

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра технічної теплофізики

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
за освітньо-професійною програмою «Холодильні машини і установки»

на тему «Проектування ежектора пароежекторної холодильної  
машини для отримання крижаної води продуктивністю 2,5 т/год»

## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи \_\_\_\_\_ Дзюбін Михайло Олександрович \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я по батькові)

\_\_\_\_\_ (підпис здобувача)

*В роботі не виявлено текстових,  
ілюстративних та інших запозичень  
без коректного на них посилання*

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_ Козін В. М. \_\_\_\_\_  
(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, ст. викладач кафедри ТТФ  
(науковий ступінь, звання, посада)

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_  
(підпис)

Ванєєв С. М.

(прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ \_\_\_\_\_

(науковий ступінь, звання, посада)

Суми 2022

## ЗМІСТ

|   |    |
|---|----|
|   | С. |
| ВСТУП.....  | 3  |
| ЗАВДАННЯ І ВИХІДНІ ДАНІ.....  | 6  |
| 1 ПАРОЕЖЕКТОРНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ.....                                | 7  |
| 2 РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВОЇ ПАРОЕЖЕКТОРНОЇ<br>ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ..... | 14 |
| 2.1 Визначення вихідних параметрів холодильної машини.....            | 14 |
| 2.2 Термодинамічний розрахунок циклу ПЕХМ.....                        | 15 |
| 2.3 Розрахунок теплових навантажень ПЕХМ.....                         | 20 |
| 2.4 Визначення показників енергетичної ефективності циклу ПЕХМ...     | 20 |
| 3 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЖЕКТОРА ПЕХМ.....                        | 26 |
| 4 ОХОРОНА ПРАЦІ.....  | 30 |
| ВИСНОВКИ.....   | 33 |
| СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....  | 34 |
| ДОДАТОК А.....  | 35 |

|           |      |             |        |      |   |                              |       |         |
|-----------|------|-------------|--------|------|---|------------------------------|-------|---------|
|           |      |             |        |      | <b>ХМ 07.00.00.00 ПЗ</b>  |                              |       |         |
| Зм.       | Лист | № документа | Підпис | Дата |   |                              |       |         |
| Розроб.   |      | Дзюбін      |        |      | Проектування ежектора пароежекторної холодильної машини для отримання крижаної води продуктивністю 2,5 т/год.<br>Пояснювальна записка | Літ.                         | Аркуш | Аркушів |
| Перевір.  |      | Козін       |        |      |   | 2                            | 34    |         |
| Н. контр. |      | Козін       |        |      |   | <b>СумДУ, гр. ХК-81/3х-0</b> |       |         |
| Затв.     |      | Ванєєв      |        |      |   |                              |       |         |

## ВСТУП

Ідеальним холодоносієм є крижана вода – вона найчастіше використовується у молочній та харчовій промисловості. Охолодження значної кількості харчових рідин вимагає використання проміжного холодоносія, що має низку необхідних властивостей: він повинен бути нетоксичним, дешевим, мати задовільні теплопередавальні властивості, низьку в'язкість, бути нелетким, неагресивним тощо.

Найкраще цим вимогам відповідає звичайна крижана вода – щоб одержати максимальну різницю температур при охолодженні рідин її температура має бути максимально низькою, тобто мати температуру, що наближається до температури замерзання. Проте з технічного погляду отримання крижаної води з температурою 0,5 – 1 °С досить складне завдання.

Герметичні проточні кожухотрубні і пластинчасті теплообмінники, що широко використовуються для отримання крижаної води мають обмежене застосування. Це зумовлено небезпекою руйнування за умови досягнення від'ємних температур кипіння та замерзання крижаної води всередині контуру теплообмінника. Тому широке використання при отриманні крижаної води отримали відкриті теплообмінники.

Найбільш простий тип відкритого теплообмінника – випарник виконаний у вигляді труби, занурений в бак. Холодильний агент, що кипить усередині труби, охолоджує рідину, що знаходиться в баку. Для інтенсифікації теплообміну рідину в баку примусово перемішують або за допомогою механічної мішалки, або за допомогою повітря, що подають у нижню частину бака. Такий спосіб отримання крижаної води дозволяє накопичувати певну кількість «холоду» у вигляді льоду, який намерзає на поверхні випарника.

