні температури охолоджуваного потоку речовини від температури навколишнього середовища. Тому за вищу температуру кипіння розчину прийнято 273 К. Нижча температура інтервалу кипіння розчину $T_{он}$ в дегазаторі приймалася мінімально можлива при тисках дегазації $P_o = 19,6; 39,2; 98,0; 196$ кПа. Відповідно до вказаних тисків дегазації на рисунку 4 () позначені лінії характеристик КРХМ у порядку зростання тиску цифрами: 1 – 19,6 кПа, 2 – 39,2 кПа, 3 – 98,0 кПа, 4 – 196 кПа. Характеристики аміачної КДХМ при умові тих же нижчих температур робочого тіла (але чистого агента – аміаку) позначені лінією 5. Середньоарифметичний температурний напір в апаратах прийнятий 4 К, а на їх холодних кінцях 3 К. Такі ж температурні напори прийняті і для апаратів КДХМ.

На рис. 4, а приведена залежність від $T_{он}$ – безрозмірної величини питомої ефективної холодопродуктивності K_e для КРХМ (лінії 1, 2, 3, 4) і для КДХМ (лінія 5). Для КРХМ, на відміну від КДХМ ця залежність визначається ділянками графіків, що відповідають різним тискам P_o , тобто багатозначно. При одному і тому ж тиску можна отримати різні нижчі температури кипіння розчину, залежно від концентрації розчину, що неможливо для чистого агента. Тому для КДХМ ця залежність визначається однією лінією, тобто однозначно. З пониженням P_o у КРХМ K_e зростає. Так, наприклад, при $T_{он}=256$ К та $P_o=196$ кПа, величина K_e відповідає КДХМ і дорівнює 3,4, а при

пониженні P_o до 98 кПа, 39,2 кПа та 19,6 кПа K_e збільшується відповідно до 4,3, 4,55 і 4,8. При $P_o=98$ кПа K_e збільшується на 26,5%. В порівнянні з КДХМ при значеннях $T_{он} = 230...270$ К збільшення K_e може досягти відповідно 50...37% при тиску дегазації 19,6 кПа та відповідно 30...27% - при 39,2 кПа.

Верхня границя тиску дегазації обмежується вищою концентрацією киплячого в дегазаторі розчину ξ_8 (рис. 2). У граничному випадку, при $\xi=1$ тиск кипіння відповідає чистому агенту. Таким чином при отриманні тієї ж нижчої температури тиск кипіння робочого тіла у ступінчастій КРХМ нижчий ніж в КДХМ.

Нижня межа тиску дегазації обмежується можливостями компресора. З пониженням тиску дегазації зменшується густина пари, а при тиску нижче за атмосферного можливе всмоктування повітря в КРХМ. Таким чином, у кожному конкретному випадку, слід підбирати певне мінімальне значення P_o виходячи також і з конструктивних особливостей машини, що може також зменшити металоємність апаратів з вищим тиском.

Важливою перевагою двоступінчастої КРХМ перед КДХМ є значно менший вищий тиск в апаратах. На рис. 4, б приведена залежність від $T_{он}$ тиску ресорбції для двоступінчастої КРХМ, який визначається температурою навколишнього середовища і вибраним тиском у дегазаторі (на рис. 4 - при вибраному тиску дегазації P_o : 1 - 19,6кПа; 2 - 39,2кПа; 3 - 98,0кПа; 4 - 196кПа) і тиску конденсації для КДХМ (5), який не залежить від тиску у випарнику і визначається за температурою навколишнього середовища.

