

4. ВИБІР І ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ, ТИПУ ХОЛОДИЛЬНОЇ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ І ПІДБІР МАШИНИ, ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

Розраховане значення холодопродуктивності установки, температура зберігання вантажів (продуктів), обрані холодоагент, система охолодження та параметри навколишнього середовища є вихідними даними для вибору типу та розрахунку циклу холодильної машини, підбору компресора, теплообмінних апаратів і допоміжного обладнання.

4.1. Вибір системи охолодження

Тип і склад системи охолодження (СО) в основному залежать від роду вантажу та технологічних вимог до його холодильної обробки і зберігання, від типу приміщень, що обслуговуються, чи технологічних комплексів, від призначення судна, району експлуатації та інших факторів. Рішення щодо вибору СО може бути отримано на основі техніко-економічного аналізу для кожного конкретного судна після вивчення переваг та недоліків існуючих СО і прикладів їхнього використання на різних судах для різних типів приміщень, що охолоджуються, і технологічних комплексів.

Усі системи охолодження можна розділити на дві групи: системи безпосереднього і непрямого (розсільного) охолодження. У першому випадку здійснюється перенос теплоти від вантажу, що охолоджується, до холодоагенту, який кипить у приладах охолодження (ПО) приміщення, що обслуговується. У другому випадку додається процес теплопередачі до проміжного холодоносія (розсолу). Розсіл, що охолоджується у випарнику холодильної машини киплячим холодоагентом, подається насосами в розсільні батареї (гладкотрубні чи ребристі, однорядні чи дворядні), які монтуються в трюмах на бортах або ж на підволоці.

Різновидом розсільної СО є панельна (розсільна панельна система охолодження), тому що в каналах ПО (панелей) циркулює розсіл.

Використання систем із проміжним холодоносієм (розсолем) приводить до того, що в розсільних випарниках холодильної машини виникає додаткова різниця температур у межах 4...6 °С [4], що для підтримки заданих параметрів об'єкта охолодження вимагає відповідного зниження температури кипіння холодоагенту. Це призводить до зменшення питомої масової холодопродуктивності q_0 , кДж/кг (найменшою для R12) та збільшення питомої роботи стискування l , кДж/кг, що найбільш істотно для R717 (аміаку).

У системах безпосереднього та розсільного охолодження здійснюється теплообмін при природному русі повітря за рахунок різниці густин нагрітого та холодного повітря. Ці системи ще називаються системами “тихого” охолодження. Швидкості природного руху повітря недостатньо для швидкого відводу теплоти від вантажу. Тому СО із природною циркуляцією не можуть використовуватися під час перевезення в трюмах особливо “ніжних” продуктів, таких як охоложене м’ясо (температура зберігання $-3...+1$ °С), яйця ($-1...+1$ °С) тощо. Ці системи також не можуть інтенсивно відводити теплоту та гази, які виділяються фруктами та овочами при зберіганні, й тому застосовуються тільки для “недихаючих” вантажів.

Примусовий рух повітря можна здійснити вентиляторами, які встановлюють біля поверхні камерного теплообмінника у приміщенні, що обслуговується. У теплообміннику відбувається кипіння холодоагенту або підігрів розсолу за рахунок теплоти, підведеної повітрям, при цьому повітря інтенсивно охолоджується та нагнітається в приміщення. Особливістю цього способу охолодження, який називається повітряною системою охолодження, є наявність у системі замість батареї іншого теплообмінного апарата – повітроохолоджувача (ПвО), у якому здійснюється охолодження повітря та його циркуляція за допомогою вентилятора. ПвО встановлюються в трюмі чи за його межами (у вигородці). Із трюму повітря відсмоктується вентиляторами та направляється у ПвО, охолоджується в ньому й по нагнітальних каналах повертається в приміщення, що охолоджується. У трюмі може застосовуватися і безканалне розподілення повітря.

Системи повітряного охолодження приміщень, особливо з повітроохолоджувачами безпосереднього охолодження, є найбільш прогресивними.

Досить докладний опис різних систем охолодження, їхніх переваг і недоліків наведено в [2; 4], що дозволяє на підставі порівняльного аналізу вибрати СО для проектованої холодильної установки.

Розглянемо області застосування різних типів систем охолодження [4].