Кількість (маса) замороженого льоду визначає енергію, яка може бути накопичена в акумуляторі холоду (1 кілограм льоду поглинає 335 кДж тепла). Це дозволяє акумулювати енергію для роботи в години пікових наванта-

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 3     |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

жень та заощаджувати продуктивність холодильної установки. Крім цього, запаси холоду можуть бути створені під час роботи у нічний час, коли вартість електроенергії визначається пільговими тарифами.

Інший спосіб отримання крижаної води – використання плівкових випарників, що є панельними випарниками. У них охолодження крижаної води до температур, близьких до замерзання, досягається у процесі стікання тонкого шару крижаної води поверхнею випарника. Вода подається у розподільний бак, що розташований над батареєю плівкових випарників. З розподільного бака вода поступово подається на вертикально розташовані панелі.

Тонкий шар води, що стікає поверхнею панелі, утворює водяну плівку, і при цьому інтенсивно охолоджується. Охолоджена вода стікає в бак-акумулятор для подальшої подачі до споживачів. Температура крижаної води на виході з плівкового випарника коливається не більше 0,5 – 2,0 °С. Найчастіше плівкові випарники застосовуються в системах із постійним навантаженням протягом усього циклу роботи обладнання.

Системи охолодження крижаної води з використанням випарників плівкового типу мають безліч переваг. По-перше, це високий коефіцієнт теплопередачі (до 2000 Вт/м<sup>2</sup>·К). По-друге, у таких системах можливе охолодження крижаної води до температури близької до точки замерзання (0,5 °С) без небезпеки розморожування теплообмінника та/або без необхідності встановлення додаткових дорогих пристроїв захисту. Навіть за умови вкрай нерівномірних теплових навантажень коли випарники обмерзають і вкриваються крижаною кіркою, немає небезпеки руйнування випарників, тому що рідина замерзає у відкритому просторі, а не всередині герметичного теплообмінника.

Плівкові випарники легко очищати. Для цього необхідно лише відкрити бічну кришку корпусу випарника. Виконувати візуальний контроль та очищення можна навіть при працюючій холодильній установці. Плівковий випарник може працювати навіть із частково засміченою крижаною водою – це

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 4     |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

особливо важливо при охолодженні тіста, ковбасних виробів, овочів та фруктів тощо.

У реальних умовах як правило знаходить застосування комбінація описаних вище способів. Кожне конкретне технічне рішення визначається низкою факторів, найважливішим з яких є діаграма потреби у крижаній воді протягом доби та протягом тижня. [2]

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 5     |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

## ЗАВДАННЯ І ВИХІДНІ ДАНІ

Виконати проектування ежектора пароежекторної холодильної машини для отримання крижаної води відповідно до вихідних даних.

### Вихідні дані:

- продуктивність крижаної води  $\dot{m}_w = 2,5 \text{ т / год}$ ;
- температура навколишнього середовища  $t_{н.с} = 20^\circ\text{C}$ ;
- початкова температура води  $t_{w1} = 20^\circ\text{C}$ ;
- кінцева температура води  $t_{w2} = 1^\circ\text{C}$ ;
- холодильний агент – фреон R134a;
- температура у парогенераторі  $t_h = 80^\circ\text{C}$ ;
- коефіцієнт, який ураховує втрати кінетичної енергії пари в соплі на тертя  $\varphi_1 = 0,94$ ;
- коефіцієнти, які враховують втрати на переміщення і тертя пари у камері змішування ежектора  $(\varphi_2 \cdot \varphi_3) \leq 0,9$ ;
- перегрівання пари на виході з парогенератора та випарника  $\Delta t_{пер} = 0^\circ\text{C}$ .

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 6     |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

# 1 ПАРОЕЖЕКТОРНІ ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

Ежекторні холодильні машини є особливим випадком компресорних тепловикористовуючих холодильних машин, в яких механічний компресор і механічна турбіна замінені одним елементом – ежектором, який може бути описаний як з'єднання пароструменевого компресора і пароструменевої турбіни.