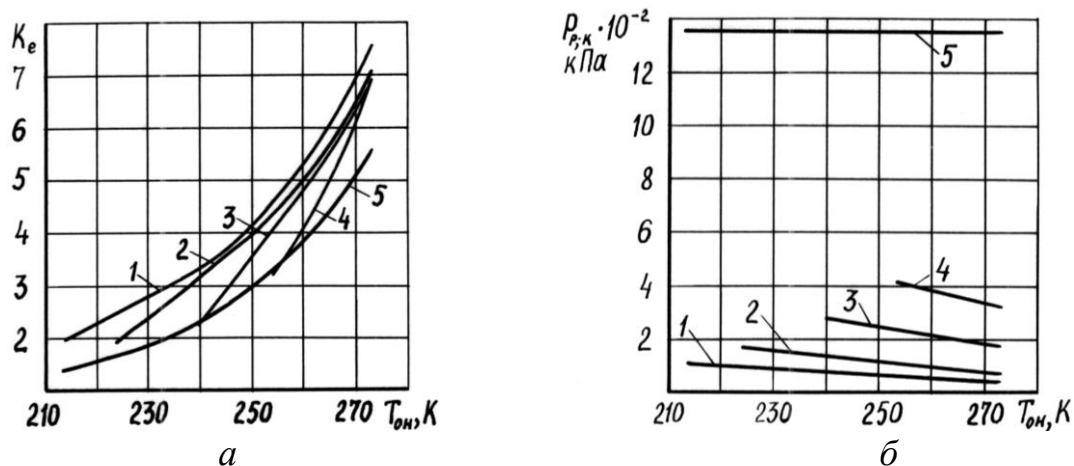


Рисунок 4 - Залежність K_e (а) та тиску ресорбції (б) від $T_{он}$: 1, 2, 3, 4 - для двоступінчастої КРХМ; 5 - для КДХМ (джерело: розроблено авторами)

Нижня межа тиску дегазації обмежується можливостями компресора. З пониженням тиску дегазації зменшується густина пари, а при тиску нижче за атмосферного можливий підсос повітря в КРХМ. Таким чином, у кожному окремому випадку, слід підбирати певне мінімальне значення P_o виходячи також і з конструктивних особливостей машини, що може знизити металоємність апаратів з вищим тиском.

Важливою перевагою двоступінчастої КРХМ перед КДХМ є значно менший вищий тиск в апаратах. На рис. 4, б приведена залежність від $T_{он}$ тиску ресорбції для двоступінчастої КРХМ (1, 2, 3, 4) і конденсації для КДХМ (5). В КДХМ тиск конденсації не залежить від температури отриманого холоду і визначається температурою навколишнього середовища. У двоступінчастої КРХМ тиск ресорбції нижчий в 3,5...17 раз і залежить від вибраного тиску дегазації P_o і температури $T_{он}$.

Тиск ресорбції підвищується при збільшенні P_0 , і незначно підвищується при зниженні $T_{\text{он}}$ та постійному значенні P_0 . При $T_{\text{он}}=273...213$ К тиск ресорбції в двоступінчастій КРХМ не перевищує 417 кПа, тому у КРХМ можна використовувати компактні пластинчасті теплообмінні апарати, а пару стискати в високоефективних турбокомпресорах.

Основною умовою роботи ресорбційних циклів зі змінними температурами потоків робочого тіла та зовнішніх джерел є використання протитокових апаратів (дегазатора, ресорбера, теплообмінників), тому подальші дослідження щодо впровадження ресорбційних машин необхідно проводити за такими напрямками:

- виконати дослідження температурних напорів в апаратах охолоджуючих ресорбційних машин та на основі аналізу вибрати найбільш доцільні розчини, відношення тисків ресорбції і дегазації та інтервали концентрації для наближення напорів до еквідистантних. Для досягнення цієї мети можна корегувати не тільки вид і склад робочого тіла, а й схеми циклів;

- з метою наближення ресорбційного охолоджуючого цикла до трикутного, тобто самого ефективного, розробити насос-компресор-ресорбер для стискання пари в суміші з розчином при відведенні тепла в навколишнє середовище.

Слід відзначити, що при певних схематичних розробках ресорбційні цикли можна використати для переносу тепла на вищий температурний рівень, тобто в теплових насосах, або для одночасного отримання тепла і холоду.

Висновки. За розробленим методом побудови циклу в ζ, i – діаграмі розчину та узагальненою методикою теплового розрахунку ступінчастого ресорбційного циклу охолодження проаналізована питома енергетична ефективність циклів і ступінь стиску пари в компресорі в залежності від температури охолодження та числа ступенів ресорбції. Приведене порівняння показників з двоступінчастим аміачним циклом показує вищу енергетичну ефективність ресорбційних циклів. Окрім того зі збільшенням числа ступенів ресорбції зменшується відношення тиску ресорбції до дегазації. Це дає можливість використовувати для теплообміну компактні пластинчасті апарати, а також стискувати пару в високоефективних турбокомпресорах або в термічних компресорах при використанні тепла невисокого температурного потенціалу, наприклад теплоти ВЕР, природних ресурсів та ін. джерел.. Все це може сприяти енергозбереженню при охолодженні рідких і газоподібних продуктів в різних галузях, в тому числі і в сільському господарстві.