СХУ трюмів. Усі універсальні рефрижераторні судна оснащені повітряними СО з каналним повітророзподіленням. Ці системи знаходять застосування і для більшості спеціалізованих суден, зокрема рибопромислових усіх типів. У них переважно використовується безпосереднє кипіння $R22$, хоча на суднах старих проектів зустрічаються установки, що використовують $R12$ і навіть аміак ($R717$). При великих розмірах приміщень, що охолоджуються, для зменшення ємності системи холодоагенту нерідко застосовують розсільно-повітряну СО, що використовує $R22$ чи $R717$, чи безпосередню повітряну з $R22$, але при децентралізованому

холодопостачанні.

Повітряною безпосередньою СО з *R22* чи *R12* також обладнують одиночні рефрижераторні трюми суден-постачальників і невеликі трюми (камери), у яких передбачено заморожування продукції.

На декількох серіях рибообробних та рибодобувних суден використовуються розсільні панельні СО.

Розсільні батарейні СО використовуються, головним чином, на судах рибпромислового флоту старої побудови з температурою зберігання до -20°C , частіше з *R717*, рідше – із хладонами. Безпосередні батарейні СО можуть використовуватися тільки для одиночних трюмів невеликих розмірів при невеликих внутрішніх теплоприпливах і значних допустимих коливаннях температур зберігання.

У **провізійних камерах** у даний час використовують тільки безпосередню СО з *R12*. Класичною є схема з обслуговуванням “мінусового” (морожена продукція) і “плюсового” (овочі, фрукти, напої, суха провізія) блоків охолоджуваних приміщень окремими компресорно-конденсаторними агрегатами із спільним резервним. Найчастіше в “мінусовому” блоці застосовується батарейна СО, а в “плюсовому” – повітряна. Однак останнім часом спостерігається тенденція використання повітряних СО і в камерах “мінусового” блоку, що дозволяє спростити СХУ та її експлуатацію (відтанення ПвО), зменшити асортимент устаткування, відносно швидко за допомогою резервного агрегату заморожувати продукцію в окремих камерах.

Згідно з протоколом Монреальської конференції 1986 р. випуск *R12* підлягає повному припиненню виробництва. Альтернативними *R12* є ознобезпечні холодоагенти *R134a*, *R152a*, *R22/R142b* (неазеотропна суміш). Однак налагодження їхнього промислового випуску потребує певного часу і самим реальним замінником *R12* у даний час, імовірно, виявиться *R22*.

В **установках комфортного кондиціонування повітря** звичайно використовуються системи безпосереднього повітряного охолодження на *R12* і *R22*.

У **СХУ швидкоморозильних апаратів (ШМА)** повітряного типу найбільш часто використовується безпосередня СО на *R22* чи *R717*. У плиточно-контактних ШМА використовується як розсільна, так і безпосередня СО; в останньому випадку застосовують насосну подачу холодоагенту.

Для **установок попереднього охолодження риби** застосовують охолодження забортною водою, що циркулює через випарник та бункери, чи забортною водою, що охолоджується розсільними батареями, встановленими в бункерах.

Льодогенератори лускоподібного льоду працюють із безпосереднім кипінням *R717* чи *R22* (рідше *R12*).

4.2. Вибір типу та схеми холодильної машини, робочий цикл

її

У суднових холодильних установках переважно поширення отримали одноступінчасті парокompресорні холодильні машини (ПКХМ). При температурах кипіння холодоагенту нижче $-35\dots-40$ °С можуть застосовуватися двоступінчасті або каскадні ПКХМ.

Вибір схеми ПКХМ, циклу її роботи та холодоагенту ґрунтується на результатах техніко-економічних розрахунків і може бути проведений за [1; 2; 4].

У додатку 4 наведено умови роботи холодильних машин на суднах, що дає підставу в даній контрольній роботі обмежитися розглядом одноступінчастої ПКХМ. Її принципову схему представлено на рис. 9, а теоретичний цикл – на рис. 10.