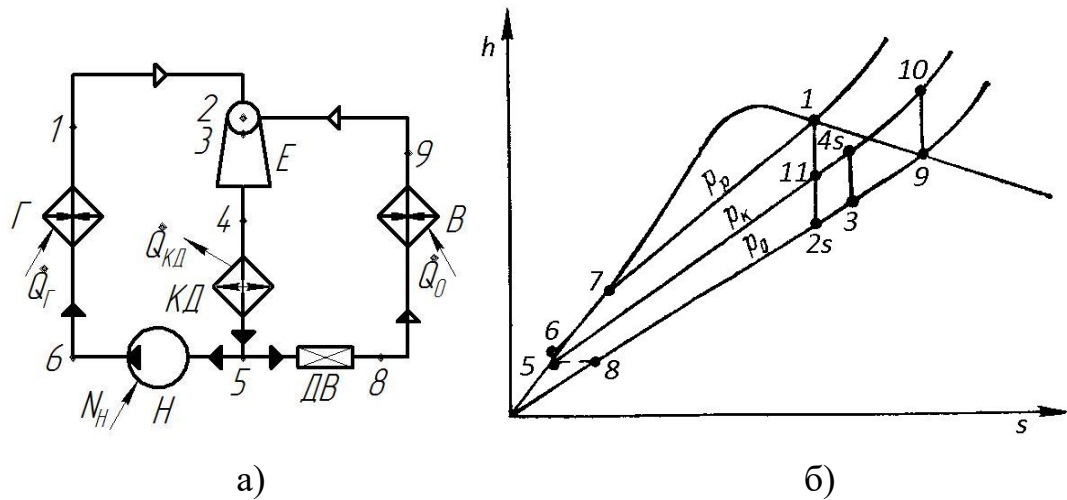


Рисунок 1.1 – Пароежекторна холодильна машина: а) схема; б) цикл

Принципова схема пароежекторної холодильної машини подана на рис. 1.1. Відповідно до схеми пароежекторна холодильна машина працює як за прямим, так і за оберненим циклами. Робота прямого циклу спрямована на забезпечення роботи термокомпресора. Принципово прямий цикл утворюється послідовним поєднанням вузлових точок 1–2–3–5–6–1 та реалізується елементами: генератором Г, ежектором Е, конденсатором К та насосом Н.

Основне завдання прямого циклу – створення активного потоку у ежекторі з метою забезпечення підсмоктування пасивного потоку холодильного агенту з випарника В та створення низького тиску  $p_0$  кипіння у ньому.

Обернений цикл забезпечує реалізацію циклу холодильної машини утворюється послідовним поєднанням вузлових точок 2–3–4–5–8–9 та реалі-

зується елементами: конденсатор КД, дросельний вентиль ДВ, випарник В та ежектор Е.

Спільними елементами, що забезпечують взаємодію прямого і оберненого циклів є ежектор Е та конденсатор КД.

Рушійною дією цієї холодильної машини є підведення теплового потоку  $\dot{Q}_G$  у генераторі, який призводить до утворення пари холодильного агенту, що далі спрямовується до активного сопла ежектора Е. За рахунок цього відбувається підсмоктування пасивного потоку з випарника В. Під час змішування потоків у ежекторі відбувається розширення та подальша конденсація потоку у конденсаторі КД. Утворений конденсат далі розділяється на дві частини: перша спрямовується на стиснення насосом Н та подальшу генерацію пари у генераторі Г, а друга – на дроселювання у ДВ та кипіння у випарнику В.

Основний недолік пароводяних ежекторних машин пов'язаний з термодинамічними властивостями води: процес конденсації і кипіння робочої речовини (в випарнику) відбувається за умови тисків нижче 0,1 МПа, отже існує необхідність підтримання вакууму в цих апаратах. Крім того, також обмежений рівень виробництва холоду виключно зоною додатних температур.

Ежектор, струменевий апарат, в якому відбувається змішування і обмін енергією двох потоків різних тисків і утворенням змішаного потоку проміжного тиску. При цьому величина проміжного тиску залежить як від витрат потоків робочої речовини, що знаходяться при високому і низькому тиску, так і від конструкції і пов'язаної з нею ефективністю самого ежектора.

Ежектор у холодильній техніці називають пароструменевим компресором.

Ежектори отримали широке розповсюдження як допоміжні апарати енергетичних установок. Ежектори не мають масштабного фактора, тобто існують конструкції ежекторів, довжина яких становить десятки метрів. Широко

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 8     |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |



застосовуються також ежектори, довжина яких не перевищує десятків сантиметрів.