Список літератури

1. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов [Текст] / Под ред. В.М. Бродянского. - М: Энергия, 1979. - 288 с.
2. Мартыновский В.С. Термодинамический анализ обратного цикла Лоренца [Текст] / В.С.Мартыновский, И.М.Шнайд // Холодильная техника и технология. – К.: Техника, 1966. - Вып. 3. - С. 12-17.
3. Ошовський В.Я., Анастасенко С.М., Святецький М.В., Капура І.А. Енергозберігаючі зразкові цикли для охолоджуючих термотрансформаторів // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – Вип. 47, ч. 1. - С.171-179.
4. Niebergall W. Handbuch der Kältetechnik. Bd. VII. - Berlin (Göttingen) Heidelberg.: Springer-Verlag, 1959. - 540 s.
5. Бадылькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. - М.: Пищевая промышленность, 1966.- 356 с.
6. А.с. СССР №1103054, кл. F25B 1/00, F25B 15/12. Холодильная установка / Одесский технолог. ин-т холод. пром-ти; В.Я. Ошовский, А.Г.Дергачёв. - Заявл. 20.05.83; Опубл. 15.07.84, Бюл. № 26. – 3 с.
7. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. - М.: Пищевая промышленность, 1971. - 203 с.

8. Машины и системы низкопотенциальной энергетики [Электронный ресурс] . – Режим доступа: http://sergey-osetrov.narod.ru/Projects/Heat_Pump/not_traditional_sources_low-potential_energy.htm.
9. Расчет двухступенчатой абсорбционно-резорбционной машины [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://vseholodilniki.ru/stati/absorbtsionnye-holodilnye-mashiny/raschet-dvuhstupenchatoy-a>

Viktor Oshovsky, Assos. Prof., PhD tech. sci., Serhij Anastasenko, PhD tech. sci., Mykola Svyateckiy, PhD tech. sci., Oleksandr Shostak

Pervomaysk Branch of National Shipbuilding University named after admiral Makarov

Energy efficiency of stage resorbational cycles for cooling

The purpose of the article is to analyze the energy efficiency of resorption refrigeration cycles, which can contribute to energy conservation during cooling of liquid and gaseous products in agriculture and other industries. It is known that the Lorentz cycle is exemplary for cooling processes and, unlike the Carnot cycle, is thermodynamically more efficient due to the change in the temperature of the cooling fluid. Cycles with stepped resorption operate on the Lorentz principle, but further scientific studies are needed to introduce them into the industry.

In the absorption cycles, the product is cooled in the degasser when the solution is boiled in a predetermined temperature range. The solution is taken from the last resorption step and throttled into the cold end of the degasser. In the degasser, the solution boils at constant low pressure and temperature rise in accordance with the interval of change of temperature of the cooled product. The steam formed is compressed by the compressor and fed from the degasser to the resorber. A low concentration solution from the warm end of the degasser is also pumped there. In the resorber steam is partially absorbed by the solution when the heat is discharged into the environment. Next, the steam continues to be absorbed in the resorbers, which are cooled by the boiling solution. Part of this solution is taken from the entrance to each resorber and throttled into the degassing cavity that cools the resorber. Increasing the number of resorption steps makes it possible to increase the concentration of the solution and lower its temperature after throttling into the degasser, or to reduce the ratio of the resorption pressure to the degassing pressure. It should be noted that in cycles on solutions, in contrast to cycles on pure agents, there are two degrees of freedom that are chosen to obtain a given cooling temperature - it is not only the pressure but also the concentration of the solution that complicates the calculations. Therefore, a generalized technique for the thermal calculation of cycles with different number of absorption steps is developed to cool the flow of substances from ambient temperature to a given low temperature.

According to the developed methods of construction and calculation of cycles on ammonia solution in water, the specific energy efficiency of cycles and the degree of compression of steam in the compressor are analyzed, depending on the cooling temperature and the number of resorption stages. Comparison of indicators with two-stage ammonia cycle is given. The analysis shows the higher energy efficiency of the resorption cycles, and that with the increase in the number of resorption rates in the cycles, the ratio of the resorption pressures and degassing decreases. This allows the steam to be compressed in efficient turbochargers or in thermal compressors when using heat of low temperature potential, which will also contribute to energy conservation during cooling of liquid and gaseous products in various industries, including in agriculture.

resorption, resorber, degasser, cycle, cooling