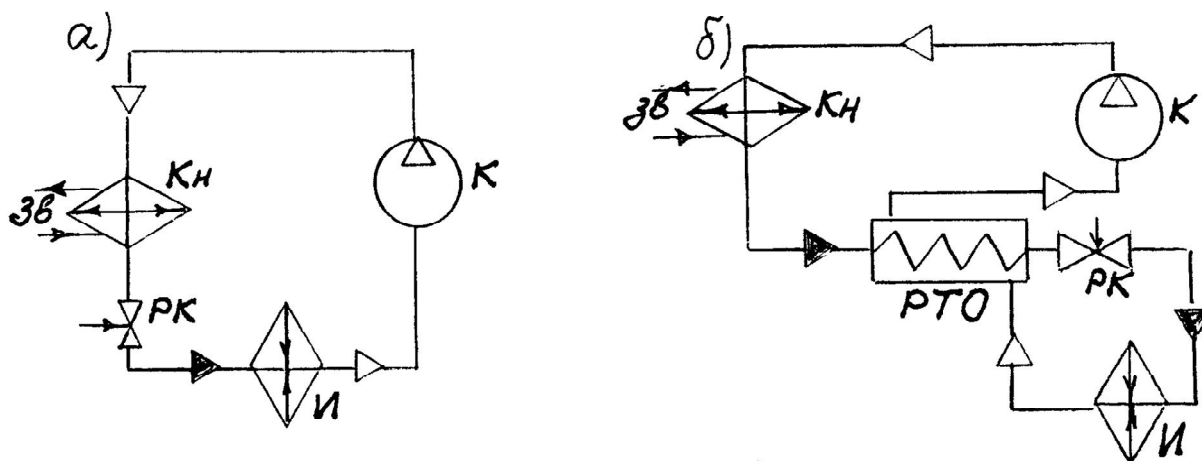


Рис. 9. Принципова схема парокompресорної ХМ:

а) без регенерації; б) із регенерацією;

К – компресор; Кн – конденсатор; Вп – випарник; РК – регулювальний (дрозельний) клапан; РТО – регенеративний теплообмінник; ЗВ – забортна вода

Із попереднього розрахунку холодильної установки відомі: температура заборотної води $t_{зв}$, температура в приміщенні, що охолоджується, $t_{кін}$ і теплове навантаження на холодильну машину (холодопродуктивність) Q_0 . Якщо холодильний агент не заданий, він вибирається на підставі аналізу його позитивних і негативних якостей у залежності від температури кипіння, типу прийнятого компресора та призначення холодильної установки. На даний час у суднових ПКХМ застосовуються такі холодоагенти, як R22, R12 і R717. Усе більш широке застосування знаходить хладон R22, а також нові перспективні хладони та їхні суміші [1].

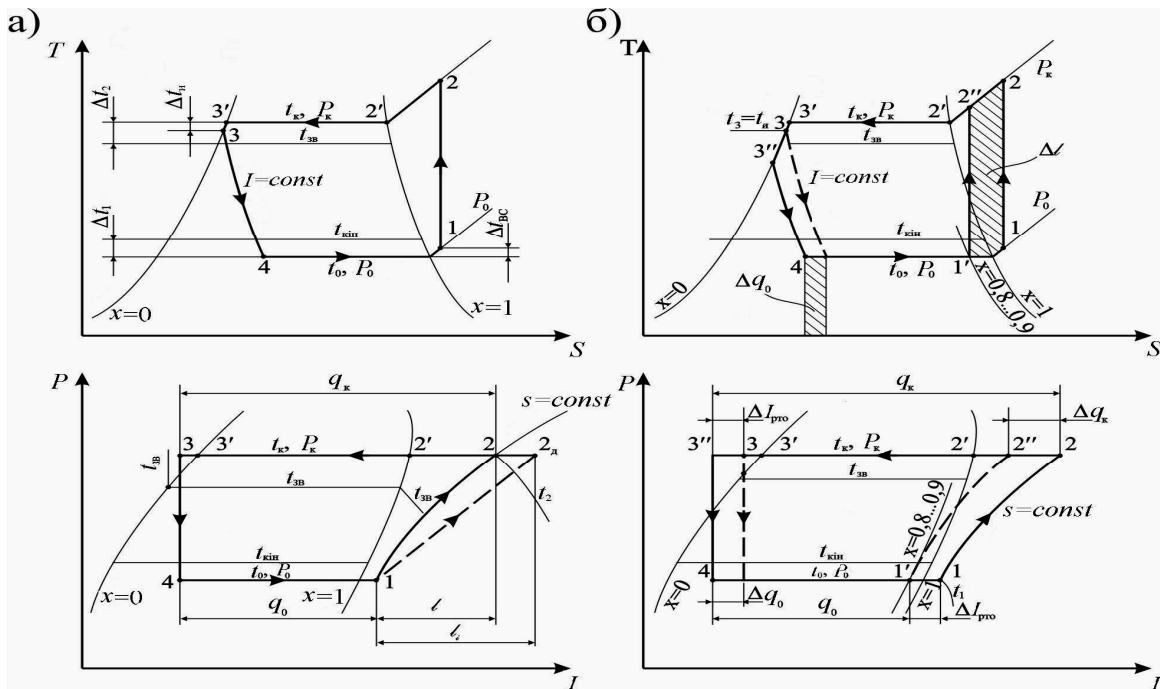


Рис. 10. Теоретичний цикл одноступінчастої ПКХМ:

