

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
“УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ”**

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ
З КУРСУ
“ПРОЦЕСІВ ТА АПАРАТІВ ХІМІЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ”
РОЗДІЛ “ШТУЧНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ”

Дніпропетровськ УДХТУ 2008

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
“УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ”**

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ
З КУРСУ “ПРОЦЕСІВ ТА АПАРАТІВ ХІМІЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ”
РОЗДІЛ “ШТУЧНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ”**

**Затверджено на засіданні
кафедри ПАХТ.
Протокол № 10 від 22.05.07.**

Дніпропетровськ УДХТУ 2008

Конспект лекцій з курсу “Основні процеси та апарати хімічної технології”.
Розділ “Штучне охолодження” для студентів усіх спеціальностей / Укл.: П.Г.
Сорока, Т.П. Єльцова, Т.Ю. Гіріч, О.С. Смирнова, О.П.Суслова. –
Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2008. – 51 с.

Укладачі: П.Г. Сорока, д-р техн. наук
Т.П. Єльцова
Т.Ю. Гіріч, канд. техн. наук
О.С. Смирнова, канд. техн. наук
О.П. Суслова, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск П.Г. Сорока, д-р техн. наук

Навчальне видання
Конспект лекцій з курсу
“Основні процеси та апарати хімічної технології”
Розділ “Штучне охолодження”
для студентів усіх спеціальностей

Укладачі: СОРОКА Петро Гнатович
ЄЛЬЦОВА Тетяна Петрівна
ГІРІЧ Тамара Юхимівна
СМИРНОВА Олена Степанівна
СУСЛОВА Олена Павлівна

Редактор Л.М. Тонкошкур
Коректор О.О. Чибук

Підписано до друку 06.06.08. Формат 60×84 1/16. Папір ксерокс. Друк різнограф.
Умов.-друк. арк. 2,31. Облік.-вид. арк. 2,36. Тираж 100 прим. Замовлення №142.
Свідоцтво ДК №303 від 27.12.2000.

ДВНЗ УДХТУ, 49005, м. Дніпропетровськ-5, просп. Гагаріна, 8.

Видавничо-поліграфічний комплекс ІнКомЦентру

1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ

Застосування штучного холоду в народному господарстві різноманітне. Ним користуються в багатьох областях хімічної промисловості при виробництві спеціальних мастильних матеріалів, синтетичного каучуку, штучного шовку, для зрідження газів. Низькі температури використовуються в технології машинобудування та електротехніці, в оптиці та медицині. Холодильна техніка широко застосовується в гірничій промисловості та на будівництві підземних споруд. Але найбільшого застосування штучний холод знайшов в харчовій промисловості.

За допомогою низьких температур зберігають продукти, які швидко псуються, затримують розвиток бактерій, зберігають вітаміни у свіжих овочах та плодах.

Думка про можливості надійного виробництва штучного холоду була підказана великими відкриттями основоположника російської науки М.В. Ломоносова, який опублікував у 1744-1747 роках свій геніальний труд "Размышление о причинах теплоты и холода". Але практичне здійснення машинного способу виробництва холоду в широких масштабах стало можливим значно пізніше, в останній чверті XIX століття, на основі загальних успіхів в розвитку машинобудування. Значно сприяло цьому також зростання багаточисленних галузей промисловості, особливо хімічної, де холод став потужним засобом інтенсифікації технологічних процесів.

Всі фізичні тіла складаються з найдрібніших часток – молекул, які знаходяться в безперервному русі. Загальною мірою, яка визначає здатність тіла виконувати роботу, є енергія. При підведенні тепла внаслідок прискорення руху молекул температура тіла підвищується, а при відводі тепла (охлажденні) в результаті уповільнення їх руху температура знижується.

Холод – поняття умовне – це тепло, яке відводиться від тіла для зниження його температури або змінення агрегатного стану. Фізична природа холоду і тепла однакові, різні тільки ступені напруженості руху молекул тіла, від чого залежить його температура.

Штучне охолодження завжди пов'язано з перенесенням тепла від тіла з більш низькою температурою до тіла з більш високою температурою. Таке перенесення, згідно другому началу термодинаміки потребує витрат енергії. Тому введення енергії в систему являється необхідною умовою одержання холоду. Умовно відрізняють:

- помірне охолодження – діапазон температур від кімнатної до -100°C ;
- глибоке охолодження (температури нижче -100°C).

В свою чергу одержання температур нижче -100°C умовно класифікують таким чином:

- техніка глибокого охолодження (від -100 до -218°C);

- кріогенна техніка;
- техніка ультранизьких температур.

Використання температур, які відповідають глибокому охолодженню дозволяє розділити газові суміші шляхом їх часткового або повного зрідження і одержати численні технічно важливі гази, наприклад, азот, кисень та інші гази при розділенні повітря, водень з коксового газу, етилен з газів крекінгу нафти і т.д.

2. ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ ОДЕРЖАННЯ ХОЛОДУ

Як відомо з термодинаміки, перенесення тепла з нижчого температурного рівня на вищий не може відбуватися самочинно. Для того, щоб здійснити такий процес, його необхідно поєднати з іншим процесом, який відбувається з підвищенням ентропії (тобто з витратою енергії) і компенсує її збиток в процесі відняття тепла від середовища з більш низькою температурою [1].

В холодильних установках перенесення тепла від середовища з більш низькою температурою до середовища з більш високою температурою здійснюється за допомогою робочого тіла, яке називають холодильним агентом, або хладоагентом.

Одержання холоду відбувається по круговому процесу, або циклу, в якому процес відняття тепла від охолоджуваного середовища супроводжується компенсуючим процесом – підведенням енергії (наприклад при стисненні пари хладоагенту в компресорі).

Згідно законам термодинаміки, при перенесенні тепла від середовища з вищою температурою T до середовища з нижчою температурою T_0 , найбільший ступінь перетворення тепла в роботу відповідає коефіцієнту корисної дії циклу Карно.

Зворотним циклом Карно називається процес перенесення тепла від менш нагрітого середовища до більш нагрітого при затраті механічної роботи.

Зворотний цикл Карне складається з таких процесів: (рис.1.)

- 1 – 2 – адіабатичне стискання холодильного агента;
- 2 – 3 – ізотермічна конденсація пари холодильного агента при температурі T з віддачею навколишньому середовищу, наприклад, воді або повітрю теплоти конденсації;
- 3 – 4 – адіабатичне розширення рідкого холодильного агента до кінцевої температури розширення T_0 ;
- 4 – 1 – ізотермічне випаровування рідкого хладоагенту при температурі T_0 з відняттям від середовища, яке охолоджується за рахунок теплоти випаровування.

Такий цикл може бути здійснений при умові постійної ентропії системи.

Тому, якщо при випаровуванні холодоагенту ентропія охолоджуваного середовища зменшиться на Q_0/T_0 , то на таку ж величину повинна зрости ентропія більш нагрітого середовища (води), якій передається тепло Q_0 , відняте від

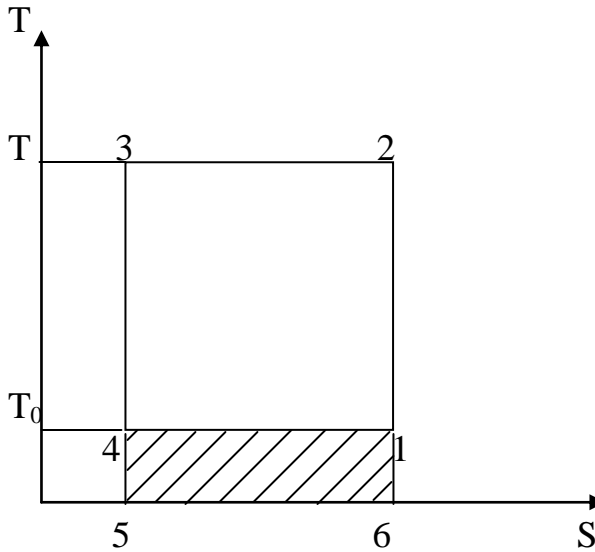


Рис.1. Ентропійна діаграма зворотного циклу Карно

охолоджуваного середовища і тепло еквівалентне роботі L_k , затраченій на стискання холодильного агента. В результаті зростання ентропії більш нагрітого середовища становитиме $(Q_0+L_k)/T$ згідно енергетичному балансу:

$$Q_0/T_0 = (Q_0+L_k)/T. \quad (1)$$

Звідси робота, яку необхідно затратити в холодильній установці, яка працює по зворотному циклу Карно визначається виразом:

$$L_k = Q_0 * \frac{T-T_0}{T_0}. \quad (2)$$

Тепло Q_0 , яке віднімається холодильним агентом від охолоджуваного середовища при температурі $T_0 < T$, визначає холодопродуктивність циклу або холодильної установки. На діаграмі T-S холодопродуктивність зображається площею 1-4-5-6. Площа 2-3-5-6 еквівалентна кількості тепла, яке віддається агентом більш нагрітому середовищу при температурі T, різниця площ 2-3-5-6 та 1-4-5-6 відповідає величині затраченої роботи (площа 2-3-4-1).

Таким чином, на прикладі зворотного циклу Карно, енергетичний баланс будь-якої холодильної машини:

$$Q_0 + L_k = Q \quad (3)$$

де L_k – робота дійсного циклу.

Термодинамічна ефективність холодильних циклів виражається відношенням холодопродуктивності Q_0 до затраченої роботи L_k . Це відношення називається холодильним коефіцієнтом, який позначається ε і виражається залежністю:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L_k} = \frac{Q_0}{Q - Q_0}. \quad (4)$$

Холодильний коефіцієнт показує, яка кількість тепла сприймається холодильним агентом від охолоджуваного середовища на одну одиницю затраченої роботи.

На діаграмі T-S видно, що $Q_0 = T_0(S_0 - S_2)$ та $Q = T_0(S_1 - S_2)$. Підставляючи значення Q_0 та Q у вираз (4) для циклу Карно одержуємо:

$$\varepsilon_k = \frac{T_0(S_1 - S_2)}{T(S_1 - S_2) - T_0(S_1 - S_2)}. \quad (5)$$

Холодильний коефіцієнт, який характеризує ступінь використання роботи на одержання штучного холоду, як видно з рівняння, не залежить від властивостей холодильного агента, або дії холодильної установки, а являється тільки функцією температур T_0 та T . При цьому ступінь використання механічної роботи буде тим вище, чим менша різниця температур холодильного агента при віддачі T та сприйманні T_0 тепла.

Холодильний коефіцієнт не можна розглядати як ККД холодильної машини тому, що коефіцієнт корисної дії характеризує долю тепла, яка може бути перетворена в роботу і тому явно менша одиниці. В даному випадку робота, яка витрачається, не перетворюється на тепло, а слугує лише засобом, який забезпечує перенесення тепла з нижчого температурного рівня на вищий.

Із зниженням температури охолодження T_0 затрачена робота достатньо зростає і відповідно значно збільшується вартість одержання холоду. Крім того із зниженням температури охолодження, внаслідок зменшення значення холодильного коефіцієнта реального циклу ε , буде зменшуватись термодинамічний коефіцієнт корисної дії будь якого реального циклу, який дорівнює відношенню холодильного коефіцієнта ε реального циклу до холодильного коефіцієнта циклу Карно:

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k}. \quad (6)$$

Можна уявити собі ідеальний цикл зрідження газу, в якому затрачена робота $L_{ид}$ буде меншою, ніж в циклі Карно $L_{ид} < L_k$.

2.1. Ідеальний цикл зрідження газу

Визначимо, користуючись T-S діаграмою, мінімальну затрату роботи при ідеальному зворотному процесі зрідження газу, який можна уявити здійсненим шляхом ізотермічного стиснення та адіабатичного розширення. Як видно з T-S діаграми в такому процесі газ стискується ізотермічно при температурі T по лінії 1-2; після стискання газ адіабатично розширюється по лінії 2-3, перетворюючись в рідину. Газ піддається також охолодженню, причому охолоджуючою водою від нього віднімається не тільки тепло в кількості, необхідній для зрідження, але і тепло яке виділяється в результаті ізотермічного стискання (Q_2):

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (7)$$

Це рівняння відповідає другому закону термодинаміки; бо якщо припустити, що охолоджуюча вода і газ зворотно обмінюються теплом у замкненій системі, причому тепло віднімається від газу при низькій температурі і віддається при більш високій, то для теплообміну необхідна затрата енергії зовні.

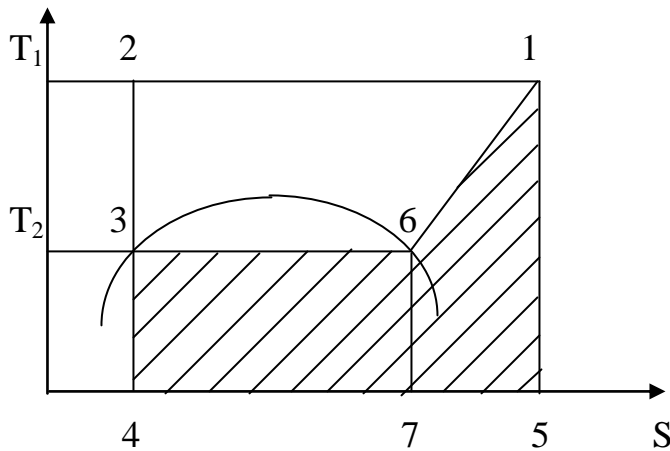


Рис.2. Робота зрідження газу по ідеальному циклу

Площа 1-2-4-5 відповідає кількості тепла, яка віднімається охолоджуючою водою (Q).

Теплота Q , яка віднімається при зрідженні газу, складається з двох складових частин:

- теплота, яка віднімається при охолодженні газу до температури зрідження;
- теплота конденсації газу.

Можна припустити, що охолодження газу від температури T відбувається по ізобарі 1- 6 до кривої насичення при температурі T_2 , а від точки 6 до точки 3 іде конденсація пари при постійній температурі T_2 .

Ці теплоти еквівалентні площі 1-6-7-5 та площі 7-6-3-4, таким чином на долю

роботи лишається площа 1-2-3-6.

Абсолютне значення роботи знайдемо згідно другому закону термодинаміки, за яким сума зміни ентропії всіх тіл, які приймають участь в замкненому процесі, в граничному випадку дорівнює нулю.

Зміна ентропії води визначається рівнянням:

$$\frac{Q}{T_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{T_1} \dots \quad (8)$$

Згідно другому закону термодинаміки:

$$s_0 - s_2 + \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} \geq 0. \quad (9)$$

Звідси мінімальна робота дорівнює:

$$Q_2 = T_1(S_r - S_p) - Q_1. \quad (10)$$

Добудуємо до відрізка KG площадку KHLG рівновелику по площі AFK, тоді площа CDLN = площі AFCDG, отже еквівалентна кількості тепла Q_1 .

Площа СВІН представляє собою еквівалент роботи, яка витрачається за циклом Карно. Площа AFСВ менше площі СВІН, тобто мінімальна робота зрідження менша ніж робота, яка витрачається по ідеальному циклу Карно.

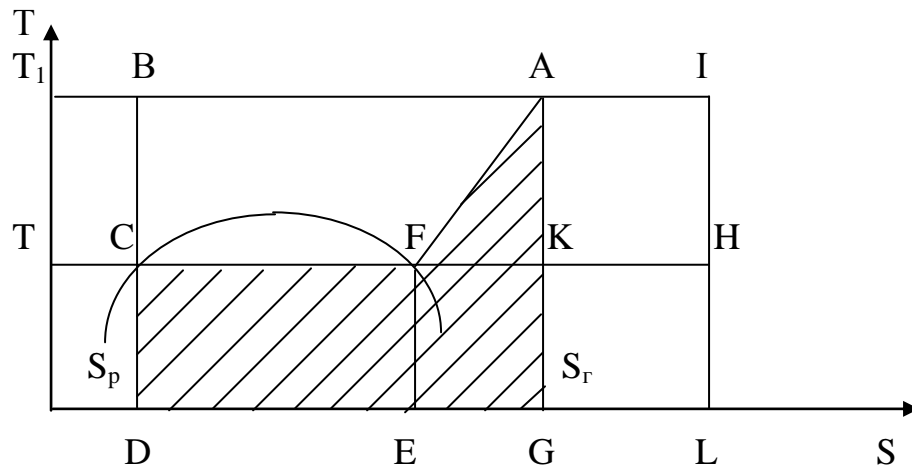


Рис. 3. Ідеальний процес зрідження газу на T-S діаграмі

Користуючись діаграмою можна знайти витрату енергії на зрідження 1 кг повітря, що має тиск $P = 1 \text{ ат}$, та температуру $T = 290^\circ\text{C}$.

$$AL = T_1(S_r - S_p) - Q_2 = T_1(S_r - S_p) - (i_1 - i_p);$$

$$S_r - S_p = 3770 \text{ Дж/кг}; \quad i_1 - i_p = 410620 \text{ Дж/кг}.$$

$$AL - 290 \cdot 3700 - 410620 = 682680 \text{ Дж/кг, або } 189,63 \text{ Вт/кг};$$
$$N = AL/1000 = 189,63/1000 = 0,189 \text{ кВтч/кг}.$$

На практиці, однак, досягти зрідження газу при розрахованій мінімальній затраті роботи неможливо тому, що для цього довелося би працювати при достатньо високих тисках, приблизно $49 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$.