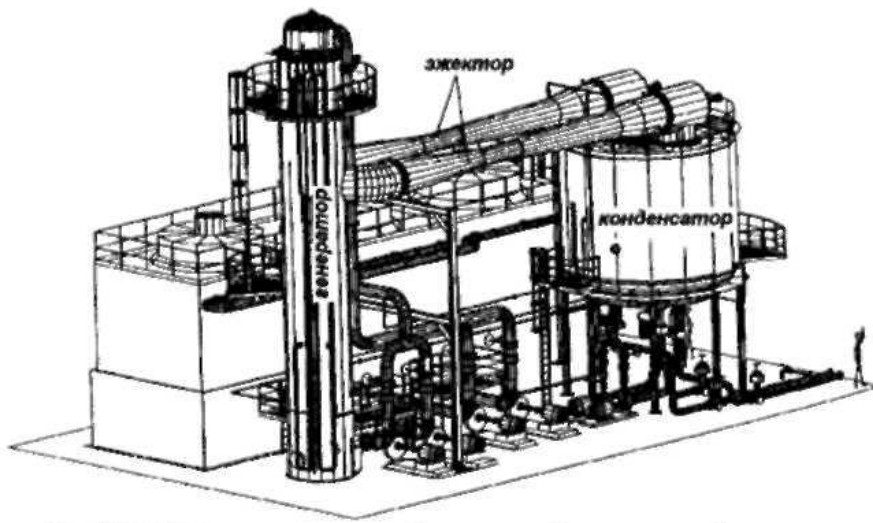


Рисунок 1.2 – Пароежекторна холодильна установка

Пароежекторні холодильні машини (теплові насоси), незалежно від продуктивності і робочої речовини, мають істотний недолік – низьку ефективність, що пов’язана з великими незворотними втратами в процесах, що відбуваються в ежекторі. Крім того, ежектор, як і вихрова труба, вимагає високої частоти оброблення внутрішніх поверхонь, що робить його виготовлення досить вартісним.

Ежектор має істотну перевагу перед механічною турбіною і компресором адже він не має рухомих частин, а тому є надійним і довговічним в експлуатації. Крім того, пароежекторні холодильні машини, незалежно від використовуваної робочої речовини, можуть працювати без мастила.

Однією з раціональних областей застосування ежекторних пароводяних холодильних машин стали системи кондиціонування повітря на підводних човнах. Зрозуміло, що для таких унікальних умов експлуатації (за умови забезпечення 100 % експлуатаційної надійності, 100 % екологічної чистоти робочої речовини тощо) питання термодинамічної і термoeкономічної ефективності не є визначальними при виборі типу холодильної машини.

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   | 9     |

Пароежекторна холодильна машина (тепловий насос) працює має такий принцип дії. Робоча речовина після конденсатора розподіляється по контурах: одна частина рухається по лінії в контурі, що працює по зворотному термодинамічному циклу; інша частина – по лінії в контурі, що працює за прямим термодинамічним циклом.

Процес формування дійсного термодинамічного циклу пароежекторної машини виконують, використовуючи «метод циклів».

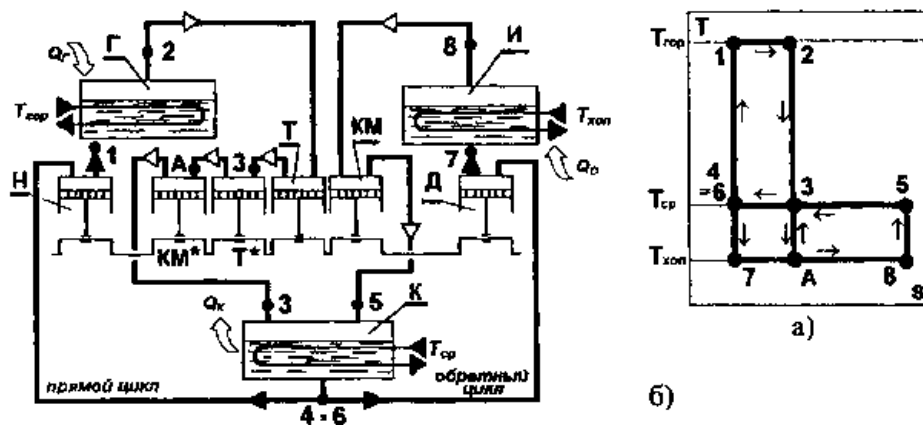


Рисунок 1.3 – Схема пароежекторної холодильної машини (а), цикл-зразок Карно-Карно (б)

Цикл Карно-Карно є циклом-зразком також і для аналізу пароежекторної холодильної машини (теплового насоса) на підставі таких положень:

- 1) ежекторна машина є тепловикористовуючою, отже, її термодинамічний цикл складається з поєднання прямого і зворотного циклів;
- 2) на першому етапі аналізу абсолютно коректно припустити, що джерела тепла мають сталі температури і існують ідеальні умови теплопередачі в теплообмінних апаратах.