а) без регенерації; б) із регенерацією

У теплообмінних апаратах холодильної установки немінуча різниця між температурами кипіння холодоагенту t_0 і в охолоджуваному приміщенні $t_{кін}$, а також між температурами конденсації t_k і заборотної води $t_{зв}$:

$$\Delta t_0 = t_{кін} - \Delta t_1; t_k = t_{зв} + \Delta t_2.$$

Досвід експлуатації показує, що різниця температур дорівнює $\Delta t_1 \approx 7...10$ °C для систем безпосереднього і $\Delta t_1 = 15...16$ °C – для систем

розсільного охолодження, коли різниця температур розсолу на вході в розсільний випарник і кипіння холодоагенту складає 4...6 °С.

Температура конденсації холодоагенту t_k залежить від температури заборотної води $t_{зв}$, що приймається в залежності від району плавання судна (див. додаток 1). Різницю температур у конденсаторі можна прийняти $\Delta t_2=10...12$ °С для малих і $\Delta t_2=6...8$ °С для великих холодильних машин з урахуванням того, що при підвищенні t_k збільшуються енерговитрати на установку, проте зменшуються поверхня теплообміну конденсатора і його вартість.

Температура переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі t_3 (у літературі з холодильної техніки часто позначається як t_u) залежить від типу конденсатора. Звичайно переохолодження у кожухотрубному конденсаторі складає 1...2 °С при $\Delta t_2=6...8$ °С. Однак, якщо $\Delta t_2=10...12$ °С і в конденсаторі значний стовп рідкого холодоагенту (затоплений конденсатор), можна досягти переохолодження рідкого холодоагенту в ньому до величини $t_k-t_3=5...6$ °С. Значне переохолодження, майже до температури охолоджуючої заборотної води, можливе у проточному переохолоджувачі, установленому після конденсатора (у напрямку руху холодоагенту) [1].

Економічно вигідно та сприятливіше для роботи компресора, щоб він усмоктував з випарника злегка перегріті пари. Цей перегрів

$$\Delta t_{вс} = t_{вс} - t_0$$

для аміачних машин складає 3...7 °С, а для хладонових машин – від 10 до 15 °С. Менший припустимий перегрів пари в аміачних машинах пояснюється високою температурою пари наприкінці стискання [1].

Перегрів пари на усмоктуванні $\Delta t_{вс}$ у циклах з регенерацією може досягати 30 °С при низьких значеннях t_0 , а за умови кондиціонування повітря ($t_0=5...7$ °С) – $\Delta t_{вс}=10...15$ °С [1; 2].

Перегрів всмоктуваної пари холодоагенту в герметичних і безсальникових компресорах може бути прийнятий у першому наближенні 15...30 °С.

Регенерація в циклі ПКХМ доцільна в тому випадку, коли вона призводить до підвищення економічності роботи машини, тобто коли холодильний коефіцієнт $\epsilon_p > \epsilon$. Це буде мати місце при $\Delta q_0/q_0 > \Delta l/l$, тобто якщо відносний приріст холодопродуктивності перевищує відносне збільшення роботи стискання.

В аміачних машинах регенерація викликає зменшення, а в хладонових (R12) і вуглекислотних – підвищення холодильного коефіцієнта. Тому всі машини, що працюють на R12, випускаються з регенеративними

теплообмінниками. Для R22 застосування регенерації практично не змінює холодильний коефіцієнт.

4.3. Побудова циклу ПКХМ в I - lgP -діаграмі і його розрахунок

За рекомендаціями, наведеними вище, визначаються температури кипіння t_0 і конденсації t_k , а за ними визначаються відповідні тиски P_0 і P_k й наносяться на I - lgP -діаграму холодильного агента. Положення точки 1 (див. рис. 10) визначають за тиском P_0 і температурою t_{bc} , яка при прийнятому перегріві Δt_{bc} визначається як

$$t_{bc} = t_0 + \Delta t_{bc}.$$

При відсутності перегріву її положення визначається за тиском кипіння P_0 на правій пограничній кривій ($x=1$) чи при прийнятому ступені сухості пари $x=0,8 \dots 0,9$, яка забезпечує кращий теплообмін у випарнику.