В процесах штучного охолодження зниження температури холодильного агента, який грає роль переносника тепла, здійснюється за допомогою:

- випаровування низькокиплячих рідин;
- розширення попередньо стиснутих газів.

3. СПОСОБИ ОДЕРЖАННЯ ХОЛОДУ

Одержання холоду, або охолодження досягається відведенням тепла від охолоджуваного середовища, для чого необхідно робоче тіло – охолоджуюче середовище (охолоджувач).

Для природного переходу тепла від тіла, яке охолоджується, до більш холодного робочого тіла, температура робочого тіла повинна бути нижче температури охолоджуваного тіла. Від тіла, яке охолоджується, тепло може відводитися різними способами:

3.1. Без зміни агрегатного стану охолоджувача і без затрати роботи можна охолоджувати холодним повітрям або холодною водою, при відповідному підвищенні температури цих охолоджувачів.

3.2. Стиснене повітря, одержане із затратою механічної енергії для підвищення його тиску, може слугувати джерелом холоду при послідуєчому розширенні і виконанні при цьому зовнішньої роботи. Із зменшенням кількості внутрішньої енергії повітря разом з падінням тиску знижується і його температура.

3.3. Для одержання холоду може служити ефект Джоуля-Томсона, який досягається за рахунок втрати внутрішньої енергії газоподібного тіла, яке зустрічає на своєму шляху різке збільшення опору.

3.4. До способів одержання холоду без зміни агрегатного стану охолоджувача, але з затратою енергії, відноситься вихркове охолодження, яке створюється трубою Ранка, яка має розташований по дотичній до неї патрубок. В безпосередній близькості від нього в трубі встановлена діафрагма, отвір якої концентричний вісі труби.

По один бік від діафрагми труба має вільний вихід, а по другий – на відстані близько 50 діаметрів – дросельний вентиль або заслонку.

Попередньо охоложене водою стиснуте повітря, яке потрапляє через сопло патрубка з великою швидкістю, завихрюється і набуває кінетичної енергії. При

цьому під дією відцентрових сил тиск повітря біля стінок труби підвищується, а по вісі знижується. Через отвір діафрагми і вільний кінець труби виходить охолоджене повітря, а через другий кінець – нагріте.

За допомогою дросельного вентиля або заслонки можна регулювати кількість холодного повітря, яке витікає, отже, і температуру обох повітряних потоків.

3.5. Термоелектричне охолодження засновано на використанні ефекту Пельтьє, сутність якого у виділенні або поглинанні тепла на контакті двох різних провідників в залежності від напрямку електричного струму. При цьому роль робочого тіла виконують електрони в батареях з термоелементів, для яких застосовують напівпровідники із сплавів деяких важких металів: германія, телуру та інших.

3.6. Охолодження із зміною агрегатного стану охолоджувача, але без затрати роботи відбувається при випаровуванні води і плавленні льоду з води, або евтектичних розчинів, а також при сублімації твердої вуглекислоти.

Випаровувальне охолодження за рахунок випаровування води і теплообміну її з навколишнім повітрям застосовується у різного типу градирнях.

3.7. Льодове охолодження пов'язано з безповоротними витратами охолоджувача – льоду, додавання якого необхідно за мірою його витрачання.

3.8. Льодове охолодження здійснюється одночасним плавленням льоду і розчиненням технічної повареної солі. Одержання холоду можливе також за рахунок поглинання теплоти розчинення деяких солей у воді, або кислотах.

3.9. Машинне охолодження являється найбільш розповсюдженим способом одержання холоду за рахунок зміни агрегатного стану охолоджувача – кипіння його при низьких температурах з відведенням від охолоджуваного тіла або середовища необхідної для цього теплоти пароутворення. Для подальшої конденсації пари необхідно попереднє підвищення тиску її та температури.

До парових холодильних машин, за способами підвищення тиску та температури пари перед її конденсацією, відносяться:

- компресійні – стисканням пари компресором з затратою для цього механічної енергії;
- абсорбційні – з поглинанням пари відповідним абсорбентом і виділенням пари шляхом випаровування розчину і затрати теплової енергії;
- ежекторні – із затратою теплової енергії, яка перетворюється в механічну роботу усередині циклу.

Для одержання помірного холоду застосовують холодильні машини, які в залежності від стиснення холодоагенту і зміни його стану в робочому циклі ділять на такі групи:

- пароконпресійні: холодоагент стискується компресором (поршнеvim, гвинтовим або турбулентним) і стиснутий газ конденсується;
- газоконпресорні: холодоагент стискується поршнеvim, або турбінним компресором при цьому стиснутий газ не зріджується;

- абсорбційні: холодоагент стискується так званим термокомпресором;
- пароводяні ежекторні: стискання холодоагенту здійснюється паровим ежектором, а конденсація безпосередньо змішуванням з водою, або в поверхневих конденсаторах;
- водовипарувальні: охолодження досягається в результаті випаровування з води, або з водних розчинів мінеральних солей шляхом пропускання через них повітря, або інших газів.

4. ХОЛОДИЛЬНІ АГЕНТИ ТА ВИМОГИ ДО НИХ

Холодильні агенти – робочі речовини парових холодильних машин, які внаслідок кипіння при низьких температурах відводять тепло від охолоджуваного середовища і передають його в процесі послідувочої конденсації охолоджуючому середовищу при відносно високих температурах.

Основні вимоги, які пред'являють до холодильних агентів:

- 4.1. Низькі температури кипіння при тисках дещо вищих атмосферного (для запобігання підсмоктування повітря).
- 4.2. Помірні температури та тиск пари при її конденсації.
- 4.3. Достатньо велика теплота пароутворення киплячої рідини при малих питомих об'ємах пари.
- 4.4. Мала теплоємність рідини та високі коефіцієнти теплопровідності та тепловіддачі.
- 4.5. Низька температура твердіння і висока критична температура.
- 4.6. Нетоксичність – нешкідливість для людини.
- 4.7. Негорючість, вибухобезпечність, неагресивність до металів (для запобігання корозії).

5. ХОЛОДОНОСІЇ ТА ВИМОГИ ДО НИХ

Холодоносії – рідини, які служать проміжними посередниками для відведення тепла від охолоджуваного середовища при їх охолодженні внаслідок випаровування холодильного агента. Застосування холодоносіїв доцільно в тих випадках, коли безпосереднє охолодження за рахунок холодильного агента з ряду причин зустрічає ускладнення.

Холодоносіями служать вода, водні розчини деяких солей та органічні речовини – водні розчини спирту, етиленглюколю. Крім того, роль холодоносіїв виконують і деякі холодильні агенти (фреон – 30, фреон – 11).

Основні вимоги, які пред'являють до холодоносіїв:

5.1. Низькі температури замерзання і незначна в'язкість при низьких температурах.

5.2. Високі значення теплоємності, теплопровідності та тепловіддачі.

5.3. Негорючість, вибухобезпечність, нетоксичність.

5.4. Відсутність кородуючого впливу на метали.

6. ПАРОКОМПРЕСОРНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

6.1. Принцип дії та аналіз витрат

Парокомпресорні холодильні машини є основний тип машин, які використовуються для охолодження до -100°C . Фізичним процесом, в результаті якого одержують холод, являється фазовий перехід робочого тіла з рідкого у газоподібний стан. Як робоче тіло (холодильний агент) використовуються чисті речовини: аміак, фреони, вуглеводні (етан, пропан), або суміші чистих речовин. В парокомпресорних машинах механічна енергія перетворюється в компресорі на внутрішню енергію стиснутої пари.

В хімічній технології знаходять застосування холодильні машини з поршневими, ротаційними, гвинтовими та відцентровими компресорами. Для створення холодильних машин малої та середньої продуктивності до 400 кВт використовуються поршневі та ротаційні компресори, гвинтові машини перспективні в діапазоні від 100 до 1000 кВт, крупні агрегати з продуктивністю 1000 кВт комплектуються виключно відцентровими компресорами. В залежності від температурного режиму роботи, типу компресора та властивостей робочого тіла в ПКХМ застосовуються різні варіанти зворотніх термодинамічних циклів та схем: одно-, дво-, багатоступінчасті та каскадні з внутрішньою регенерацією тепла і т. д.

6.2. Компресійно-парові холодильні машини

Компресор 1 всмоктує пару холодильного агента з температурою T_0 (к.1), стискає її до тиску P (к.2), при якому пара може бути скраплена охолодженням її водою в конденсаторі II. Для того, щоб процес зрідження відбувався в конденсаторі при постійній температурі T , процес стискання здійснюють цілком в області вологої пари, в зв'язку з чим температура пари в кінці стискання дорівнює температурі T .

В зв'язку з тим, що процес конденсації відбувається за рахунок віддачі тепла конденсації охолоджуючій воді шляхом теплообміну, то чим вища температура охолоджуючої води, тим вищою повинна бути температура конденсації, а значить тим вище має бути тиск стискання. Рідкий холодильний агент (к.3) з конденсатора

потрапляє в розпилюючий вентиль III, де холодильний агент розпилюється до тиску випаровування (к.4) і потрапляє у випарник IV. У випарнику холодильний агент випаровується, віднімаючи необхідне для випаровування тепло від охолоджуваного середовища, яке омиває труби випарника.

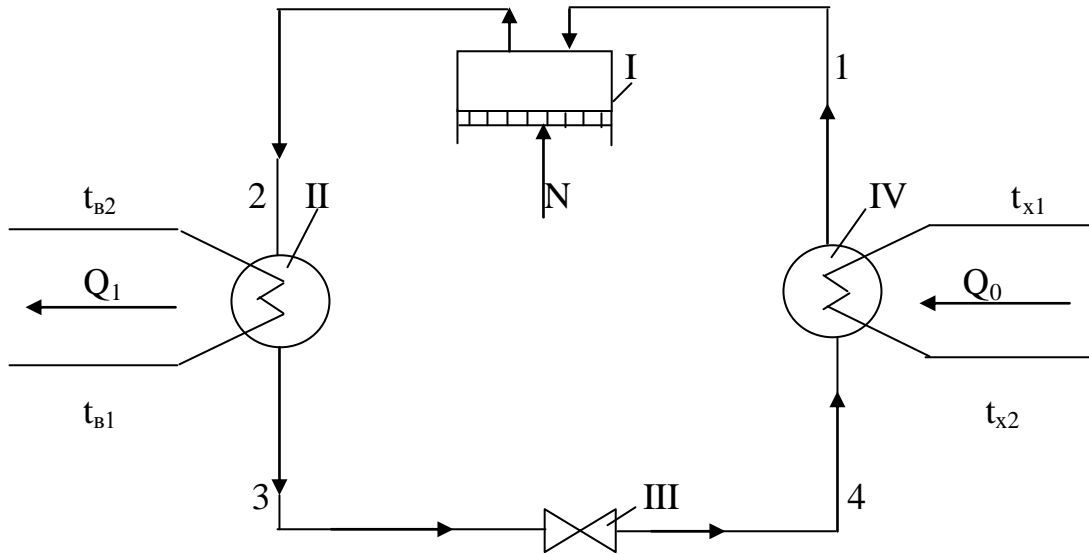


Рис.4. Схема компресійно-холодильної машини:
I – компресор; II – конденсатор; III – розпилюючий вентиль; IV – випарник

При цьому чим нижче тиск випаровування, тим нижча температура випаровування T_0 і тим нижча та температура, до якої можна охолодити речовину, що охолоджується у випарнику.

Утворена пара холодильного агента, стан якої характеризується точкою (т.4) знову всмоктується компресором, стискається в ньому, зріджується в конденсаторі і т.п. з повторенням циклу. Таким чином, робота холодильної машини відбувається по замкнутому циклу і всі описанні процеси зображаються безпосередньо на T-S діаграмі (рис. 5.)

В циклі ідеальної холодильної машини стиснення пари холодильного агента відбувається адиабатично при постійній ентропії S , тобто без теплообміну з навколишнім середовищем. За рахунок затраченої роботи стиснення, енергія холодильного агента збільшується і температура його підвищується від температури T_0 до T . В кінці стискання пара залишається вологою або стає сухою насиченою. Процес стискання зображається адіабатою 1-2.

В конденсаторі від стиснутого холодильного агента відводиться тепло конденсації Q . Ізобаричний процес конденсації відбувається в області вологої пари, являється одночасно і ізотермічним і ізобаричним, і зображається прямою 2-3. Розширення холодильного агента в розширювальному циліндрі від тиску P до тиску P_0 із зниженням температури від T до T_0 відбувається адиабатично при $S_3 = \text{const}$ з затратою зовнішньої роботи і зображається адіабатою 3-4.

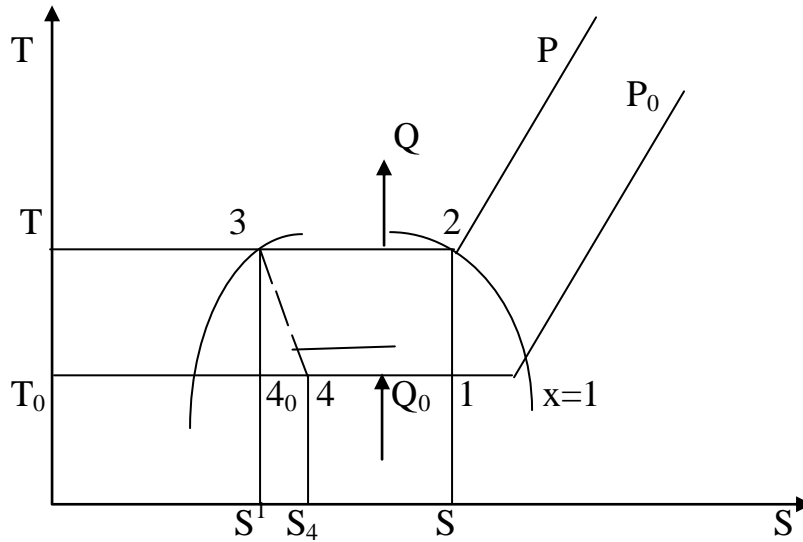


Рис.5. Зображення холодильного циклу компресійної холодильної машини на T-S діаграмі

Випаровування холодильного агента відбувається при сталому тиску та при сталій температурі T_0 , зображається ізотермою 4_0-1 і супроводжується підводом до холодильного агента тепла випаровування Q_0 . В точці 1 цикл замикається і всі перелічені процеси повторюються в тій же послідовності.

В кінцевому результаті за повний цикл відбувається:

- 1) сприйняття тепла Q_0 і здійснення роботи AL_2 ;
- 2) віддача тепла Q і затрата роботи AL , причому згідно закону збереження енергії повинна дотримуватись рівність:

$$Q_0 + AL_1 = Q + AL_2 \quad (11)$$

$$\text{або } Q = Q_0 + AL_1 - AL_2 \quad (12)$$

Холодильний коефіцієнт за попереднім дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{AL_1 - AL_2} = \frac{Q_0}{Q - Q_0} = \frac{T_0}{T - T_0} \quad (13)$$

На діаграмі холодопродуктивність Q_0 віднесена до 1 кг холодильного агента і вимірюється площею $S-1-4_0-S^1$; тепло Q , віддане в конденсаторі – площею $S-2-3-S^1$ і затрата роботи $AL-AL_1-AL_2$ – площею $1-2-3-4_0$.

На діаграмі T-S робота та холодильний ефект зображається у вигляді площі, на якій наочно відбувається принцип холодильного циклу. Однак, часто розрахунки холодильних циклів ведуть з використанням інших координат, а саме координат P-i (тиск-ентальпія) Рис.6.

На цій діаграмі адіабатичне стискання холодильного агента зображається лінією 1-2; конденсація 2-3; розширення в циліндрі 3-4; випаровування – лінія 4-1.

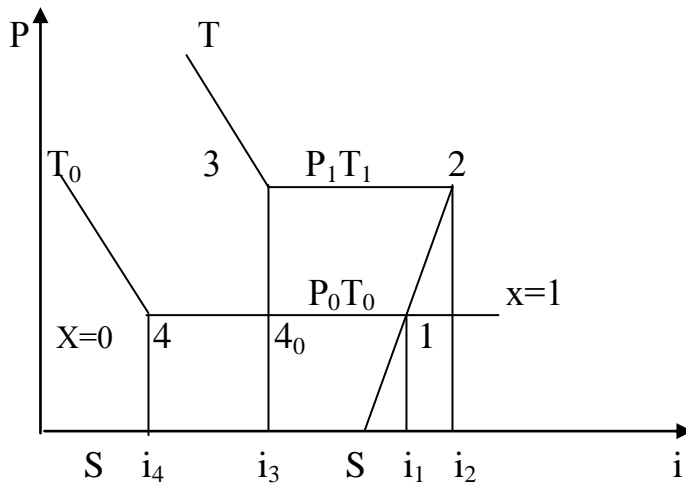


Рис. 6. Зображення холодильного циклу компресійної холодильної машини на i - P діаграмі

Головна перевага цієї діаграми в тому, що теплове вираження роботи AL по діабаті і кількість тепла по ізобарі виражаються в ній у вигляді відрізків на прямій лінії і можуть бути легко виміряні циркулем, в той час, як на T - S діаграмі ці величини одержують у вигляді площ, вимірювання яких ускладнено.