Ежектор може бути поданий як поєднання турбіни і компресора.

Наступним етапом «методу циклів» повинно стати врахування дійсних властивостей робочої речовини, що супроводжується: перенесенням точок 4 = 6 із зони вологої пари на ліву примежову криву, а точок 3 і 8 на праву при-

межову криву з відповідним збільшенням витрат і виникненням додаткових незворотних в процесів нагрівання робочої речовини від точки (переохолоджена рідина) до стану насичення (точка 1).

Незважаючи на те, що ежектор є працездатним в області вологої пари, бажаним є здійснення всіх процесів в ежекторі в зоні перегрітої пари. Цей факт відображається в «методі циклів» як необхідність переходу від ізотермічних процесів підведення-відведення тепла до ізобарних. Це викликає необхідність перегрівання робочої речовини в генераторі, що забезпечує кінець розширення в соплі в зоні перегрітої пари.

Одним з методів підвищення термодинамічної ефективності ежекторних машин є введення процесів регенеративного теплообміну в обидва контуру машини. Циклом-зразком для аналізу пароежекторної машини з системою РТО буде цикл узагальнений Карно.

Практика застосування пароводяних ежекторних машин довела недоцільність системи РТО, оскільки незначне підвищення термодинамічної ефективності тягне за собою істотне підвищення одночасно капітальних і експлуатаційних витрат машини, пов'язаних з необхідністю підтримання вакууму також і в РТО.

Ще одним методом підвищення ефективності ежекторної машини є застосування складних ежекторів, в яких здійснюється двоступеневе стиснення. Потік робочої речовини з випарника спочатку стискається від тиску кипіння  $p_0$  до  $P_p$  і далі від  $P_p$  до  $p_k$ , при цьому використовується потік робочої речовини  $P_p = \text{const}$ . У цьому випадку тиск кипіння і генерації зберігаються незмінними.

Переваги та недоліки пароводяних ежекторних холодильних машин вже згадувалися раніше. Тепер розглянемо особливості цих машин.

Пароводяна ежекторна холодильна машина може бути будь-якої холодопродуктивності. Виходячи з термодинамічних властивостей води, температура виробництва холоду обмежена  $0\text{ }^\circ\text{C}$ . Температура в генераторі може ва-

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 11    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

ріюватися в широкому діапазоні температур, що дозволяє використовувати навіть нетрадиційні джерела енергії.

Пароводяна ежекторна холодильна машина здатна виробляти холод також і при негативних температурах для чого воду, як робочу речовину, замінюють водо-соляними розчинами. Негативним моментом в експлуатації ежекторної машини з водо-соляним розчином є випадання кристалів солі на внутрішній поверхні ежектора, що призводить до додаткових незворотних в процесів стиснення-розширення в ежекторі, викликаних зміною газодинамічних характеристик цих процесів.

Існують два типи регулювання величин в пароводяних ежекторних холодильних машин.

Режим із незначною зміною величин (допускають деяке відхилення температурного режиму виробництва холоду) як метод регулювання може бути допустимий для систем кондиціонування повітря.

За умови значної зміни величин (наприклад, на 25 %) метод регулювання холодопродуктивності повинен бути закладений в конструкцію машини. У цьому випадку конденсатор проектується секційним, причому кожна секція конденсатора має власний ежектор. Пара робочої речовини з одного генератора і одного випарника паралельно подається на ежектори. При зміні холодопродуктивності відключають необхідну кількість блоків «ежектор-конденсатор».

Розглянемо особливість процесів, що відбуваються в випарнику. Вода одночасно є робочою речовиною ежекторної холодильної машини і проміжним холодоносієм. У випарнику відбувається тепломасообмін між робочою речовиною і холодоносієм. Вода, підігріта в процесі виробництва холоду з охолоджуваного об'єкта входить у випарник, де розбризкується через форсунки. Краплі рідини, потрапляючи в розріджений простір, випаровуються, охолоджуючи весь об'єм рідини, що знаходиться в випарнику. Для забезпечення заданого значення кількість рідини, що знаходиться в випарнику має

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 12    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

відповідати розрахунковій, для цього в машині використовується найпростіший прилад автоматики – поплавковий регулятор рівня, який регулює подачу робочої рідини з конденсатора.