У теоретичному циклі приймається, що процес стискання в компресорі здійснюється ізоентропно, тому через точку 1 проводиться ізоентропа ($S=\text{const}$) й на її перетині з лінією тиску конденсації ($P_k=\text{const}$) визначається точка 2. Точки 2' і 3' початку та закінчення процесу конденсації лежать на пограничних кривих $x=1$ і $x=0$. Точка 3 лежить на лінії постійного тиску $P_k=\text{const}$ визначається за прийнятою температурою переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі

$$t_3 = t_u = t_k - \Delta t_u.$$

Із точки 3 для циклу без регенерації проводиться лінія постійної ентальпії $I=\text{const}$ (процес дроселювання в РК), і на її перетині з ізобарою $P_0=\text{const}$ визначається положення точки 4, параметри якої характеризують стан холодоагенту на виході з РК (на вході у випарник).

Для циклу з регенерацією параметри точки 3 визначаються з урахуванням переохолодження в конденсаторі, а параметри точки 3'' (на виході з регенеративного теплообмінника) – з умови теплового балансу регенеративного теплообмінника (РТО). Відомо, що точки 3', 3 і 3'' (див. рис. 10, б) лежать на лінії $P_k=\text{const}$ і

$$I_3 - I_{3''} = I_1 - I_{1'},$$

тобто скільки рідкий холодоагент віддав теплоти при переохолодженні, стільки ж теплоти отримала пара при тиску $P_0=\text{const}$ у РТО. За прийнятою

величиною перегріву пари $\Delta t_{\text{вс}}$ визначається збільшення її ентальпії в РТО

$$\Delta I_{\text{рто}} = I_1 - I_{1'}$$

де положення точки 1' може бути прийняте з урахуванням перегріву пари на лінії (трубопроводі), що з'єднує випарник із РТО, чи на правій пограничній кривій ($x=1$), чи при прийнятому ступені сухості $x=0,8\dots 0,9$. Тоді

$$I_{3''} = I_3 - \Delta I_{\text{рто}}$$

отже, положення точки 3'' на лінії $P_{\text{к}}=\text{const}$ відомо.

Для наступних розрахунків доцільно, користуючись діаграмою стану, скласти таблицю параметрів (t, P, I, v) холодоагенту в основних точках циклу (табл. 2).

Аналогічна таблиця складається і для циклу ПКХМ із регенерацією, причому як у простому, так і в регенеративному циклі нас поки цікавить тільки питомий об'єм v_1 усмоктуваної компресором пари у точці 1. Питомий об'єм пари чи рідини в інших точках спеціалістам потрібний буде при розрахунку відповідних трубопроводів і підборі арматури.

Таблиця 2

Приклад запису параметрів циклу

Параметр і його одиниця виміру	Точки циклу					
	1	2	2'	3'	3	4
Температура $t, ^\circ\text{C}$						
Тиск $P, \text{МПа}$						
Ентальпія $I, \text{кДж/кг}$						
Питомий об'єм $v, \text{м}^3/\text{кг}$		–	–	–	–	–

Користуючись даними вищенаведеної таблиці, визначають основні показники циклу.

Питома масова холодопродуктивність, кДж/кг:
для циклу без регенерації (див. рис. 10, а)

$$q_0 = I_1 - I_4; \quad (26)$$

для циклу з РТО (див. рис. 10, б)

$$q_0 = I_{1'} - I_4. \quad (27)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність, кДж/м³,

$$q_v = q_0 / v_1. \quad (28)$$

Масова витрата холодоагенту, кг/с,

$$G_0 = Q_0 / q_0. \quad (29)$$

Дійсна об'ємна витрата пари, усмоктуваної компресором, м³/с,

$$V_0 = Q_0 / q_v. \quad (30)$$

Питома робота компресора, кДж/кг,

$$l = I_2 - I_1. \quad (31)$$

Питома теплота, віддана в конденсаторі, кДж/кг,

$$q_k = I_2 - I_3. \quad (32)$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_0 / l. \quad (33)$$