Якщо позначити:

i_1, i_2, i_3, i_4 – ентальпія холодильного агента в Дж/кг:

T_0 – абсолютна температура випарювання;

T – абсолютна температура конденсації;

S_1, S_2, S_3, S_4 – ентропія холодильного агента Дж/кг*К де індекси при i та S відносяться до температур:

1 – при всмоктуванні пари компресором;

2 – при нагнітанні пари компресором;

3 – перед розширювальним циліндром;

4 – за розширювальним циліндром.

В процесі стиснення холодильного агента ентропія лишається незмінною, отже, як це видно з діаграми:

$$S_1 = S_2 = S \quad (14)$$

S – ентропія пари холодильного агента при вході і виході з компресора, або при виході з випарника при температурі T_0 та при виході з конденсатора при температурі T .

Розширення холодильного агента в розширювальному циліндрі також протікає при постійній ентропії, отже:

$$S_3 = S_{40} = S^1 \quad (15)$$

де: S^1 – ентропія рідкого холодильного агента на виході з конденсатора при температурі T або, що теж саме, на вході у випарник при температурі T_0 .

Кількість тепла, яке віднімає 1 кг холодильного агента від тіла, що охолоджується у випарнику можна визначити за рівнянням:

$$Q_0 = i_1 - i_4 - T_0(S_1 - S_4) = T_0(S'' - S) \text{ Дж/кг}, \quad (16)$$

а кількість тепла, яке віддає 1 кг холодильного агента в конденсаторі:

$$Q = i_2 - i_3 = T(S_2 - S_3) - T(S - S_1) \text{ Дж/кг}. \quad (17)$$

Робота стискання пари в компресорі може бути визначена рівнянням:

$$AL_1 = (i_2 - i_1), \text{ Дж/кг}, \quad (18)$$

а робота розширення в розширювальному циліндрі:

$$AL_2 = (i_3 - i_4) \text{ Дж/кг}. \quad (19)$$

Затрата роботи на весь цикл дорівнює:

$$AL = AL_1 - AL_2 = (i_2 - i_1) - (i_3 - i_4) = (T - T_0) * (S - S_1) \quad (20)$$

6.3. Дійсна компресійно-холодильна машина

Схема дійсної компресійно – холодильної машини відрізняється від ідеальної слідуючим:

- замість розширювального циліндра, внаслідок складності його конструктивного виконання і малої ефективності, застосовують редуційний (регулюючий) вентиль;

- стискання холодильного агента здійснюють не в області вологої пари, а в області перегрітої пари, причому компресор всмоктує суху насичену, або дещо перегріту пару холодильного агента;

- конденсація холодильного агента в більшості випадків доповнюється переохолодженням.

Процес м'яття пари в регулюючому вентилі протікає при постійній ентальпії і на діаграмі T-S зображається лінією постійної ентальпії (ізоентальпія) 3-4. Рис.17.

Процес цей незворотній: частина невикористаної енергії AL_2 при цьому розширенні холодильного агента AL_2 переходить в тепло, здійснюючи непотрібне випаровування деякої кількості рідини і зменшуючи холодопродуктивність машини. На діаграмі зменшення холодопродуктивності вимірюється площею $S_{0-4-4_0-S_3}$, а фактична холодопродуктивність виражається площею 1-4-3-S.

На P-I діаграмі процес м'яття пари в регулюючому вентилі зображається вертикаллю 3-4₀, фактична холодопродуктивність Q_0 на 1 кг холодильного агента показана відрізком 4₀-1.

Повертаючись до зображення процесу на T – S діаграмі, відмітимо, як легко довести (за допомогою P-i діаграми) що площа діаграми 4-4₀-S₃-S₀, яка зображає втрату холодопродуктивності, рівновелика для більшості холодильних агентів площі 4₀-3-4. Таким чином затрата енергії AL , в циклі зображається площею 1-2-3-4 і холодильний коефіцієнт дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{AL} = \frac{пл.(1-4-3_0-5)}{пл.(1-2-3-4)} \quad (21)$$

В описаному вище процесі, який наближається до зворотного циклу Карно, в компресор потрапляє волога пара із ступенем сухості $X_1 < 1$, причому цей ступінь сухості встановлюється з тих міркувань, щоб в результаті адіабатичного стискання в компресорі пара залишалась вологою, або в граничному випадку стала сухою насиченою X_2-1 . Це є так званий вологий процес.

Не дивлячись на те, що вологий процес найбільш наближається до циклу Карно і з чисто термодинамічної точки зору здається більш переважним, практично вигідніше застосування сухого процесу. При вологому процесі через достатньо інтенсивний процес теплообміну між стінками циліндра і вологою парою відбувається швидке випаровування холодильного агента та осушування його пари, що викликає погіршення наповнення циліндра компресора, зменшення його об'ємного ККД, отже падіння холодопродуктивності.

В зв'язку з цим на практиці застосовують так званий сухий процес, тобто компресор всмоктує суху насичену або навіть злегка перегріту пару, внаслідок чого в кінці адіабатичного стискання пара стає перегрітою. Лише тоді для зниження кінцевої температури стискання (для запобігання втрат аміаку в аміачних холодильних машинах) допускають всмоктування компресором злегка вологої пари. При сухому процесі внаслідок більш повного використання робочого об'єму циліндра компресора його холодопродуктивність підвищується.

Зовні можна відрізнити один процес від другого за показаннями термометра. При роботі за вологим способом термометр показує температуру, яка приблизно дорівнює температурі зрідження холодильного агента і перевищує температуру

води, яка витікає з конденсатора на $2-5^0$. При роботі за сухим способом температури пари в нагнітальній трубі значно вище температури зрідження в конденсаторі і звичайно складає від 60 до 100^0C .

Діаграма сухого процесу зображена на рис. 7.

Якщо в компресор всмоктується пара з таким ступенем сухості, щоб в результаті стиснення (точка $2'$) вона стала сухою насиченою, то точка $2'$ повинна бути точкою перетинання адиабати стиснення з лінією $x - 1$, якщо в

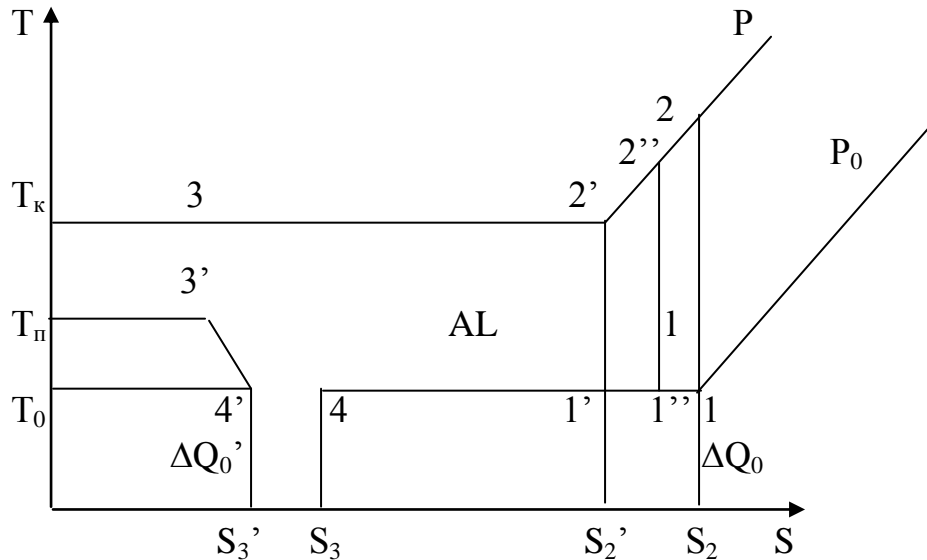


Рис. 7. Зображення холодильного циклу дійсної компресійної холодильної машини на $T - S$ діаграмі

компресор всмоктується пара з недостатньою вологістю (точка $1''$), адиабата стиснення перетинає лінію $x - 1$ в деякій точці 1 і продовжується до перетинання з лінією постійного тиску P в конденсаторі, яка вже не співпадає з ізотермою (точка $2''$).

Нарешті, якщо в компресор всмоктується суха насичена пара (точка 1), то в результаті адиабатичного стиснення по лінії $1 - 2$ відбувається збільшення холодопродуктивності ΔQ_0 , яке виражається на діаграмі площею $1-1''-S_2'-S_2$ і збільшення затрати механічної роботи, яке характеризується площею $1-2-2'-1''$, при цьому відносний приріст роботи більший, ніж відносний приріст холодопродуктивності, хоча за абсолютною величиною збільшення затрати роботи завжди менше збільшення холодопродуктивності.

В зв'язку з тим, що в залежності від інтенсивності випаровування холодильного агента у випарнику, пара виходить з нього з тим або іншим ступенем вологості, здійснення сухого процесу потребує звичайно встановлення між випарником і компресором устроїв для висушування пари у вигляді бризкоуловлювачів або вологовіддільників, в яких частинки рідини

відокремлюються і знову повертаються у випарник, а висушена пара потрапляє в компресор.

Переохолодження. Охолодження в конденсаторі відбувається при достатньо значній різниці температур холодильного агента і охолоджуючої води. В промислових холодильних машинах різниця температур між холодильним агентом і охолоджуючою водою може бути 10^0 . В зв'язку з цим можна додатково переохолодити на $5-8^0$ рідкий холодильний агент після конденсації, витративши деяку додаткову кількість свіжої охолоджуючої води. Іноді виявляється доцільним переохолодити рідкий холодильний агент за рахунок холоду пари холодильного агента, який потрапляє в компресор.

Ефект переохолодження холодильного агента показано на діаграмі T-S. Перед регулюючим вентилем холодильний агент охолоджується до температури, яка характеризується точкою 3 і на $2-3^0$ перевищує температуру свіжої охолоджуючої води. Процес дроселювання зображується лінією 3-4. Холодопродуктивність циклу зростає на величину ΔQ_0 , яка зображується площею $S_{3-4-4'-S_3}$. Витрата потужності лишається однаковою і зображається площею 1-2-2-3.

В цих машинах як холодильні агенти головним чином застосовуються аміак, хладони (фреони)-фторохлоровмісні насичені вуглеводні, діоксид вуглецю, вуглеводні.

На діаграмі P-i рис. 8 процес стиснення представлено лінією 1-2 (1'-2'); конденсація та охолодження в конденсаторі по лінії 2-3 (2'-3'), включаючи переохолодження (3'-3); дроселювання по лінії 3-4 (3'-4'); випарювання по лінії 4-1 (4'-1').

Об'ємна холодопродуктивність g_v (кДж/кг), тобто кількість холоду, яка одержується в результаті випаровування зрідженого холодоагенту з утворенням 1 м^3 пари, визначається за формулою

$$g_v = g_0 \cdot \rho \quad (22)$$

де g_0 – об'ємна холодопродуктивність – різниця між ентальпією пари на виході з випарника і холодоагенту після дроселювання, (кДж/кг);

ρ – густина пари кг/м^3 .

Об'єм циркулюючого в системі холодоагенту, отже об'єм циліндра компресора оберненопропорційний g_v .

Кількість тепла, яке віднімається 1 кг холодоагенту при випарюванні, або питома холодопродуктивність, складе (кДж/кг):

$$g_0 = i_1 - i_4. \quad (23)$$

Кількість циркулюючого в холодильній машині холодоагенту, кг/с :

$$G = Q_0/g_0, \quad (24)$$

де Q_0 – холодопродуктивність холодильної машини кВт.
Для прийнятих умов холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{(i_1 - i_4)}{(i_1 - i_2)}. \quad (25)$$

Холодильний коефіцієнт ε показує, яку кількість одиниць холоду можна одержати при затраті однієї одиниці роботи.

Теоретична потужність компресора (кВт):

$$N_t = G(i_1 - i_2).$$

Ефективну потужність компресора визначають за рівнянням:

$$N_e = (N_t/\eta_i) + N_f, \quad (26)$$

де η_i – індикаторний ККД компресора; N_f – втрата потужності на подолання тертя.

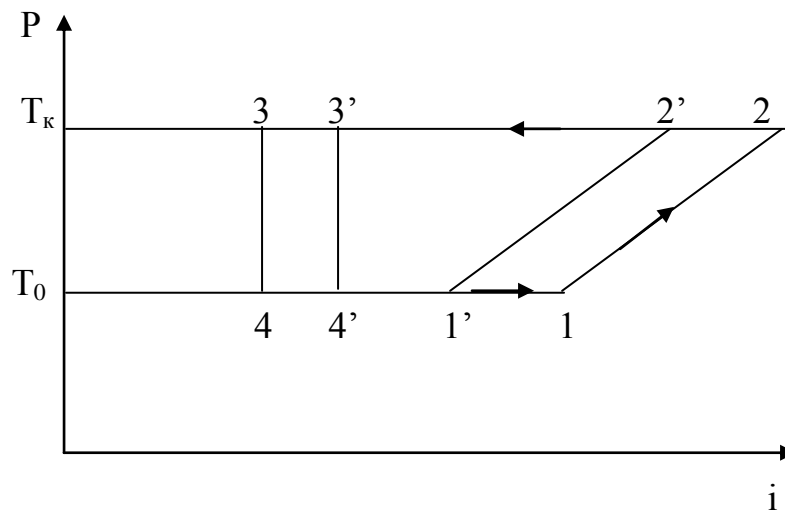


Рис.8. Зображення холодильного циклу дійсної компресійно-холодильної машини на діаграмі P-i

Індикаторний ККД компресора залежить від ступеня стискання P/P_0 , а втрата потужності на подолання тертя – від об'єму, який описується поршнем компресора.

При прийнятих позначеннях тепло, яке віднімається в конденсаторі складає Q_k кВт тепла, яке віднімається при переохолодженні Q_{ox} , кВт.

$$Q_k = G(i_2 - i_3); Q_{ox} = G(i_3 - i_3) \quad (27)$$

де i_1 – ентальпія пари на вході в компресор; i_2 – ентальпія пари після стискання в компресорі; i_3 – ентальпія рідини після конденсації в конденсаторі; i_3 – ентальпія рідини після переохолодження; i_4, i_4 – ентальпія холодоагенту після дроселювання.

В даний час введено поняття стандартної та робочої холодопродуктивності, які визначаються чотирма порівняльними температурами: кипіння, конденсації, переохолодження, всмоктування.

Для стандартного режиму при роботі з аміаком та хладонами прийняті такі температури: кипіння -15°C ; конденсації 30°C , переохолодження -25°C ; всмоктування -10°C і -15°C .

Якщо секундний об'єм, який описується поршнем компресора складає \mathcal{V} , то холодопродуктивність машини в робочих та стандартних умовах виражається відповідно рівняннями:

$$Q_p = \mathcal{V} * \lambda_p * g * \mathcal{V}_p \quad (28)$$

$$Q_{cm} = \mathcal{V} * \lambda_{cm} * g * \mathcal{V}_{cm} \quad (29)$$

де $g * \mathcal{V}_{ст}$ – стандартна об'ємна холодопродуктивність, (кДж/кг); $g * \mathcal{V}_p$ – робоча об'ємна холодопродуктивність, (кДж/кг); $\lambda_{ст}, \lambda_p$ – коефіцієнт подачі компресора в стандартних і робочих умовах. Він залежить від ступеня стискання P/P_0 , визначається за дослідними даними.

6.4. Енергетичні характеристики

Енергетичні характеристики ($Q_0, N, \varepsilon, \eta$) являються функціями внутрішніх параметрів холодильного циклу і перш за все температур кипіння T_0 і конденсації T_k . Останні в свою чергу визначаються зовнішніми умовами: температурою охолоджуваного середовища T і температурою T_b . Технологія використання холоду звичайно фіксує температуру теплоносія на виході з випарника $t_{сп}^k$. При охолодженні конденсаторів водою з оборотної системи фіксується початкова температура води T_b . У відповідності з цими зовнішніми енергетичними характеристиками парокомпресорної холодильної машини являються такі залежності:

$$Q_0 = f(T_{сп}^k, T_b^{поч}) \quad (30)$$

$$N = f(T_{сп}^k, T_b^{поч}) \quad (31)$$

$$\varepsilon = f(T_{\text{сп}}^{\text{к}}, T_{\text{в}}^{\text{поч}}) \quad (32)$$

$$\eta = f(T_{\text{сп}}^{\text{к}}, T_{\text{в}}^{\text{поч}}) \quad (33)$$

Сімейства цих кривих подаються в технологічному паспорті кожної машини і служать основою для їх підбору; холодопродуктивність і потужність, яка споживається, залежать від масової витрати робочого тіла G_x та питомої холодопродуктивності g_0 і роботи $l_{\text{пит}}$.