Принцип роботи допоміжних ежекторів повністю збігається з принципом роботи головного ежектора за тим винятком, що потік робочої речовини, що направляється в камеру змішування, знаходиться при  $p_k$  і утворює суміш повітря і пари рідини. Тиск у допоміжному конденсаторі РТО буде визначатися геометрією допоміжного ежектора.

На відміну від інших тепловикористовуючих машин, ежекторні машини є працездатними при використанні досить низьких температур.

Треба зазначити, що ежектор як самостійний елемент, знайшов застосування в деяких спеціальних типах холодильних машин (наприклад, в машині Бадилькеса, в абсорбційних-ежекторних абсорбційних машинах, системі кондиціонування повітря з використанням вихрової труби тощо), для яких низька ефективність процесів в ежекторі компенсується експлуатаційною надійністю, можливістю здійснення процесів розширення і стиснення в механічному компресорі, тривалим терміном експлуатації тощо.

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 13    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

## 2 РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПЕНЕВОЇ ПАРОЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

### 2.1 ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Холодопродуктивність холодильної машини

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (t_{w1} - t_{w2}) = \frac{2,5}{3,6} \cdot 4,191 \cdot (20 - 1) = 55,3 \text{ кВт},$$

де  $c_w$  – теплоємність води за умови температури  
 $t_w = 0,5 \cdot (t_{w1} + t_{w2}) = 0,5 \cdot (20 + 1) = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Температура конденсації холодильного агенту

$$t_k = t_{н.с} + \Delta t_{нр}^K = 20 + 10 = 30^\circ\text{C},$$

де  $\Delta t_{нр}^K$  – недорекуперація у конденсаторі (задається).

Температура кипіння холодильного агенту

$$t_0 = t_{w2} - \Delta t_{нр}^B = 1 - 5 = -4 \text{ }^\circ\text{C},$$

де  $\Delta t_{нр}^B$  – недорекуперація у випарнику (задається).

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 14    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

## 2.2 ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ПЕХМ

Знаходимо тиск за відомою температурою у генераторі, конденсаторі та випарнику.

За температурою  $t_h = 80^\circ\text{C}$  визначаємо  $p_p = 2,633 \text{ МПа}$ .

За температурою  $t_k = 30^\circ\text{C}$  визначаємо  $p_k = 0,770 \text{ МПа}$ .

За температурою  $t_0 = -4^\circ\text{C}$  визначаємо  $p_0 = 0,253 \text{ МПа}$ .

Знаходимо параметри точки 9 за тиском  $p_0 = 0,253 \text{ МПа}$  і ступенем сухості  $x = 1$ , знайдемо

$$s_9 = 1,729 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}); h_9 = 396,2 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Знаходимо параметри точки 1 за тиском  $p_p = 2,633 \text{ МПа}$  і ступенем сухості  $x = 1$ , знайдемо

$$s_1 = 1,685 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}); t_1 = t_h = 80^\circ\text{C}; h_1 = 428,8 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Знаходимо параметри точки 11:

за  $p_{11} = p_k = 0,770 \text{ МПа}$  та  $s_{11} = s_1 = 1,685 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$  знаходимо

$$x_{11} = 0,95; t_{11} = 30^\circ\text{C}; h_{11} = 405,9 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Знаходимо параметри точки 2s:

за  $p_{2s} = p_0 = 0,253 \text{ МПа}$  та  $s_{2s} = s_{11} = 1,685 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$  знаходимо  $x_{2s} = 0,94; t_{2s} = t_0 = -4^\circ\text{C}; h_{2s} = 384,3 \text{ кДж} / \text{кг}$ .

Знаходимо параметри точки 7:  $p_7 = p_p = 2,633 \text{ МПа}; x_7 = 0; t_7 = t_h = 80^\circ\text{C}; h_7 = h' = 322,4 \text{ кДж} / \text{кг}; s_7 = 1,384 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ .

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 15    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

Знаходимо параметри точки 2

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s}) \cdot \varphi_1^2 = 428,8 - (428,8 - 384,3) \cdot 0,94^2 = 389,5 \text{ кДж / кг} .$$

Знаходимо параметри точки 5:  $p_5 = p_k = 0,770 \text{ МПа}$ ;  $x_5 = 0$ ;  $t_5 = t_k = 30^\circ\text{C}$   
;  $h_5 = h' = 241,7 \text{ кДж / кг}$ ;  $v_5 = 0,000842 \text{ м}^3 / \text{кг}$ ;  $s_5 = 1,144 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$ .