Теплове навантаження на конденсатор, кВт,

$$Q_k = G_0 \cdot q_k. \quad (34)$$

Адіабатна потужність компресора, кВт,

$$N_{ад} = G_0 \cdot l. \quad (35)$$

4.4. Підбір холодильного компресора

Вибір типу компресора здійснюється в залежності від призначення холодильної установки, продуктивності компресора і ступеня підвищення тиску P_k/P_0 у ньому. У суднових рефрижераторних установках найчастіше

застосовують поршневі ($Q_0=0,1...300$ кВт) і гвинтові ($Q_0=110...2850$ кВт) компресори, а іноді при дуже великій холодопродуктивності (до 12...19 МВт) – відцентрові. Крім того, у судновій холодильній техніці іноді використовуються ротаційні компресори: з ротором, що котиться (Q_0 до 2 кВт), і пластинчасті ($Q_0=110...535$ кВт); останні застосовуються як ступені низького тиску в дво- і триступінчастих ПКХМ. Холодильні компресори, призначені для роботи в широкому діапазоні тисків усмоктування і нагнітання, вважаються універсальними. Це компресори одноступінчастих холодильних машин.

У [1, додаток 2] наведені основні параметри сучасних уніфікованих одноступінчастих поршневих холодильних компресорів із даними про холодопродуктивність і номінальну потужність при роботі на хладоні R22. Один і той же самий компресор, як правило, може працювати на різних холодоагентах, у широкому діапазоні холодопродуктивності в залежності від t_0 , t_k , $t_{вс}$ і t_3 . Характеристики тих же уніфікованих поршневих компресорів при роботі на хладонах R12, R22, R502 і холодоагенті R717 наведено в [14, табл. 1-10].

Якщо для проектованої установки обрано поршневий компресор, то далі варто визначитися в ступені герметичності компресора.

За ступенем герметичності поршневі холодильні компресори поділяють на герметичні (ПГ) із вбудованим електродвигуном у спільному з компресором герметичному нероз'ємному кожусі, безсальникові (ПБ) із вбудованим електродвигуном, але з роз'ємним кожухом, і сальникові (відкриті) (П). Той самий типорозмір може випускатися у безсальниковому та сальниковому варіантах. При роботі на холодоагенті R717 застосовуються, як правило, сальникові компресори. Конструкції, особливості роботи та характеристики компресорів різного типу докладно розглянуті в [1, 14], а в додатках 5, 6 і 7 даних методичних вказівок наведено їхні основні показники.

Розрахункова холодопродуктивність суднової холодильної установки може бути забезпечена одним чи декількома компресорами в залежності від вимог, які висуваються Регістром чи правилами інших морських класифікаційних товариств. Це ж відноситься й до кількості інших механізмів і апаратів холодильної установки [2].

Основні величини, що характеризують розміри і конструктивні параметри поршневого компресора, визначаються за наступними формулами.

Об'єм, описаний поршнями компресора, m^3/s ,

$$V_h = Q_0 / (q_v \cdot \lambda) = V_0 / \lambda = Q_0 \cdot v_1 / (q_0 \cdot \lambda) = G_0 \cdot v_1 / \lambda, \quad (36)$$

де Q_0 – необхідна робоча холодопродуктивність компресора, кВт;
 V_0 і G_0 – дійсна об'ємна, м³/с, і масова, кг/с, продуктивності компресора;
 λ – коефіцієнт подачі.

Коефіцієнт подачі λ враховує усі об'ємні втрати, тобто втрати продуктивності в реальному компресорі, й умовно виражається як добуток чотирьох-п'яти основних коефіцієнтів, формули для розрахунку яких наведено в [1; 14]. На величину цих коефіцієнтів й, як наслідок, коефіцієнта подачі λ , в основному впливають тип компресора (герметичний, безсальниковий, сальниковий), система його охолодження, тип холодоагенту, величина мертвого простору c , частота обертання вала n і ступінь підвищення тиску в компресорі P_k/P_0 . Тому точно розрахувати λ компресора практично неможливо, і для визначення λ компресора, що проектується, краще скористатися експериментальними залежностями $\lambda=f(P_k/P_0, c, n)$ для однотипних із ним компресорів. Такі залежності наведено в [1; 2; 14].