Масова витрата робочого тіла $G_x = V \cdot \rho_{\text{вс}}$, де V – об'ємна продуктивність компресора ($\text{м}^3/\text{с}$); $\rho_{\text{вс}}$ – густина пари в стані всмоктування ($\text{кг}/\text{м}^3$). Для компресорів об'ємного типу (поршневих, гвинтових, ротаційних $V = \lambda * V_m$). Теоретична продуктивність компресора V_m не залежить від режиму роботи і надається в каталогах [2].

Коефіцієнт подачі залежить від конструкції компресора, ступеня підвищення тиску, температури всмоктування, та інших факторів; однак визначальним є відношення:

$$\eta = \frac{P_n}{P_{\text{вс}}} = \frac{P_k}{P_0} \quad (34)$$

Із зростанням η , λ достатньо швидко зменшується [2, 3]. Густина насиченої пари або злегка перегрітої пари $\rho_{\text{вс}} = \rho$ являється функцією тиску P_0 . Зниження температури кипіння T_0 викликає падіння P_0 , далі λ , $\rho_{\text{вс}}$ і як слідство, масової витрати G_x . Підвищення температури конденсації T_k викликає зростання P_k , та зниження λ та G_x . Таким чином, масова витрата являється функцією T_0 та T_k .

Питома холодопродуктивність циклу $g = i_1 - i_4$, також являється функцією T_k та T_0 , але слабшою, особливо для робочих тіл з високою критичною температурою. Підвищення T_k викликає зростання $i_3 - i_4$ і подальше падіння g_0 . Зниження T_0 незначно зменшує i , g_0 (див. рис.7.)

Другою важливою характеристикою ПКХМ є залежність енергії потужності, яка споживається, від режиму роботи. Відрізняють потужність електричну (повну), ефективну, індикаторну і теоретичну (адіабатну). Теоретичною потужністю називається енергія, яка витрачається на зворотнє адіабатичне стискання дійсного робочого тіла в одиницю часу в компресорі без тертя. Ця величина визначається виразом:

$$N_m = G_x * l_g = \lambda * V_m * \rho_{\text{вс}} * (i_2 - i_1) = \lambda * V_m * P_m. \quad (35)$$

Середній індикаторний тиск P_m для теоретичного процесу в компресорі має зміст зовнішньої роботи, необхідної для адіабатичного стискання 1м^3 пари робочого тіла в стані всмоктування і знаходиться за рівнянням:

$$P_{im} = \rho_{ec} (i_2 - i_1) = \frac{k}{k-1} P_0 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (36)$$

де K – показник адиабати, знайдений за параметрами кінцевих точок процесу

стискання:

$$K = \frac{l_n * \frac{P_k}{P_0}}{l_n * \frac{g_c}{g_k}} \quad (37)$$

Додаткові затрати енергії, які обумовлені незворотною реальних процесів стискання пари, враховуються внутрішнім, або індикаторним ККД який визначається виразом:

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i} - \frac{\lambda}{\eta_i} * P_{im} * g_m \quad (38)$$

Індикаторний ККД компресора залежить від його конструкції, інтенсивності охолодження циліндрів та режиму роботи. Найбільш істотний вплив має теплообмін пари із стінками циліндру та депресія в клапанах. Залежність $i - f(n)$ має максимум при малих P_k/P_0 , що пояснюється різким зростанням втрат енергії від депресії в клапанах при невисокій густині пари, яка всмоктується при $P \rightarrow P_k$.

Ефективна потужність, або потужність на валу компресора, це сума індикаторної потужності та потужності, яка витрачається на подолання тертя в поршневих (50 – 60%) кільцях, в елементах, які обертаються і на привод маслососа:

$$N_{ef} = N_i + N_{тер} \quad (39)$$

Втрати на тертя $N_{тер}$ залежать від конструкції, розміру компресора, частоти обертання валу, властивостей мастила, але практично слабо залежать від режиму роботи.

Повна або електрична потужність враховує втрати в електродвигуні та при передачі енергії:

$$N_e = \frac{N_{ef}}{\eta_n * \eta_{дв}} = \frac{N_i}{\eta_m * \eta_n * \eta_{дв}} = \frac{N_m}{\eta_i * \eta_m * \eta_n * \eta_{дв}} = \frac{\lambda}{\eta_m * \eta_i * \eta_n * \eta_{дв}} * P_{im} * V_m \quad (40)$$

Енергетична ефективність ПКХМ визначається холодильним коефіцієнтом $\varepsilon_e = \frac{Q_0}{N_e}$, являється похідною характеристикою, а також залежить від режиму роботи. Падіння ε_e по мірі зниження $T_{сер}$ відбувається за рахунок великого темпу зміни холодопродуктивності Q_0 .

Ступінь термодинамічної досконалості ПКХМ оцінюється у відповідності з рівнянням:

$$\eta_c = \frac{T_k - T_0}{T_0} * \varepsilon_m = \frac{\varepsilon_m}{\varepsilon_d} \quad (41)$$

оцінюється енергетичним коефіцієнтом: $\eta_e = \frac{\Sigma Q_0}{N_e}$, який для одноступінчастих ПКХМ має максимум в інтервалі 265+275К, і швидко падає за рахунок зростання втрат в дроселі, зниження індикаторного та механічного ККД компресора.

В каталогах холодильного устаткування звичайно наводяться енергетичні характеристики ПКХМ для стандартних умов: $t_0 = -15^0\text{C}$; $t_k = 30^0\text{C}$; температура перед дроселем $t_4 = +25^0\text{C}$; $t_{\text{вс}} = -10^0\text{C}$ для аміаку і $t_{\text{вс}} = -20^0\text{C}$ для фреону. В паспорті кожної холодильної машини містяться номограми для визначення Q_0 , N_e , ε_e , за будь яких експлуатаційних умов [2].

6.5. Удосконалення парокомпресорних холодильних машин

Енергетичний ККД ПКХМ залежить від режиму роботи, енергетичних, об'ємних коефіцієнтів компресора та термодинамічних властивостей робочого тіла, насамперед від теплоти пароутворення та критичної температури $T_{\text{кр}}$, які визначають втрати енергії за рахунок дроселювання та нагрівання при адіабатичному стисканні. Тому основні шляхи удосконалення ПКХМ зводяться до використання компресорів з більш високим значенням λ , η_i , η_m застосування більш сучасних холодильних циклів, які дозволяють зменшити втрати від дроселювання та перегріву; а також до оптимального вибору робочого тіла для заданого режиму роботи ПКХМ. Конструкції сучасних поршневих компресорів дозволяють гранично зменшити об'ємні втрати (для шкідливого простору не більше 3-5% і навіть 1,5-2%), при цьому ефективний ККД поршневих компресорів досягає 0,75; для добре спроектованого ступеня відцентрового компресора політропний ККД складає $0,8 \div 0,85$. Помітне зменшення втрат енергії при дроселюванні можна одержати зниженням температури рідини перед дроселюванням при установці додаткового теплообмінника після конденсатора. Якщо є зовнішнє джерело охолодження з більш низькою температурою, ніж оборотна вода, наприклад артезіанська вода $t=11-12^0\text{C}$, то температуру рідини перед дроселюванням t_s можна знизити на 10 – 15⁰С, що дає приріст холодопродуктивності на 6-10% в умовах стандартного циклу. При відсутності зовнішнього джерела охолодження, можна використати цикл з регенеративним теплообмінником, в цьому випадку потік рідини в теплообміннику охолоджується холодною парою після випарника. При цьому, однак зростає температура і після компресора, що призводить до зростання питомої роботи, зменшення масової продуктивності компресора і збільшенню втрат від перегріву. Цей метод дає найзначніше збільшення (2 –3%) для робочих тіл з малою масою та низькою $T_{\text{кр}}$, наприклад, фреон-12, що в крупних ПКХМ практично не використовується. Великі можливості удосконалення холодильної машини виникають при використанні багатоступінчастих компресорів [3].

7. ГАЗОКОМПРЕСОРНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

Ці машини по принципу дії відрізняються від парокомпресорних тим, що холодоагент в робочому циклі не конденсується і не випаровується. Отже ізобари в зворотному циклі Карно не відповідають ізотермам. В цих машинах холодоагентом слугує повітря.

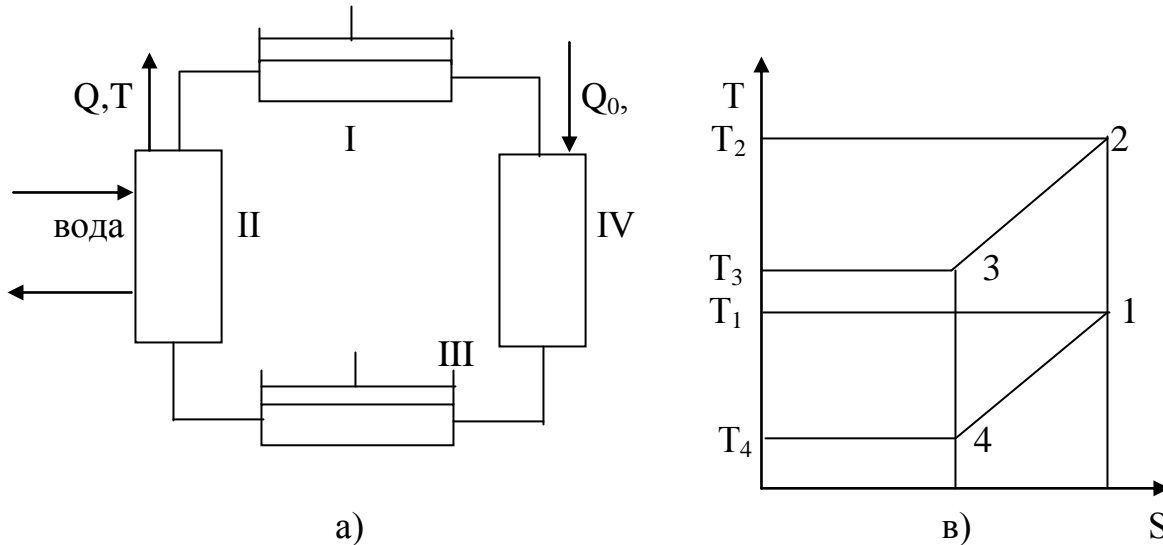


Рис. 9. Газокомпресорна холодильна машина:
I – компресор; II – холодильник; III – детандер; IV – теплообмінник

Повітря стискається компресором I по адіабаті 1-2, і температура його підвищується від T_1 до T_2 . Далі слідує охолодження його водою по ізобарі 2-3 в холодильнику II до температури T_3 , охоложене повітря адіабатично розширюється (3-4) в детандері III і при цьому температура його знижується до T_4 . З детандера повітря потрапляє в теплообмінник IV, де віддає тепло (на нижчому температурному рівні), нагріваючись до T_1 по ізобарі 4-1.

Через малу продуктивність газів газокомпресорні холодильні машини потребують великої кількості газу і тому поршневі компресори замінюють турбомашинами, в порівнянні з термокомпресорними машинами вони відрізняються підвищеною витратою енергії і стають економічними тільки при температурах нижче -100°C [3].

8. ДВОСТУПІНЧАСТА КОМПРЕСІЙНА МАШИНА

В деяких випадках, наприклад, для швидкого заморожування водоносних шарів ґрунту і ряду технологічних процесів, потребуються більш низькі температури (від -40 до -60°C). В цьому випадку маємо відношення $P_k/P_0 > 6 - 8$. Із збільшенням ступеня стискання P_k/P_0 в одному ступені зменшується коефіцієнт подачі λ та індикаторний ККД поршневих компресорів. При багатоступінчастому стисканні ступінь стискання в кожному циліндрі зменшується і коефіцієнти λ та η збільшуються.

Робочий процес холодильної машини з двоступінчастим стисканням показано на T-S діаграмі на рис. 10.

Пара холодоагенту стискається в циліндрі високого тиску (лінія 6 – 7) до тиску P_k і поступає в конденсатор 1, в якому відбувається охолодження її до температури T_k (лінія 7-7'') і конденсація (лінія 7''-8). Після цього тиск рідини редується регулюючим вентилем II до тиску P''_0 (лінія 8-5). В проміжній судині III рідина відділяється від пари, яка з параметрами точки 6 відсмоктується в компресор високого тиску, а рідина з параметрами точки 3 потрапляє в другий регулюючий вентиль IV. При проходженні через другий регулюючий вентиль IV тиск рідкого холодоагенту редується до P_0 (лінія 3-4), потім він випаровується у випарнику V (лінія 4-1), всмоктується в циліндр низького тиску, де стискається до тиску P''_0 (лінія 1-2) і потрапляє в поверхневий охолоджувач VI для охолодження до температури T''_0 (лінія 2-6). Потім пара направляє в проміжну судину III, в якій змішується з відсепарованою парою після регулюючого вентиля II. Парова суміш з параметрами точки 6 потрапляє в циліндр високого тиску, і цикл повторюється [4].

Порівняння процесу одноступінчастої холодильної машини (1-10-7''-8-9-1) з двоступінчастим процесом (1-2-6-7-7''-8-5-3-4-1) показує, що із збільшенням ступеня стискання в одному циліндрі збільшується робота стискання в зв'язку із зростанням температури стиснутого агента (лінія 1-10). При багатоступінчастому стисканні може бути застосовано проміжне охолодження між ступенями (лінія 2-6). В багатоступінчастих установках зменшуються втрати від дроселювання. Застосування проміжної посудини дозволяє відсепарувати пару і провести повторне дроселювання по лінії 3-4, що підвищує також холодопродуктивність установки (на пл. 4-с-в-9).

Таким чином, застосування багатоступінчастого стискання ускладнює схему холодильної установки, але збільшує її холодопродуктивність.

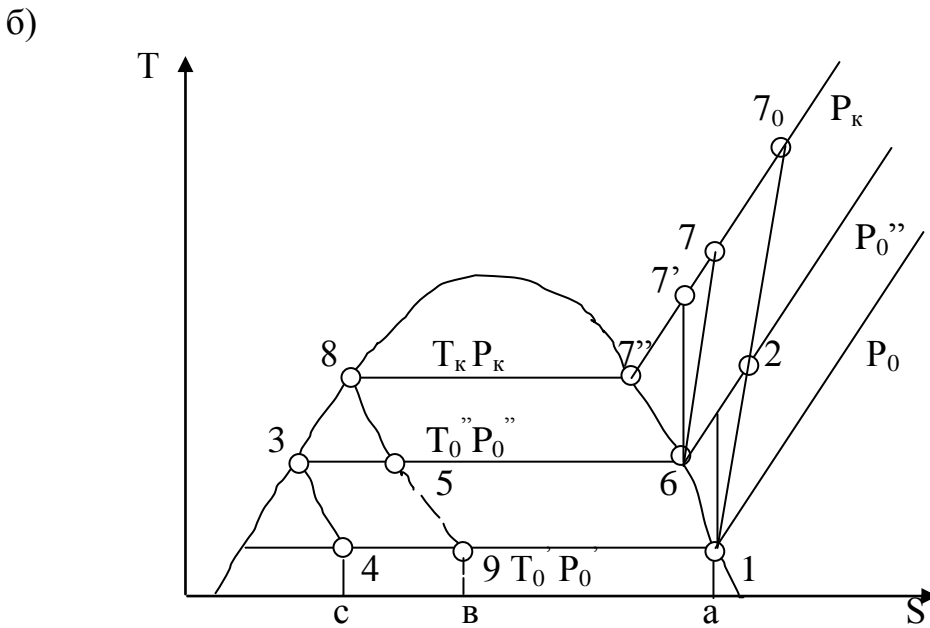
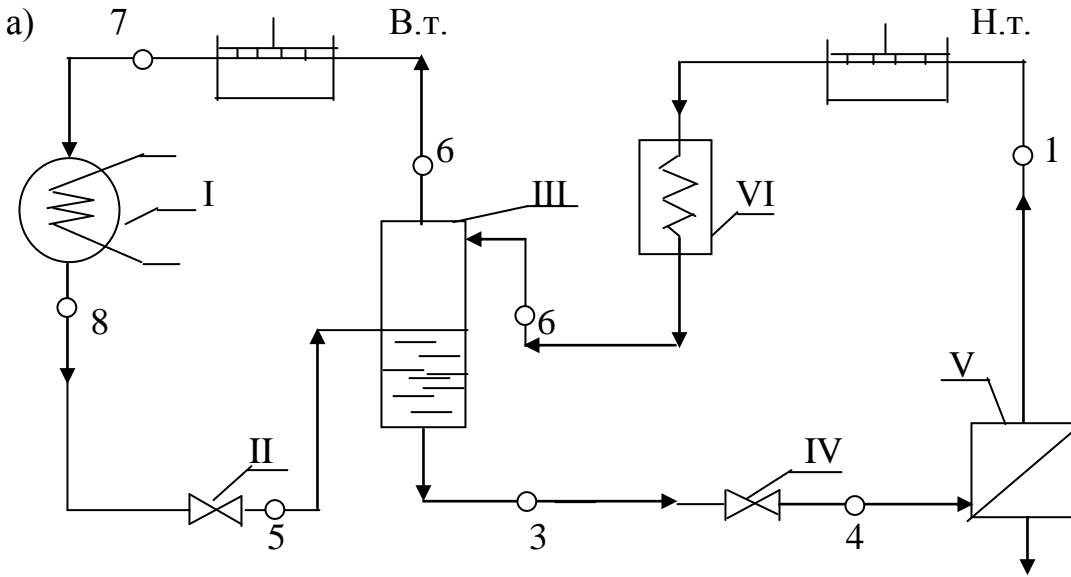


Рис. 10. а) Схема двоступінчастої парової машини;

б) Цикл машини на діаграмі $T - S$;

I — конденсатор; $II - IV$ — регулюючі вентилі; III — проміжна посудина; V — випарник;
 VI — охолоджувач

9. ПАРОВОДЯНІ ЕЖЕКТОРНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

Ці машини працюють на розсолах, або на чистій воді; в першому випадку охолодження можливе до -15°C , в другому до $+5^{\circ}\text{C}$.