Знаходимо параметри точки 8

$$h_8 = h_5 = 241,7 \text{ кДж / кг}; t_8 = t_0 = -4^\circ\text{C}; x_8 = 0,233; p_8 = p_0 = 0,253 \text{ МПа} .$$

Знаходимо параметри точки 6 за формулою

$$h_6 = h_5 + l_{Hs} = h_5 + v_5 \cdot (p_p - p_k) = 241,7 + 0,000842 \cdot (2633 - 770) = 243,3 \text{ кДж / кг} .$$

Знаходимо параметри точки 10 через ентропію, яка, в свою чергу, має однакові значення в точці 9 і 10 для тиску  $p_k = 0,770 \text{ МПа}$  і  $s_{10} = s_9 = 1,729 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$  знайдемо  $h_{10} = 419,4 \text{ кДж / кг}$  .

Питома масова холодопродуктивність циклу

$$q_0 = h_9 - h_8 = 396,2 - 241,7 = 154,5 \text{ кДж / кг} .$$

Теоретична кратність циркуляції

$$a_T = \frac{h_{10} - h_9}{(h_1 - h_{11}) - (h_6 - h_5)} = \frac{419,4 - 396,2}{(428,8 - 405,9) - (243,3 - 241,7)} = 1,09 .$$

Масова витрата холодної пари

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 16    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |



$$\dot{m}_{x.n} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{55,3}{154,5} = 0,358 \text{ кг / с};$$

$$\dot{m}_{p.n} = a_T \cdot \dot{m}_{x.n} = 1,09 \cdot 0,358 = 0,39 \text{ кг / с}.$$

Знаходимо параметри точки 3

$$h_3 = \frac{\dot{m}_{p.n} \cdot h_{2s} + \dot{m}_{x.n} \cdot h_9}{\dot{m}_{x.n} + \dot{m}_{p.n}} = \frac{0,39 \cdot 384,3 + 0,358 \cdot 396,2}{0,358 + 0,39} = 390,0 \text{ кДж / кг}.$$

Знаходимо параметри точки 3 по  $h_3 = 390,0 \text{ кДж / кг}$  та  $p_0 = 0,253 \text{ МПа}$

$$s_3 = 1,706 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}; x_3 = 0,97.$$

Знаходимо параметри точки 4s

за  $s_{4s} = s_3 = 1,706 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)}$  та  $p_k = 0,770 \text{ МПа}$  знайдемо

$$h_{4s} = 412,3 \text{ кДж / кг}; x_{4s} = 0,985.$$

Визначаємо відношення

$$\frac{h_{10} - h_9}{h_1 - h_{2s}} = \frac{419,4 - 396,2}{428,8 - 384,3} = \frac{23,2}{44,5} = 0,521.$$

За величиною  $\frac{h_{10} - h_9}{h_1 - h_{2s}} = 0,521$  відповідно до рис. 2.1 визначаємо дійсну

кратність циркуляції  $a_D = 5$ .

Для стійкої роботи збільшимо на 10 %, тоді  $a_D = 5,5$ .

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 17    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

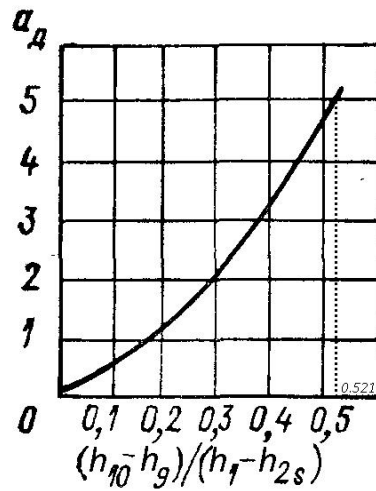


Рисунок 2.2 – Залежність дійсної кратності циркуляції  $a_o$

від відношення  $\frac{h_{10} - h_9}{h_1 - h_{2s}}$

Коефіцієнт ежекції

$$u = \frac{1}{a_d} = \frac{1}{5,5} = 0,182;$$

$$w_{1s} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot (h_1 - h_{2s})} = \sqrt{2 \cdot 10^3 \cdot (428,8 - 384,3)} = 298,3 \text{ м/с};$$