За величиною V_h може бути підібрано компресор необхідної холодопродуктивності з числа тих, що випускаються промисловістю. Однак

краще підбирати компресор за необхідною холодопродуктивністю при певних умовах роботи. Для цього потрібно перерахувати робочу холодопродуктивність компресора Q_{0p} (що визначається за зазначеними вище розрахунковими робочими циклами) на стандартизовані режимні умови. Холодопродуктивність того самого компресора різна при різних умовах роботи, але описаний поршнями секундний об'єм V_h залишається при цьому незмінним. Тому стандартна холодопродуктивність визначається за очевидною залежністю:

$$Q_{0ст} = Q_{0p} \cdot q_{vст} \cdot \lambda_{ст} / (q_{vp} \cdot \lambda_p), \quad (37)$$

де $q_{vст}$ і q_{vp} – питомі об'ємні холодопродуктивності відповідно при стандартних і робочих умовах; для R717: $q_{vст}=2216$ кДж/м³ при $(P_k/P_0)_{ст}=4,94$; для R12: $q_{vст}=1334$ кДж/м³ при $(P_k/P_0)_{ст}=4,07$; для R22: $q_{vст}=2409$ кДж/м³ при $(P_k/P_0)_{ст}=4,05$;
 $\lambda_{ст}$ – коефіцієнт подачі компресора при стандартних умовах роботи; визначається як і значення λ_p , але при $(P_k/P_0)_{ст}$.

Для одноступінчастих компресорів, що знаходяться в експлуатації, стандартний режим роботи раніше визначався наступними температурами: для аміачних машин $t_0=-15$ °С, $t_k=30$ °С, $t_{вс}=-10$ °С, $t_3=25$ °С; для хладонових машин $t_0=-15$ °С, $t_k=30$ °С, $t_{вс}=15$ °С, $t_3=25$ °С.

У нормативних документах на холодильні компресори, що випускаються

промисловістю, наводяться номінальна холодопродуктивність і потужність відповідно до стандарту СТ РЕВ 1573-79 [1, додаток 4]. Специфікаційні режими роботи встановлені для високо-, середньо- і низькотемпературного діапазонів температури кипіння.

Якщо невідомі значення $q_{v,CT}$ і λ_{CT} , але відомі специфікаційні холодопродуктивність і температури, при яких вони отримані, то, побудувавши цикл ПКХМ, можна визначити значення q_v і λ , що приймаються як стандартні величини. Для компресорів, що випускаються серійно промисловістю, при визначенні робочої холодопродуктивності в необхідному режимі використовують графічні характеристики $Q_0=f(t_0)$ при різних t_k . Для деяких компресорів вони наведені в [7; 14].

За величиною V_h чи Q_{0CT} добирається відповідний компресор. Якщо передбачається проектування нового компресора, то за величиною V_h визначають його діаметр і хід поршня при обґрунтуванні частоти обертання вала і числа циліндрів, як це викладається в [1].

Приклад 3. Розрахувати цикл і підібрати компресор при наступному режимі роботи: холодопродуктивність $Q_0=10$ кВт; холодоагент R22; температура заборотної води $t_{зв}=20$ °С; температура в приміщенні, що охолоджується, $t_{кін}=-13$ °С; система охолодження – безпосередня.

Рішення.

Приймаємо одноступінчасту ПКХМ без регенерації.

Температура кипіння холодоагенту, °С,

$$t_0 = t_{кін} - \Delta t_1 = -13 - 7 = -20.$$

Температура конденсації, °С,

$$t_k = t_{зв} + \Delta t_2 = 20 + 10 = 30.$$

Температура перегрітої пари перед компресором, °С,

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{вс} = -20 + 15 = -5.$$

Температура переохолодженого холодоагенту перед регулювальним клапаном (РК), °С,

$$t_3 = t_n = t_k - 2 = 30 - 2 = 28.$$

У I - lgP -діаграмі будемо теоретичний цикл і за ним визначаємо температуру, тиск, ентальпію у вузлових точках циклу і питомий об'єм пари на усмоктуванні в компресор. Дані зводимо в табл. 3.

Таблиця 3

Параметри циклу ПКХМ у його вузлових точках

Параметр	Вузова точка циклу						
	1'	1	2'	2	3'	3	4
1. Температура t , °C	-20	-5	30	70	30	28	-20
2. Тиск P , МПа	0,225	0,225	1,28	1,28	1,28	1,28	0,225
3. Ентальпія I , кДж/кг	595	607	614	645	438	435	435
4. Питомий об'єм v , м ³ /кг	0,09	–	–	–	–	–	–