Принципова схема пароводяної ежекторної холодильної машини показана на рис. 11.

Водяна пара високого тиску потрапляє в ежектор 2, який відсмоктує пару з випарника 1. В результаті цього тиск у випарнику знижується до 250-500 Па і циркулюючий розсіл внаслідок випаровування з нього води охолоджується до $-10-15^{\circ}\text{C}$. Охолоджений таким чином розсіл подається насосом 5 в апаратуру, призначену для охолодження матеріалів, що перероблюються. Водяна пара з ежектора потрапляє в конденсатор змішування 3, конденсується водою, яка розбризкується і відводиться у вигляді конденсату мокроповітряним насосом 4. Пароводяні ежекторні холодильні машини, які працюють на розсолах не економічні і тому не мають розповсюдження.

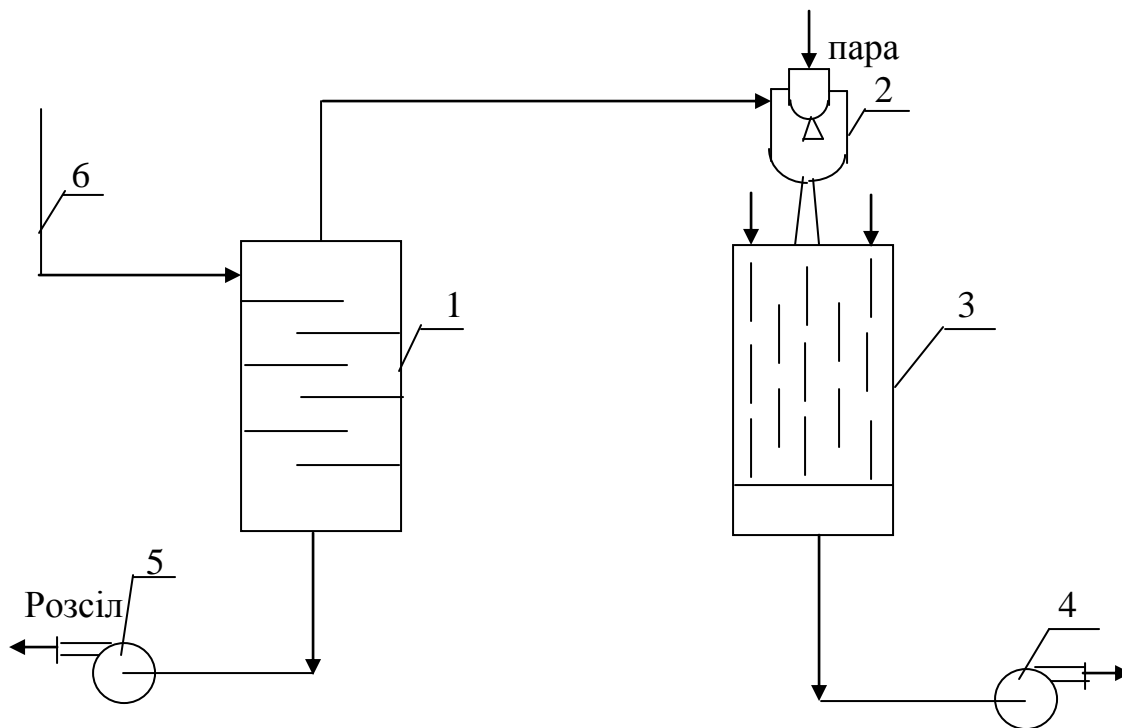


Рис.11. Схема парової ежекторної холодильної машини:
1 – випарник; 2 – ежектор; 3 – конденсатор змішування; 4,5 – насоси

Парові ежекторні машини, які працюють на воді, завдяки високому холодильному коефіцієнту, обумовленому невеликою різницею температурних

рівнів, а також простоті, надійності та компактності сучасних парових ежекторів достатньо економічних і зручних в експлуатації.

Схема такої машини аналогічна схемі пароводяної ежекторної холодильної машини, яка працює на розсолі. Вода охолоджується у випарнику внаслідок випаровування частини її при дуже низькому залишковому тиску. Високий вакуум створюється паровим ежектором (в більшості випадків багатоступінчастим). Пара з ежектора конденсується в конденсаторі змішування, і конденсат, який утворюється разом з охолоджуючою водою виводиться мокроповітряним насосом або за допомогою барометричної труби. Охолоджена у випарнику вода насосом направляється в апарат для охолодження необхідних матеріалів. Нагріта в апараті вода повертається для охолодження у випарник. Зменшення води в системі компенсується безперервною подачею її по трубопроводу б.

Якщо позначити: Q_k – тепло, затрачене на одержання робочої пари; Q_o – тепло, яке віднімається від охолоджуваного середовища (холодопродуктивність машини); $Q_{\text{конд}}$ – тепло, яке відводиться охолоджуючою водою в конденсаторі, то тепловий баланс пароежекторної холодильної машини буде мати вигляд:

$$Q_k + Q_o = Q_{\text{конд}} \quad (42)$$

Холодильний коефіцієнт ε парової ежекторної машини представляє відношення холодопродуктивності Q_o до тепла Q_k , затраченого на одержання робочої пари:

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{Q_k} \quad (43)$$

Недоліком таких машин є велика витрата охолоджуючої води в конденсаторі, де необхідно конденсувати не тільки пару, яка слугує холодильним агентом, але й робочу пару, яка попадає в ежектор для створення вакууму у випарнику. Крім того, в ежекторних машинах важко регулювати холодопродуктивність тому, що парові ежектори працюють найбільш ефективно при повному навантаженні.

10. ВОДОВИПАРНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

Ці машини працюють як і парові ежекторні. Випаровування води для одержання холоду досягається не створенням вакууму, а пропусканням повітря через воду, або водні розчини.

В холодильних машинах охолодження матеріалів здійснюється безпосередньо або за допомогою проміжних, попередньо охолоджених матеріалів (переносників холоду).

В першому випадку випарник холодильної машини розташовується в апараті, який використовується для охолодження тих чи інших матеріалів. Такий спосіб охолодження доцільний і єдино вірний в тому випадку, коли холодильна машина обслуговує один апарат.

Якщо холодильна установка обслуговує декілька апаратів, які працюють при різних температурах, використовують декілька проміжних теплоносіїв – холодильних розсолів.

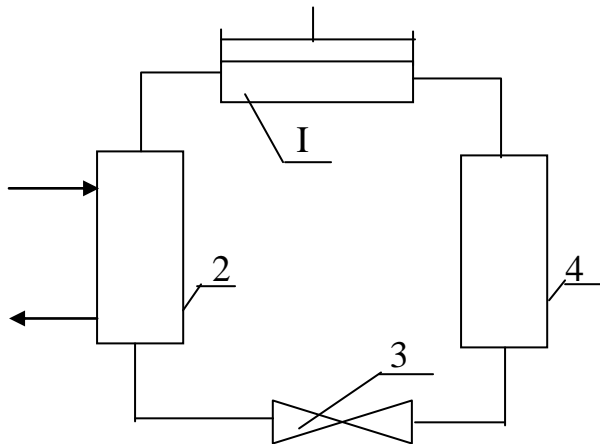


Рис. 12. Схема безпосереднього охолодження за допомогою випарника холодильної машини:

1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – регулюючий вентиль; 4 – випарник

При використанні холодильних розсолів випарник холодильної машини розміщується в ємності 1, яка містить розсіл. В результаті випаровування розсіл охолоджується до необхідної температури і насосом 2 направляється в загальну магістраль, з якої розподіляється по апаратам 3,4. Нагрітий в апаратах розсіл збирається у загальний трубопровід і повертається на охолодження в ємність 1.

Рис. 13.

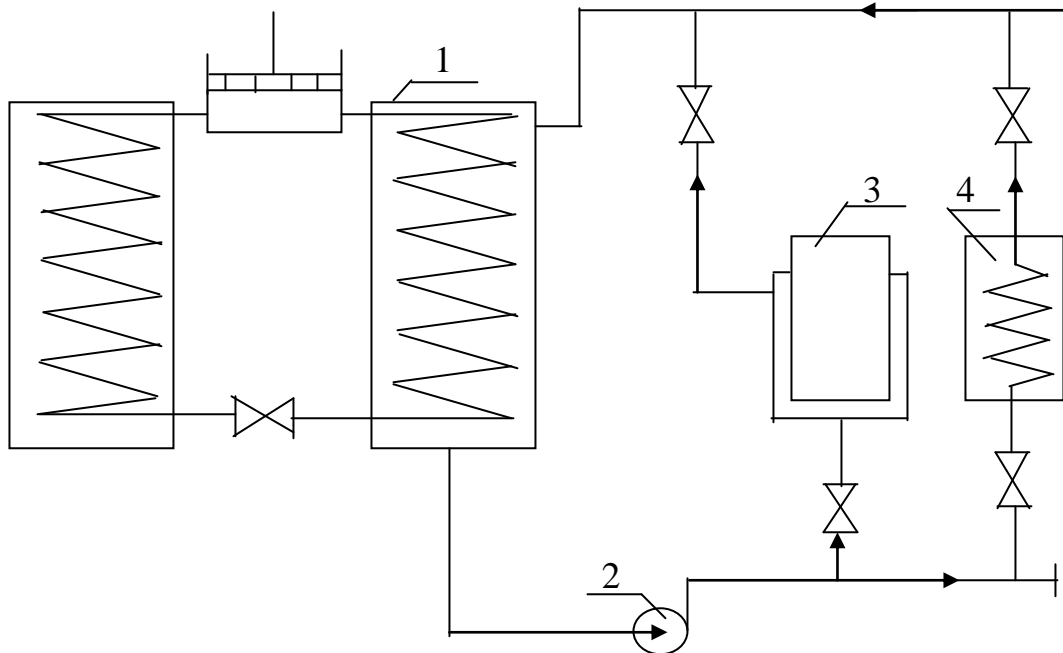


Рис. 13. Схема охолодження холодильними розсолами:
 1 – ємкість з розсолом; 2 – насос; 3,4 – апарати з охолоджуючим матеріалом

11. АБСОРБЦІЙНІ ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ

Основними перевагами абсорбційно-холодильних установок в порівнянні з компресійними являється використання для виробництва холоду теплової енергії низького та середнього потенціалу, в той час як в КХМ для виробництва холоду використовується електрична або механічна енергія.

Для створення холодильного циклу в абсорбційній холодильній установці рідкі абсорбенти повинні з достатньою швидкістю поглинати холодоагент і при однакових тисках температура їх повинна бути значно вища температури кипіння холодоагенту.

Найбільшого розповсюдження отримали водоаміачні абсорбційні установки, в яких аміак є холодоагентом, а вода – поглиначем – абсорбентом, схема найпростішої абсорбційної холодильної установки показана на рис. 14.

В генераторі 1 за рахунок підігрівання відбувається розгонка аміачного розчину, в результаті чого з розчину відганяється легкокиплячий компонент – аміачна пара з незначною домішкою водяної пари. Внаслідок цього, вміст аміаку в розчині може зменшитися, якщо безперервно не поповнювати його за рахунок подачі в генератор кріпкого концентрованого розчину. Отримана в генераторі аміачна пара поступає в конденсатор II, де конденсується, далі дроселюється в регулюючому вентилі III і надходить в випарник IV, де відбувається

випаровування його за рахунок тепла, яке підводиться охолоджуємим холодоносієм (розсолем).

Пара аміаку, що утворюється в випарнику поступає в абсорбер V на поглинання. Так як абсорбція аміаку слабким розчином супроводжується виділенням тепла, то для безперервного протікання процесу тепло абсорбції необхідно відводити охолоджуючою водою.

В результаті абсорбції утворюється кріпкий розчин аміаку, який насосом VII подається в генератор, а з генератора через пропускний вентиль VI в абсорбер надходить слабкий розчин. Таким чином в простій абсорбційно-холодильній установці знаходяться два апарати (генератор та випарник), в яких тепло підводиться до робочого тіла зовні, і два апарати, в яких тепло відводиться від робочого тіла (конденсатор і абсорбер).

Тепловий коефіцієнт абсорбційно-холодильної установки:

$$\varepsilon_a = \frac{q_0}{q_g} \quad (44)$$

де q_0 – тепло, яке відводиться в випарнику, кДж/кг; q_g – тепло, яке підводиться в генераторі, кДж/кг.

З термодинамічної точки зору ідеальна абсорбційна холодильна установка (рис. 14.) розглядається як установка, що складається з трьох резервуарів. В перший (генератор) поступає тепло q_g – (пл.1-2-3-4-1) на діаграмі T – S при найвищій температурі T_g ; в другий (випарник) вводиться тепло q_0 (пл. 4-5-6-7-4) при найнижчій температурі T_0 ; з третього резервуара (конденсатор і абсорбер) відво

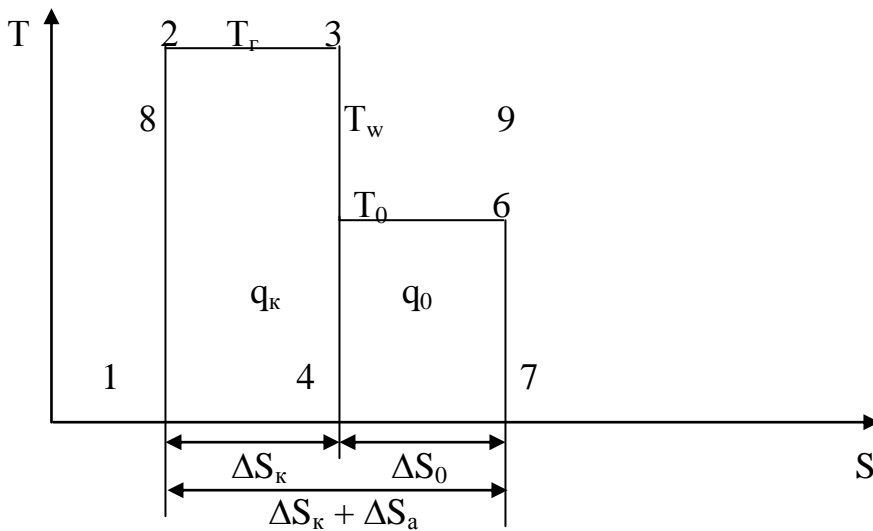
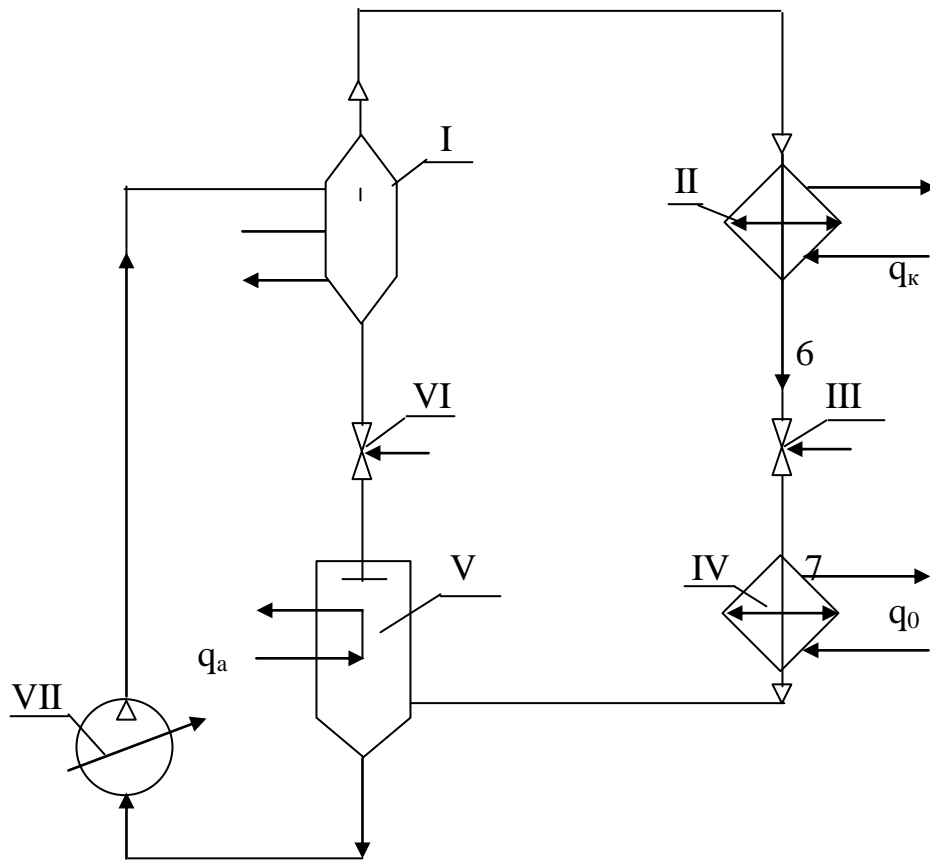