При різниці температур в охолоджуваному приміщенні та кипіння Δt_1 у 7 °C і перегріві пари перед компресором $\Delta t_{bc}=15$ °C очевидно, що перегрів здійснюється не у випарнику, а в усмоктувальному трубопроводі й у безсальниковому чи герметичному компресорі. Приймаємо, що процес випару холодоагенту закінчується у випарнику при ступені сухості $x=1$, і тоді точка 1' лежить на правій пограничній кривій. Знаходимо основні показники циклу і компресора:

питома масова холодопродуктивність, кДж/кг,

$$q_0 = I_{1'} - I_4 = 595 - 435 = 160;$$

питома об'ємна холодопродуктивність, кДж/м³,

$$q_v = q_0 / v_{1'} = 160 / 0,09 = 1777,8;$$

масова витрата холодоагенту, кг/с,

$$G_0 = Q_0 / q_0 = 10 / 160 = 0,0625;$$

дійсна об'ємна витрата пари, усмоктуваної компресором, м³/с,

$$V_0 = Q_0 / q_v = 10 / 1777,8 = 0,005625;$$

питома робота, що затрачується в компресорі, кДж/кг,

$$l = I_2 - I_1 = 645 - 607 = 38;$$

питома теплота, що відводиться в конденсаторі, кДж/кг,

$$q_k = I_2 - I_3 = 645 - 435 = 210;$$

теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_0 / l = 160 / 38 = 4,21;$$

теплове навантаження на конденсатор, кВт,

$$Q_k = G_0 \cdot q_k = 0,0625 \cdot 210 = 13,12;$$

адіабатна потужність компресора, кВт,

$$N_{ад} = G_0 \cdot l = 0,0625 \cdot 38 = 2,38.$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресора. У даному прикладі для безсальникового поршневого компресора, що працює на R22, при $P_k/P_0=1,28/0,225=5,69$ по [1] чи [2] (у [2] графіки залежності $\lambda=f(P_k/P_0)$ у більшому масштабі та більш чіткі) знаходимо $\lambda=0,67$.

Об'єм, що описується поршнями компресора, м³/с,

$$V_h = V_0 / \lambda = 0,005625 / 0,67 = 0,839 \cdot 10^{-2}.$$

Коефіцієнт подачі $\lambda_{СТ}$ при стандартних умовах (P_k/P_0 для R22 дорівнює 4,05) визначається по [1] чи [2] і дорівнює 0,73.

Стандартна холодопродуктивність, кВт,

$$Q_{0СТ} = Q_0 \cdot q_{vСТ} \cdot \lambda_{СТ} / (q_v \cdot \lambda) = 10 \cdot 2409 \cdot 0,73 / (1777,8 \cdot 0,67) = 14,76.$$

Визначаємо індикаторну (внутрішню) потужність компресора, кВт,

$$N_i = N_{ад} / \eta_i = 2,38/0,79 = 3,01,$$

де η_i – індикаторний ККД, який знаходиться за залежностями, наведеними в [1] чи [2].

Ефективна потужність компресора, кВт,

$$N_e = N_{ад} / \eta_e = N_i / \eta_m = 3,01/0,9 = 3,35,$$

де η_e – ефективний ККД компресора, що враховує внутрішні та механічні втрати

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m.$$

Його значення можуть бути оцінені за графічними залежностями для η_e чи η_i , що наведено у [1; 2].

Для сучасних компресорів типів П и ПБ (сальникові та безсальникові) механічний ККД практично однаковий і дорівнює $\eta_m=0,9$ у широкому діапазоні значень P_k/P_0 . Для суднових герметичних компресорів η_m лежить у межах 0,91...0,95.

За індикаторним ККД η_i визначають індикаторну (внутрішню) питому роботу стискання в компресорі, кДж/кг,

$$l_i = l / \eta_i = 38/0,79 = 48,1.$$

Знання величини l_i дозволяє врахувати при побудові циклу внутрішні втрати в компресорі, які збільшують теплове навантаження на конденсатор. Точка 2д на $I-lgP$ -діаграмі (див. рис. 10, а) характеризує параметри стиснутої пари на виході з компресора з урахуванням внутрішніх втрат у ньому.

За розрахованими величинами V_h і Q_{0CT} по [1, додаток 2] вибираємо поршневий безсальниковий компресор ПБ14, у якого $V_h=1,11 \cdot 10^{-2}$ м³/с, $Q_{0CT}=19$ кВт. Якщо компресор, що проектується (обирається), буде працювати на R12, R502, R717, то його необхідно вибирати по [14] чи скористатися довідковими даними (каталогами) заводів-виготовлювачів