Рис. 14. Схема водоаміачної холодильної машини:
*I – генератор; II – конденсатор; III – регулюючий вентиль; IV – випарник;
 V – абсорбер; VI – регулюючий вентиль; VII – насос*

диться тепло (пл. 1-8-9-7-1) при температурі охолоджуючої води T_w , еквівалентне сумі розглянутий площадок, таким чином:

$$q_k + q_a = q_r + q_0 \quad (45)$$

де q_k – тепло, що відводиться в конденсаторі, кДж/кг; q_a – тепло, що відводиться в абсорбері, кДж/кг.

$$\Delta S_r + \Delta S_0 = \Delta S_k + \Delta S_a \quad (46)$$

Замінюючи $\Delta S = q / T$; $\frac{q_k + q_a}{T_0} = \frac{q_r + q_0}{T_0}$, отримаємо (47):

$$\frac{q_k}{T_2} + \frac{q_0}{T_0} = \frac{q_k}{T_0} + \frac{q_a}{T_0} = \frac{q_r}{T_0} + \frac{q_0}{T_0}; \quad (48)$$

$$\frac{q_0}{T_0} - \frac{q_0}{T_0} = \frac{q_r}{T_0} - \frac{q_r}{T_2}; \quad q_0 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_0} \right) = q \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_2} \right). \quad (49)$$

Тепловий коефіцієнт ідеального циклу абсорбційної установки можна представити: $\varepsilon_a = \frac{q_0}{q_r} = \frac{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_2}}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_0}}$. (50)

Як видно з цього виразу, тепловий коефіцієнт ідеального циклу зростає з підвищенням температури генерації T_r і температури випаровування T_0 , і знижується при підвищенні температури охолодження, температури конденсації і абсорбції T_b [4].

Абсорбційна установка, що працює за розглянутою вище схемою має дуже низький тепловий коефіцієнт. Для підвищення його та зменшення витрати води, між генератором і абсорбером встановлюють теплообмінник для обміну теплом між кріпким і слабким розчинами і використовують переохолодження аміаку.

В генераторі при кипінні розчину виділяється не тільки аміачна пара, але і водяна пара. При низьких температурах кріпкого розчину вміст водяної пари в суміші дуже малий, але по мірі збіднення розчину і підвищення його температури кількість водяної пари становиться вже досить значною.

Водяна пара, що утворюється в генераторі, в конденсаторі перетворюється в воду, в результаті чого в випарнику рідина буде випаровуватись при зниженому тиску.

В конденсаторі, тим паче в випарнику, утворена з водяної пари вода, маючи низьку температуру починає жадібно поглинати аміак, що зменшує кількість рідкого аміаку, який поступає в випарник. Для боротьби з цими явищами і підвищенням холодопродуктивності використовується ректифікація пари, для чого назустріч паровій суміші, що виходить з генератора, направляється збагачений аміаком розчин.

В абсорбційній холодильній машині (АХМ) використано систему сумісних (прямого і зворотного) циклів з бінарним розчином в ролі робочого тіла. При

цьому використовується тепло пари, гарячої води, газів. Тепло підводиться до бінарної розчину аміак-вода в генераторі I. Утворена в ньому пара з високим вмістом аміаку додатково концентрується в ректифікаторі та дефлегматорі V, пот-

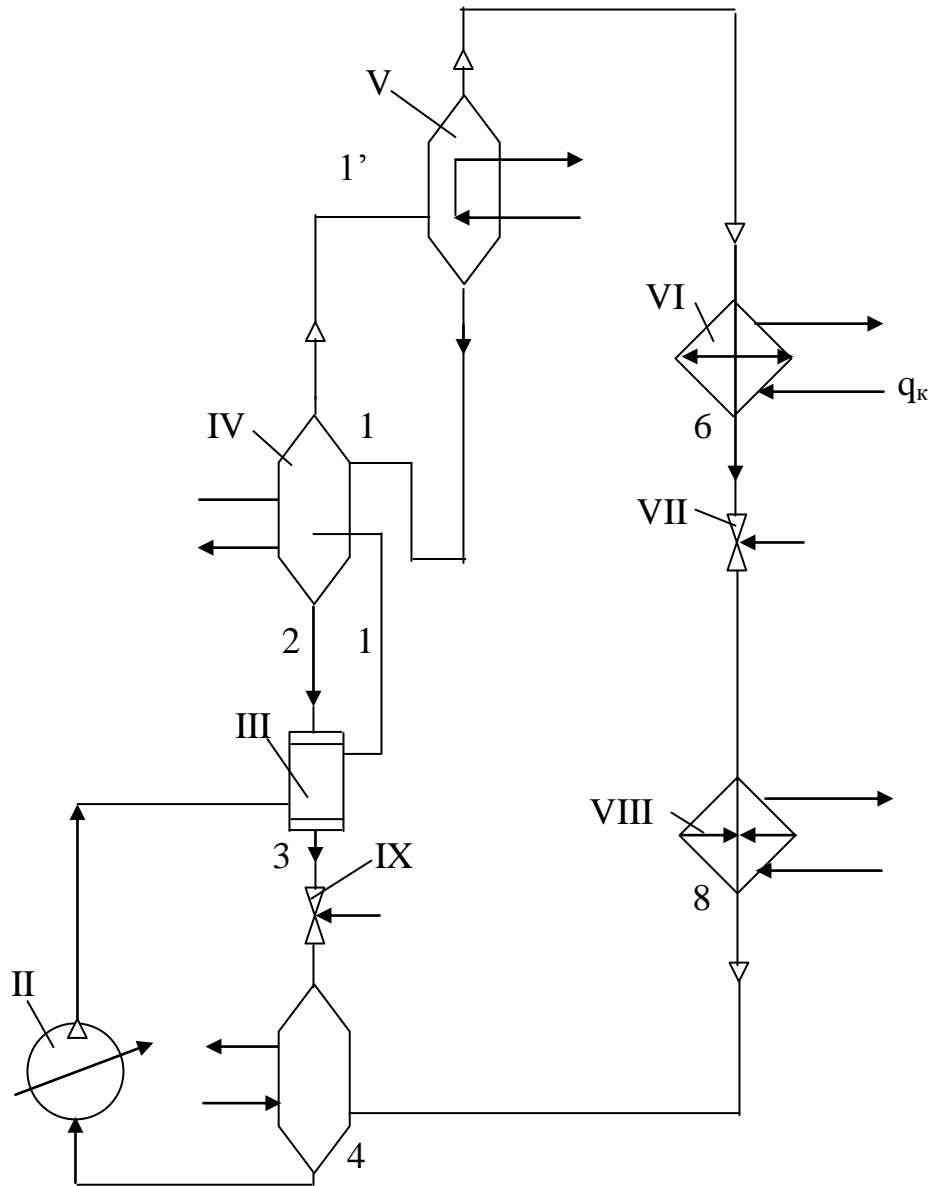


Рис.15. АХМ з теплообмінником і водяним дефлегматором:
 I – абсорбер; II – насос; III – теплообмінник розчинів;
 IV – генератор; V – дефлегматор; VI – конденсатор;
 VII – регулюючий вентиль холодоагенту; VIII – випарник;
 IX – регулюючий вентиль розчину

рапляє в конденсатор VI, де зріджується. В сучасному холодильному циклі АХМ енергетично доцільно застосовувати регенеративний теплообмін між потоками аміаку і пари з випарника. З цією метою в схему включено паровий теплообмінник III. З випарника VIII за рахунок кипіння робочого тіла охолоджується

холодоносії, утворена пара поступає в абсорбер I, де поглинається розчином слабої концентрації з генератора. Процес абсорбції супроводжується виділенням тепла, яке відводиться охолоджуючою водою. Розчин, збагачений аміаком, зливається і перекачується насосом в генератор [4,5,6,7].

В сумісному прямому циклі АХМ (рис 15.) також використано регенеративний теплообмін між потоками слабого та міцного розчинів, при цьому знижуються втрати від необоротності теплообміну в генераторі та абсорбері, зменшуються витрати гріючої пари і охолоджуючої води. Міцний розчин після теплообмінника III направляється на зрошування насадки ректифікатора. Застосування ректифікуючих устроїв в АХМ обумовлено підвищенням ефективності холодильного циклу із зростанням концентрації пари (при даному тиску температура кипіння чистого аміаку нижча). Подальше підвищення концентрації пари відбувається в дефлегматорі II за рахунок охолодження потоку пари. Звичайно концентрація пари на виході з дефлегматора більша 0,995. Слід однак, мати на увазі, що охолодження пари призводить до погіршення показників суміщеного прямого циклу і зростанню витрат тепла в генераторі [6,7].

Основні енергетичні потоки АХМ:

- тепло високого потенціалу Q_G підводиться до розчину в генераторі і є основною частиною витрат енергії в установці;
- тепло передається від охолоджуваного об'єкта до аміаку у випарнику і складає головний результат роботи установки – холодопродуктивність;
- тепло, яке відводиться в конденсаторі, абсорбері, в дефлегматорі охолоджуючою водою, в кінцевому рахунку передається атмосферному повітрю у вентиляторних градирнях $Q = Q_k + Q_G + Q_{дф}$, механічна енергія використовується тільки для приводу насоса.

Розрахунок абсорбційних установок, які працюють на водоаміачних розчинах, ведуть за допомогою їх діаграми, принциповий вид якої показано на рис.16.

На діаграмі ізотерми в області вологої пари не показані, їх проводять у відповідності з рівноважними концентраціями аміаку в рідкій фазі і парі, наприклад, на діаграмі точка 1 концентрації аміаку в рідкій фазі X_1 відповідає точка 2 концентрації аміаку в парі X_2 , яка визначається як точка перетинання ізотерми з даною ізобарою. Лінія 1-2 відповідає ізотермі вологої пари. В межах рівних ізобар для рідкої і парової фаз ізотерми створюють сітку прямих ліній з різними нахилами. Для інших значень ізобар вони можуть мати інші нахили і перетинатись з першими ізотермами; внаслідок цього сітку ізотерм вологої пари на I-x діаграму не наносять.

Побудову процесів, які відбуваються в абсорбційній установці на I-x діаграмі принципово не відрізняється від побудови процесу для ректифікаційної установки на I-x діаграмі, але в абсорбційній установці, крім розглянутих раніше процесів відбуваються ще процеси дроселювання та абсорбції.

Для побудови процесу задаються рядом умов: тиск в конденсаторі P_k визначають по температурі сконденсованої водоаміачної суміші t_k , яку приймають на $5-7^{\circ}$ вище температури охолоджуючої води t_8 на виході останньої з

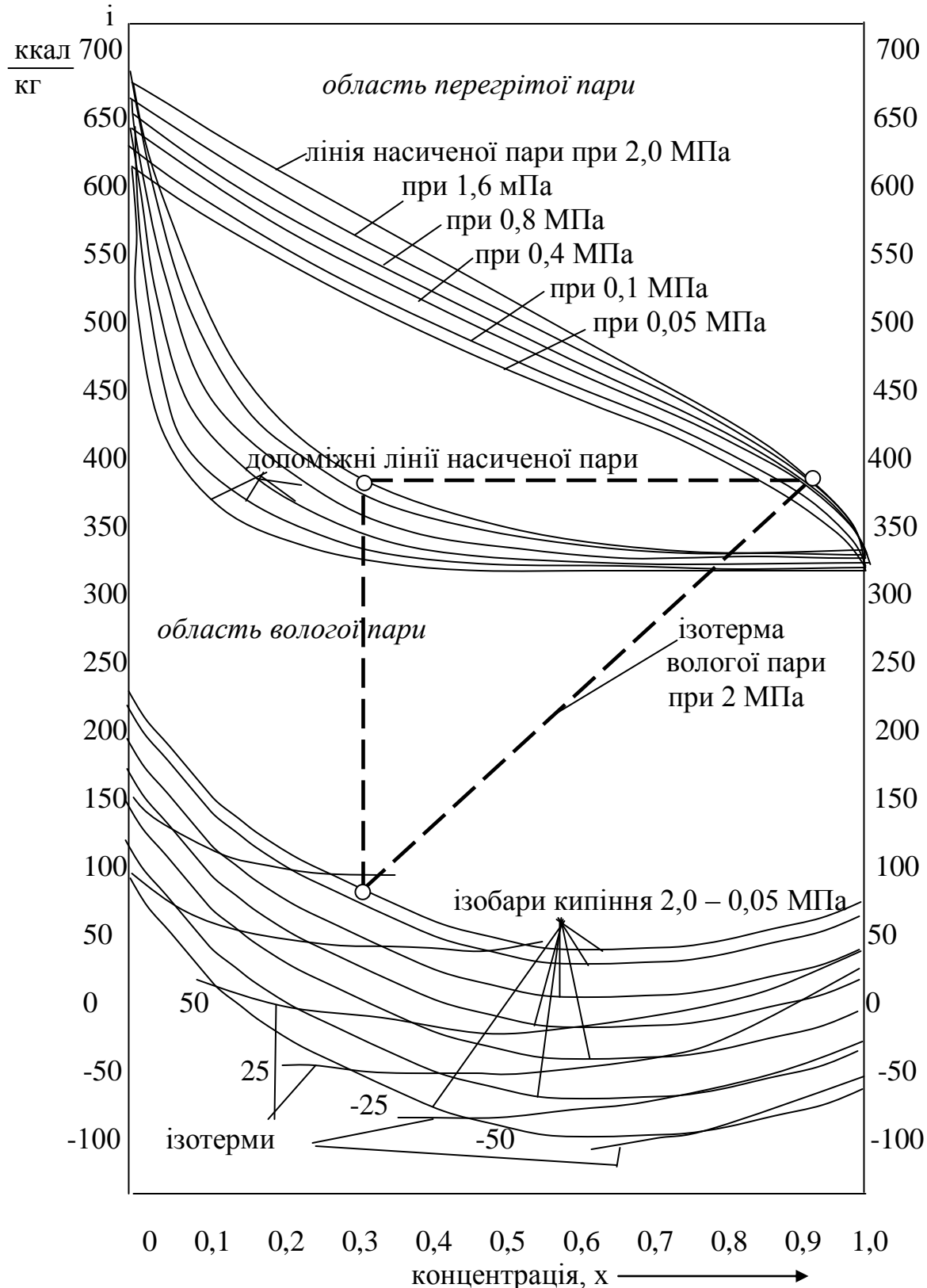


Рис.16. I – x діаграма для водоаміачного розчину

конденсатора. Тиск в генераторі P_g при спрощених розрахунках приймають рівним тиску в конденсаторі P_k . а тиск в абсорбері P_a , - тиску у випарнику P_0 .

11.1. Розрахунок циклів машини

11.1.1. Водоаміачна машина без теплообмінника і ректифікації пари

Температурний режим роботи машин визначається трьома незалежними температурами зовнішніх джерел, К:

- джерела, що гріє – T_h ;
- охолоджуючої води – T_b ;
- охолоджуваного середовища – $T_{o.c.}$.

За відомими температурами зовнішніх джерел визначають температурний режим основних апаратів установок.

Вища температура кипіння розчину в генераторі:

$$T_1 = T_h - \Delta T_1 \quad (51)$$

ΔT_1 – різниця між температурами гріючої пари та киплячого розчину, К.

Величина ΔT у будь-якому з апаратів машини вибирається на підставі техніко-економічного аналізу, тому що від її значення залежить величина теплообмінної поверхні апарата і внутрішні параметри циклів, а останні, в свою чергу, впливають на термодинамічну ефективність процесів та на витрату енергії на перекачування рідин насосами.

При зниженні температури кипіння розчину в генераторі підвищується концентрація слабкого розчину аміаку на виході з генератора, що призводить до збільшення кратності циркуляції і, як наслідок, до зменшення значення теплового коефіцієнту машини, тому ΔT_1 приймають мінімальною як правило в межах 5^0C .

Температура T_k і тиск P_k у конденсаторі визначається згідно з виразом:

$$T_k = T_b + \Delta T_2 = T_b + 5 \quad (52)$$

ΔT_2 – різниця між температурою конденсації водоаміачної пари і охолоджуючої води, приймають у межах 5^0K

Тиск P_k визначається за термодинамічними таблицями для чистого P_k' . В реальних умовах у конденсаторі внаслідок конденсації не чистого аміаку, а з домішками води, тиск буде трохи вищий.

$$P_k = P_k' + \Delta P_k = P_k' + (0,01 - 0,05) \text{ МПа.} \quad (53)$$

Це підвищення тиску конденсації іде в запас розрахунку і не призводить до помилки.

Нижча температура у випарнику:

$$T_0 = T_s - \Delta T_3 = T_s - 5 \quad (54)$$

ΔT_3 – різниця між температурою охолоджуваного середовища і нижчою температурою кипіння аміаку в випарнику.

Тиск насиченої пари у випарнику P_0 – визначається за термодинамічними таблицями насиченої пари аміаку P_0' при температурі T_0 [], або за допомогою

діаграми $T - S$. Оскільки у випарнику знаходиться не чистий аміак, а його суміш з водою, розрахунковий тиск кипіння зменшується на величину $\Delta P_0 = (0,01-0,05)$ МПа.

$$P_0 = P_0' - \Delta P_0. \quad (55)$$

Вища температура кипіння розчину у випарнику визначається:

$$T_8 = T_0 + \Delta T_4. \quad (56)$$

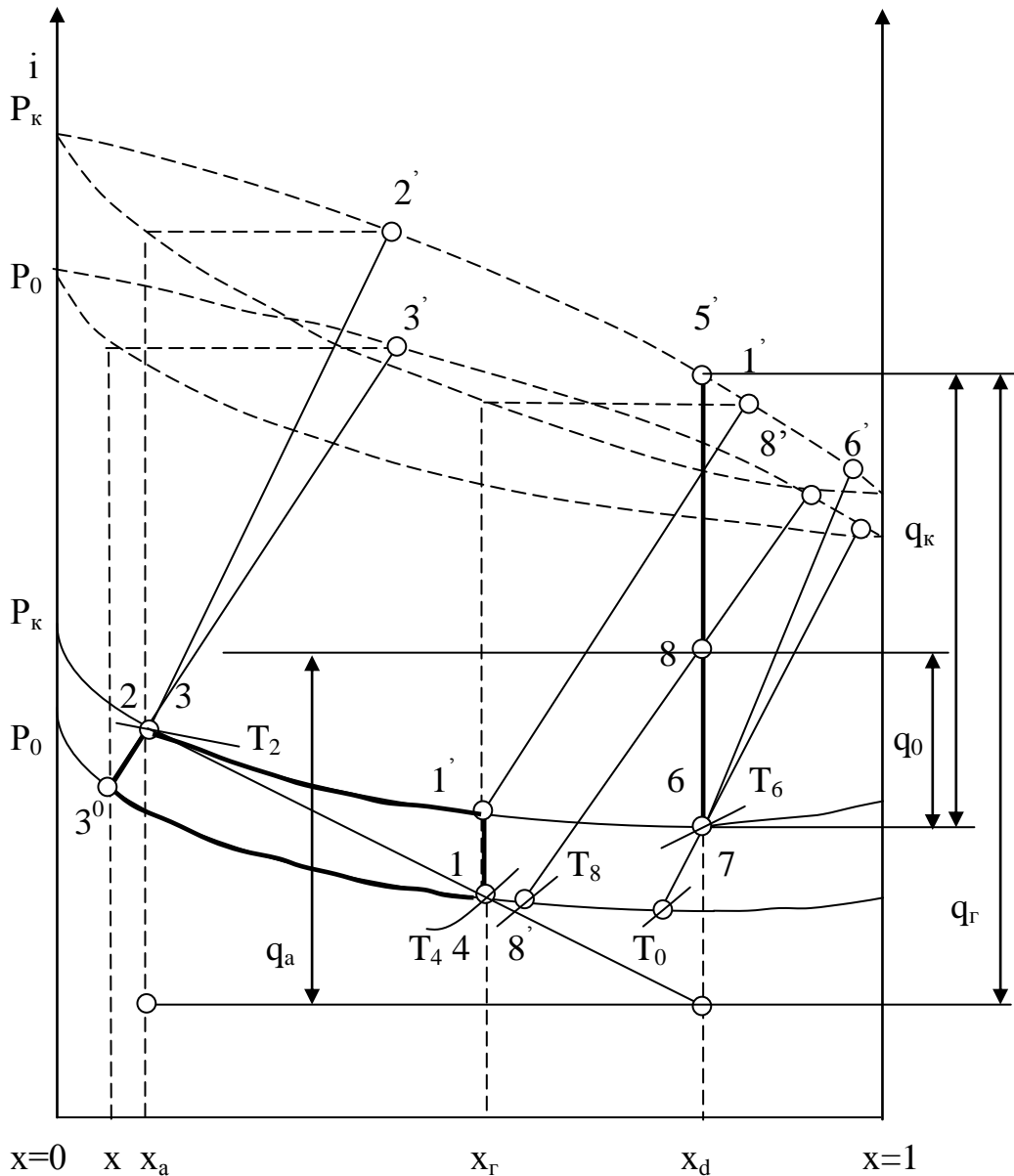


Рис. 17. Зображення розрахункового циклу АХМ без теплообмінника і ректифікатора в $I - x$ діаграмі:

- $1^0 - 2$ – процес кипіння розчину аміаку в генераторі;
- $3^0 - 4$ – поглинання пари аміаку слабким розчином в абсорбері;
- $5^0 - 6$ – конденсація пари в конденсаторі;
- $7^0 - 8^0$ – кипіння рідини у випарнику

Значення $T_8 - T_0$ залежить від конструктивних особливостей випарника і концентрації киплячого розчину. Найчастіше ΔT_4 приймають $(2 - 5)^\circ\text{C}$.

Нижча (на виході з апарата) температура аміачного розчину в процесі абсорбції складе:

$$T_4 = T_v + \Delta T_5 \quad (57)$$

ΔT_5 – різниця між температурою розчину і охолоджуючої води, як правило, приймають мінімальною – 5°C , тому що зменшення температури T_4 призводить до підвищення концентрації кріпкого розчину, зменшує кратність циркуляції, підвищуючи при цьому тепловий коефіцієнт машини.

На $i - x$ діаграмі для водоаміачного розчину рис.17. виконані побудови прямого і зворотного циклів найпростішої АХМ без теплообмінника і ректифікації пари за визначеними вище температурами і тисками в вузлових точках.

На перетині ізотерми в області рідини T_4 з лінією P_0 знаходимо стан кріпкого розчину аміаку на виході з абсорбера (точка 4). З абсорбера водоаміачний розчин подається в генератор. Якщо знехтувати зміною ентальпії розчину при проходженні його через насос, то стан його після насоса, тобто на вході в генератор буде визначатися параметрами T_4 , x , i_4 , P_k . Охолоджена рідина стану 1 в генераторі за рахунок підведення теплоти із зовнішнього джерела спочатку нагрівається до рівноважного стану, що характеризується точкою 1^0 , а потім кипить при тиску P_k . Точка 2 визначається шляхом перетину ізотерми T_2 з ізобарою P_k , пара, рівноважна рідині в точці 1^0 має стан, що характеризується точкою $1'$, а пара, рівноважна рідині в точці 2, – точкою 2'. Точки $1'$ і 2' знаходяться шляхом перетину ізотерми T_0 і T_2 , проведених в області вологої пари з лінією P_k для сухої насиченої пари (верхня частина діаграми).

З генератора виходить пара у стані $5'$, рівноважному середньому стану розчину в процесі кипіння і надходить далі в конденсатор, де при постійній загальній концентрації x_p конденсується в процесі $5' - 6$ за рахунок охолодження її водою. Рідина після конденсатора дроселюється до тиску P_0 і в стані вологої пари розчин надходить в випарник. Так як процес дроселювання відбувається при постійній ентальпії при $i = \text{const}$, то точка 7, що відповідає стану вологої пари, отриманої в процесі дроселювання, співпадає з точкою 6. Волога пара при тиску P_0 складається з рідини 7_0 і насиченої пари стану $7'$ з тиском P_0 і температурою T_0 . Точка $7'$ визначається перетином ізотерми $T_7^0 = T_0$, що проходить в області вологої пари через точку 7 з тиском P_0 для насиченої пари.

Стан насиченої пари наприкінці процесу кипіння у випарнику (точка $8'$) знаходиться шляхом перетину ізотерми T_8 в області вологої пари з ізобарою P_0 для насиченої пари. Оскільки у випарнику кипить розчин дуже високої концентрації, то стан насиченої пари на початку і в кінці процесу (точки $7'$ і $8'$) майже однаковий, тому з деякою похибкою стан вологої пари на виході з випарника можна визначити точкою 8, отриманою перетинанням ізотерми T_8 з лінією

постійної концентрації x_d . Слабкий розчин після генератора в стані 2 дроселюється до тиску P_0 і надходить в абсорбер.

Так як при дроселюванні розчину ентальпія його не змінюється, то $i_2 = i_3$, таким чином точка 3, що відповідає стану вологої пари, отриманої після дроселювання рідини співпадає з точкою 2.

Волога пара при тиску P_0 складається з рідини стану точки 3^0 і насиченої пари стану точки 3. Побудова ізотерми T_3 здійснюється аналогічно побудові ізотерми T_0 в області вологої пари.

В абсорбері при тиску P_0 відбувається поглинання пари розчином, завдяки охолодженню її водою 9 (на діаграмі процес відображається лінією $3^0 - 1$), при чому підвищення концентрації розчину від x_{30} до x_d іде за рахунок поглинання пари, що утворилась при дроселюванні розчину, а від x_2 до x_r – за рахунок поглинання вологої пари, що надходить із випарника.

11.1.2. Розрахунок питомих матеріальних і теплових потоків АХМ Матеріальний баланс установки:

$$F \cdot x_r = G \cdot x_d + (F - G)x_a \quad (58)$$

де F – кількість кріпкого розчину, кг/с; G – кількість утвореної пари, кг/с; $(F-G)$ – кількість слабого розчину, кг/с.

Кратність циркуляції розчину – f , кг/кг визначається згідно з виразом:

$$f = \frac{F}{G} = \frac{x_d - x_a}{x_f - x_a} \quad (59)$$

де x_r , x_d , x_a – концентрація аміаку відповідно в кріпкому розчині, парі та слабокому розчину, мас. частки.

Кратність циркуляції розчину показує, яка кількість кріпкого розчину, що надходить у генератор, приходиться на 1 кг пари, що конденсується в конденсаторі і надходить у випарник.

Матеріальний баланс генератора за аміаком

:

$$f \cdot x_r = x_d + (f-1)x_a \quad (60)$$

де $f \cdot x_r$ – кількість аміаку, що надходить у генератор з кріпким розчином, кг/кг; x_d – кількість аміаку, що відводиться з 1 кг пари, кг/кг; $(f-1) \cdot x_a$ – кількість аміаку, що відводиться із слабким розчином, кг/кг.

Питомий тепловий потік випарника, кДж/кг:

$$q_r = i_5 - i_2 + f(i_2 - i_4). \quad (61)$$

Питомий тепловий потік генератора, кДж/кг:

$$q_0 = i_3 - i_6 \quad (62)$$

Питомий тепловий потік абсорбера, кДж/кг:

$$q_a = i_8 - i_2 + f(x_2 - x_4) \quad (63)$$

Питомий тепловий потік конденсатора, кДж/кг:

$$q_k = i_5 - i_6 \quad (64)$$

Питома робота насоса кріпкого розчину, кДж/кг:

$$l_n = V * f(P_k - P_0) \quad (65)$$

де $v = \frac{0,001}{1 - 0,35x_2}$ – питомий об'єм кріпкого розчину, м³/кг.

Якщо $l_n < q_g$, то нею зневажають.

11.1.2. АХМ з теплообмінником розчинів і ректифікацією пари після генератора

На відміну від найпростішої АХМ, описаної вище, в установці, що розглядається рис.15. здійснюється підвищення концентрації пари від якогось середнього значення до концентрації, рівноважної кріпкому розчину аміаку. Це досягається шляхом подачі кріпкого розчину у верхню частину генератора IV, в протитечію пари, що виходить з нього. Верхня частина генератора IV називається ректифікаційною колоною і встановлюється безпосередньо над кип'ятильником генератора. Додаткова ректифікація пари здійснюється у водяному ректифікаторі (дефлегматорі) V за рахунок охолодження пари, що виходить з генератора водою, внаслідок чого відбувається часткова його конденсація. Конденсат, що утворився, повертається в генератор (флегма), а пара, що несконденсувалася, з більш високим вмістом аміаку направляється в конденсатор VI.

Графічно процес показано на $i - x$ діаграмі рис.18. Проведемо лінію кипіння та конденсації для тиску P_k в генераторі і конденсаторі і P_0 в абсорбері і випарнику. Потім будемо ізотерми, які відповідають температурі рідини на виході з абсорбера (точка II), температурі рідини, яка кипить у випарнику t_0 (точка б) і температурі рідини на виході з конденсатора t_k (точка 4). Ці температури визначаються в залежності від температури гріючої пари t_r , охолоджуючої води t_b та охолоджуваного середовища.

Процес в генераторі, дефлегматорі та конденсаторі.

Параметри рідкої суміші в генераторі, відповідають точці 2, з якої при кипінні утворюється пара (точка 8'). Ця пара в ректифікаційній колоні вступає в тепло і масообмін з флегмою (склад 3). Пара збагачується аміаком і з парою точки 1' потрапляє в дефлегматор, де вона частково конденсується (точка E'). Флегма йде в ректифікаційну колону генератора, а пара складу 2' направляється в конденсатор, де вона повністю конденсується. Процес іде при сталій концентрації розчину X_k по лінії 2'-4.

Рідина після конденсатора дроселюється до тиску P_0 і так як при цьому концентрація парорідинної емульсії не змінюється, то точка 5 співпадає з точкою 4 і визначається станом розчину в кінці процесу дроселювання, при цьому точці 5 відповідає не рідина, а волога пара, тобто суміш рідини (точки 5₀) і пари (точка 5) при температурі t_5, t_5' на рисунку не зображена.

Рідина складу 5₀ поступає у випарник, де вона кипить при тискові P_0 , при цьому її температура змінюється від t_5 до t_0 (точка 6₀), якій відповідає рівноважний стан пари в точці 6. В зв'язку з тим, що концентрація парорідинної емульсії лишається постійною і дорівнює X_k , то перетин ізотерми вологої пари t_6 з лінією $X_k - \text{const}$ в точці 7 визначає параметри суміші після кипіння її у випарнику.

Рідкий розчин після генератора в точці 8 охолоджується в теплообміннику (точка 9) і дроселюється до тиску P_0 , а потім попадає в абсорбер. Точка 10, яка характеризує стан розчину після дроселювання співпадає з точкою 9, яка визначає стан розчину до дроселювання, але відповідає дуже вологій парі з тиском P_0 і концентрацією суміші парорідинної емульсії $X_{\text{сл}}$.

Водоаміачна суміш після перепускного дросельного вентиля з параметрами, які відповідають точці 10 і волога пара з більшою концентрацією після випарника (точка 7) попадають в абсорбер, де і відбувається абсорбція пари аміаку. Процес абсорбції представляється першою фазою змішування лінією 10-С-7 і другою фазою охолодження - лінією С - 11, що необхідно для концентрування не тільки пари з випарника, а і пари, яка утворилася при дроселюванні рідини в перепускному ventilі.

Рідина з абсорбера з параметрами точки 12 "стискається" насосом до тиску P_1 , її ентальпія не змінюється і точка 12 співпадає з точкою 11. Далі вона нагрівається в проміжному теплообміннику до параметрів, які відповідають точці 13 і поступають в генератор. Цим замикається розглянутий цикл роботи абсорбційної холодильної машини [4].

Застосування ректифікації при охолодженні флегми водою супроводжується збільшенням витрати тепла на величину q_k . Але ректифікація, по-перше сприяє зниженню температури випаровування при заданому тискові, тобто одержується на потенціалі холоду, по-друге призводить до збільшення питомої холодопродуктивності q_0 , тобто підвищує тепловий коефіцієнт.

Температура T_k і тиск P_k конденсації в конденсаторі, вища температура кипіння розчину в генераторі T_r , нижча температура кипіння у випарнику T_0 , тиск

у випарнику P_0 , нижча температура в процесі абсорбції визначаються так, як і в АХМ без теплообмінника та ректифікації пари.

Температура пари на виході з дефлегматора визначається згідно з виразом (52):

$$T = T_4 + \Delta T_1 = T_v + 5$$

ΔT_1 – різниця між температурою конденсації водоаміачної пари і охолоджуючої води, приймають у межах 10^0K .

Тиск кипіння у випарнику:

$$P_0 = P_0' + \Delta P_0 \quad (66)$$

де ΔP_0 – приймають – 0,01 МПа.

Вища температура кипіння розчину у випарнику:

$$T_8 = T_0 - \Delta T_2 \quad (67)$$

ΔT_2 приймають у межах (2 – 5)К

Стан слабкого і кріпкого розчинів при виході з теплообмінника може бути визначений за двома варіантами.

а) Виходячи з умов найбільш повного використання тепла генератора, температура слабкого розчину визначається:

$$T_3 = T_4 + \Delta T_3. \quad (68)$$

Найчастіше ΔT_3 приймають 5^0C .

Відповідно до цього стан кріпкого розчину на виході з теплообмінника визначають з теплового балансу і графічно за залежністю $T = f(i)$ при заданих x_r і P_k [1]. Стан слабкого розчину в цьому варіанті визначається з теплового балансу теплообмінника.

Після визначення тисків і температур наносять точки 4, 1', 2, 1'', e', 6 та 8 на діаграму $x - i$ рис. 18. Потім через точки 2 і 4 та через 2 і 1 проводять прямі лінії до перетинання з лінією $x_e = \text{const}$, (точки В і О) далі продовжують ізотерму T_1 (лінія 1⁰ – 1¹) в області вологої пари до перетинання з лінією $x_e = \text{const}$ (точка Д). За побудованими циклами визначають параметри вузлових точок.

Кратність циркуляції розчину – f , кг/кг визначається згідно з виразом:

$$f = \frac{F}{G} = \frac{x_e - x_a}{x_2 - x_a} \quad (69)$$

де x_r , x_e , x_a – концентрація аміаку відповідно в кріпкому розчині, парі та слабкому розчину, мас. частки.

$$\text{Маса флегми, що утворюється в дефлегматорі, кг/кг: } R = \frac{x_e - x_1^1}{x_1^1 - x_2} \quad (70)$$

Матеріальний баланс дефлегматора, кг/кг:

$$(1 + R)x_1^1 = x_e + R \cdot x_r. \quad (71)$$

Кількість тепла, що відводиться в дефлегматорі на 1 кг аміаку (питома теплота дефлегматора), кДж/кг:

$$q_d = (1 + R)i_1 - i_e - R \cdot i_1^0. \quad (72)$$

Тепловий баланс генератора, кДж/кг:

$$q_r = i_e - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_d. \quad (73)$$

Кількість тепла, що передається в теплообміннику на 1 кг аміаку (питома теплота теплообмінника), кДж/кг:

$$q_r = (f - 1)(i_2 - i_3). \quad (74)$$

Кількість тепла, що передається в конденсаторі на 1 кг аміаку (питома теплота конденсатора), кДж/кг:

$$q_k = (i_e - i_6). \quad (75)$$

Кількість тепла, що передається в випарнику на 1 кг аміаку (питома теплота випарника), кДж/кг:

$$q_0 = i_8 - i_6. \quad (76)$$

Кількість тепла, що передається в абсорбери на 1 кг аміаку (питома теплота абсорбера), кДж/кг:

$$q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4). \quad (77)$$

Масова витрата пари, що надходить в конденсатор, кг/с:

$G = \frac{Q_0}{q_0 \cdot \eta_0}$, (78) де η_0 – коефіцієнт, що враховує втрати холоду в холодильних трубопроводах і випарнику від надходження тепла з навколишнього середовища, $\eta_0=0,85-0,95$ [4].

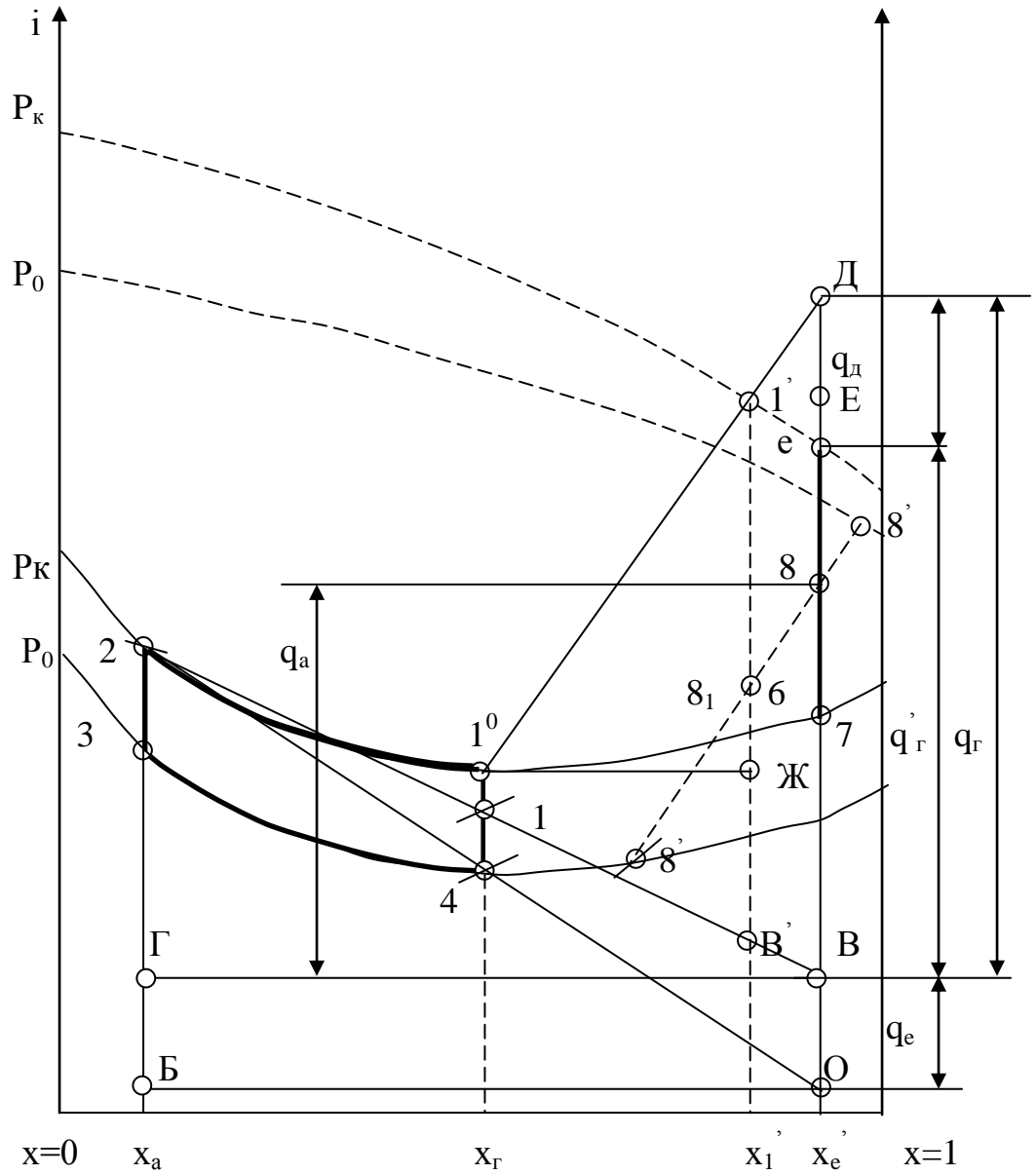


Рис. 18. Зображення розрахункового циклу АХМ із теплообмінником і водяним дефлегматором

Масова витрата кріпкого розчину, кг/с:

$$F = f \cdot G. \quad (79)$$

Масова витрата слабого розчину, кг/с:

$$F_{\text{сл}} = (f - 1)G. \quad (80)$$

В тепловому балансі не враховується робота насоса (яка переходить в тепло) і втрати тепла в навколишнє середовище внаслідок незначних величин, які компенсують одна одну.

11.2. Область застосування абсорбційних холодильних установок

Термохімічні холодильні установки мають значні перспективи застосування в умовах теплофікації міст та промислових підприємств. Водоаміачні холодильні установки доцільно застосовувати в таких випадках:

а) якщо можливе одержання холоду на базі використання тепла відкидних димових газів;

б) якщо потребуються низькі температури холодоагенту (від -30 до -60) тому, що в цих умовах багатоступінчасті компресійні установки за початковими та експлуатаційними затратами поступаються абсорбційним установкам;

в) якщо холод потребується в окремих пунктах, де немає, або недостатньо електроенергії;

г) якщо можна використовувати гарячу воду з конденсатора холодильної установки для будь яких побутових або технологічних цілей, це можливо, наприклад, в м'ясній та молочній промисловості, які потребують велику кількість гарячої води.

12. ТИПИ ТА КОНСТРУКЦІЇ АПАРАТІВ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

Випарники холодильних машин – теплообмінні апарати, в яких за рахунок випаровування холодильного агента відбувається охолодження рідинного або газоподібного середовища (повітря).

Типи випарників:

– для охолодження розсолу або води – кожухотрубні та кожухозміювикові, вертикальнотрубні;

– для охолодження повітря – повітряні охолоджувачі з вимушеною циркуляцією, охолоджуючі батареї при природній циркуляції повітря;

– для охолодження молока, пивного суслу і вина – випарники, вмонтовані в виробничі апарати.

12.1. Кожухотрубні випарники [6]

На кінцях горизонтального сталюго кожуха розташовані трубні грати, в яких розвальцьовані труби, по яким протікає холодоносій. За допомогою перегородок в кришках кожуха досягається змінення напрямку руху холодоносія. Рідкий холодильний агент після дроселювання його в регулюючому вентилі з

деякою домішкою пари поступає в нижню частину кожуха і кипить у міжтрубному просторі. Пара, яка утворилась відводиться зверху через сухопарник, який іноді розміщують для осушення та перегріву пари і переохолодження рідини перед регулюючим вентиляем.

В аміачних кожухотрубчастих випарниках рівень рідини звичайно підтримується на висоті 0,8 діаметра кожуха, а у фреонових на висоті 0,5-0,7 діаметра в залежності від теплового навантаження. Верхні ряди незатоплених труб змочуються при кипінні рідини. З фреонових випарників необхідно відсмоктувати вологу пару, яка виносить з собою розчинене в них масло.

В кожухотрубчастих випарниках здійснюється закрыта система циркуляції холодоносія без контакту з повітрям, внаслідок чого зменшується корозія апаратів і трубопроводів.

Швидкість протікання холодоносія в трубах випарника 1,5 – 1,7 м/сек. Питоме теплове навантаження для аміачних випарників 3000-2600 Вт/м², а фреонових в мідними ребристими накатними трубами по внутрішній поверхні їх 4000-6000 Вт/м². Кожухотрубчасті випарники застосовуються для холодильних машин продуктивністю 10000 Вт і більше.

12.2. Кожухозмійовикові випарники [6]

Ці випарники відрізняються від кожухотрубчастих тим, що холодильний агент кипить в трубах, закріплених тільки в одній решітці, а холодоносії рухається в міжтрубному просторі.

В таких випарниках не виникають термічні напруження в трубах, а випадкове замерзання охолоджуваної рідини не призводить до аварії.

12.3. Вертикально-трубні випарники [6]

В бак з розсолем занурені секції з вертикальних труб зігнутих по кінцям і приварених до горизонтальних колекторів, які приєднані до відокремлювачів рідини. Рідкий аміак через розподілювач – "гребінку" подається в стояки секцій. Пара, яка утворилась при кипінні аміаку, захоплює частину рідини у верхній колектор, з якого вона через стояки і нижній колектор подається до вертикальних труб. Циркуляція, яка при цьому відбувається в секціях рідкого аміаку і розсолу в баку від роботи мішалки покращує теплообмін і забезпечує питоме теплове навантаження 3000 Вт/м². Недоліки вертикально-трубних випарників – відкрита система циркуляції холодоносія-розсолу і внаслідок цього сильна корозія поверхні труб секції і бака, а також велика трудоемність виготовлення.

12.4. Типи та конструкції конденсаторів

Конденсатори холодильних машин – теплообмінні апарати [6], в яких за рахунок відводу тепла від пари холодильного агента охолоджуючим середовищем – водою або повітрям відбувається процес його конденсації при відповідному тискові і температурі.

В холодильних установках конденсатори застосовують таких типів:

а) горизонтальні кожухотрубні та змійовикові, елементні та двотрубні при відводі тепла охолоджуючою водою;

б) вертикальні кожухотрубні зрошувальні та випарні при відводі тепла охолоджуючою водою та повітрям;

в) конденсатори повітряного охолодження з природною конвекцією повітря з вимушеним продуванням його при відводі тепла тільки повітрям.

12.5. Генератори

Генератори [6], призначені для випаровування холодоагенту з міцного водоаміачного розчину. Найбільш ефективні генератори з плівковим зрошенням, горизонтальної та вертикальної конструкції.

Вертикальний плівковий кожухотрубчатий генератор [6], складається з трьох елементів. У верхній частині апарата встановлено ректифікаційну колону, під нею кип'ятильник, а знизу розташована кубова частина (збірник слабого розчину). У верхню частину міжтрубного простору кип'ятильника подається гріюча пара, конденсат збігає вниз і відводиться з апарата. Міцний аміачний розчин подається на насадку з фарфорових кілець в нижній частині ректифікаційної колони і, проходячи через неї, збігає плівкою по внутрішній поверхні трубок кип'ятильника, накопичуючись потім в кубовій частині генератора. Водоаміачна пара, яка утворюється при кипінні розчину, підіймається по трубах і, проходячи насадку та ковпачкові ректифікаційні тарілки, на яких накопичується флегма, що стікає з дефлегматора, виходить з апарата через верхній патрубок.

12.7. Дефлегматори

Конструктивно вони можуть бути виконані в вигляді горизонтальних кожухотрубних елементних, кожухозмійовикових або двохтрубних апаратів [6]. Для вільного зливу флегми в ректифікаційну колону дефлегматор повинен бути встановлений вище колони. Головним критерієм вибору дефлегматора являється можливість здійснення в апараті протитечії між парою і охолоджуючим середовищем.

12.8. Абсорбери

За принципом дії абсорбери поділяються на затоплені, барботажні та плівкові, за конструкцією вони бувають кожухотрубні, кожухозмійовикові, елементні та двохтрубні [6]. Елементний абсорбер, який складається з чотирьох кожухотрубних елементів, розташованих один під одним. Слабкий розчин поступає в міжтрубний простір першого елемента, попадає в зрошувальне корито і зрошує розташовані під ним теплообмінні трубки, по яким проходить охолоджуюча вода. Зрошувальне корито є в кожному елементі. Аміачна пара потрапляє в міжтрубний простір елементів через спеціальні колектори і поглинається розчином. Який стікає по трубкам. Під абсорбер встановлюється ресивер міцного розчину. Охолоджуюча вода проходить в апараті по трубкам знизу вгору. Кількість елементів повинна забезпечити густину зрошування труб розчином не менше ніж $0,042 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$.

Перевагою апаратів являються високі значення коефіцієнтів тепловіддачі, відсутність гідростатичного стовпа розчину.

Елементні абсорбери не зважаючи на ефективність роботи мають такі недоліки: елементи повинні бути встановлені строго горизонтально для забезпечення змочування розчином всього пучка труб; велика кількість фланцевих з'єднань ускладнює ущільнення апарата; характерно забруднення механічними домішками отворів у зрошувальних коритах і неповне використання поверхні трубних решіток для розміщення трубок.

12.9. Теплообмінники розчинів

Теплообмінники розчинів поділяються на елементні або двохтрубні [6]. Елементні теплообмінники застосовують в установках високої продуктивності.

Апарат складається з окремих послідовно з'єднаних кожухотрубних елементів. В елементі розміщено не менше 5-7 труб. Для зменшення теплових втрат слабкий розчин рухається по внутрішнім трубам, а міцний – по міжтрубному просторі. Швидкості руху слабого і міцного розчинів повинна бути не нижче $0,5 - 0,6 \text{ м/с}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.Г. Касаткин. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Изд. Химия, 1971. – 783 с.
2. В.П. Врыков. Текст лекций по курсу процессов и аппаратов химической технологии «Холодильные процессы в химической промышленности».
3. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 231 с.
4. П.Д. Лебедев. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. – М.: Энергия, 1979. – 315 с.
5. Л.М. Розенфельд, А.Г.Ткачев. Холодильные машины и аппараты. – М.: Госторгиздат, 1960 – 652 с.
6. И.С. Бадылькис, Р.Л.Данилов. Абсорбционные холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 355 с.
7. В.И. Блиер, А.В. Вургафт. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 203 с.