$$w_1 = \varphi_1 \cdot w_{1s} = 0,94 \cdot 298,3 = 280,4 \text{ м/с}.$$

Задаємося

$$\varphi_2 = 0,975; \varphi_3 = 0,925;$$

$$\begin{aligned} \Delta h_{II} &= 0,5 \cdot w_1^2 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 1 - \frac{\varphi_2^2 \cdot \varphi_3^2}{1 + u} \right] = 0,5 \cdot 280,4^2 \cdot 10^{-3} \cdot \left[ 1 - \frac{0,975^2 \cdot 0,925^2}{1 + 0,182} \right] = \\ &= 12,3 \text{ кДж / кг}; \end{aligned}$$

$$h_{3Д} = \frac{h_2 + \Delta h_{II} + u \cdot h_9}{1 + u} = \frac{389,5 + 12,3 + 0,182 \cdot 396,2}{1 + 0,182} = 400,9 \text{ кДж / кг.}$$

Знайдемо

$$w_3 = \frac{\varphi_2 \cdot \varphi_3}{1 + u} \cdot w_1 = \frac{0,975 \cdot 0,925}{1 + 0,182} \cdot 280,4 = 213,9 \text{ м / с.}$$

Задаємося

$$w_4 = 70 \text{ м / с;}$$

$$\Delta h_{II} = 0,5 \cdot w_3^2 - 0,5 \cdot w_4^2 = (0,5 \cdot 213,9^2 - 0,5 \cdot 70^2) \cdot 10^{-3} = 20,4 \text{ кДж / кг;}$$

$$h_4 = h_{3Д} + \Delta h_{II} = 400,9 + 20,4 = 421,3 \text{ кДж / кг.}$$

Результати визначення термодинамічних параметрів холодильного агента у вузлових точках холодильного циклу заносимо до табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Термодинамічні параметри у вузлових точках холодильного циклу

| № точки | $t, ^\circ\text{C}$ | $p, \text{МПа}$ | $h, \text{кДж/кг}$ | $s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ | $x$   |
|---------|---------------------|-----------------|--------------------|-----------------------------------|-------|
| 1       | 80                  | 2,633           | 428,8              | 1,685                             | 1     |
| 2       | -4                  | 0,253           | 389,5              | 1,704                             | 0,967 |
| 3       | -4                  | 0,253           | 390,0              | 1,706                             | 0,969 |
| 4       | 36,2                | 0,770           | 421,3              | 1,736                             | –     |
| 5       | 30                  | 0,770           | 241,7              | 1,144                             | 0     |
| 6       | 31,1                | 2,633           | 243,3              | 1,143                             | –     |
| 7       | 80                  | 2,633           | 322,4              | 1,384                             | 0     |
| 8       | -4                  | 0,253           | 241,7              | 1,155                             | 0,233 |
| 9       | -4                  | 0,253           | 396,2              | 1,729                             | 1     |
| 10      | 34,3                | 0,770           | 419,4              | 1,729                             | –     |
| 11      | 30                  | 0,770           | 405,9              | 1,685                             | 0,95  |

Продовження табл. 2.1

| № точки | $t, ^\circ\text{C}$ | $p, \text{МПа}$ | $h, \text{кДж/кг}$ | $s, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ | $x$   |
|---------|---------------------|-----------------|--------------------|-----------------------------------|-------|
| 2s      | -4                  | 0,253           | 384,3              | 1,685                             | 0,94  |
| 3д      | 1,3                 | 0,253           | 400,9              | 1,746                             | –     |
| 4s      | 30                  | 0,770           | 412,3              | 1,706                             | 0,985 |

### 2.3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПЕХМ

Тепло, підведене до робочої рідини в парогенераторі

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{p,n} \cdot (h_1 - h_6) = 0,39 \cdot (428,8 - 243,3) = 72,345 \text{ кВт}.$$

Тепло, відведене від робочої рідини в конденсаторі

$$\dot{Q}_K = (\dot{m}_{p,n} + \dot{m}_{x,n}) \cdot (h_4 - h_5) = (0,39 + 0,358) \cdot (421,3 - 241,7) = 134,34 \text{ кВт}.$$

### 2.4 ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛУ ПЕХМ

Термічний коефіцієнт прямого циклу

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_{11}) - (h_6 - h_5)}{h_1 - h_6} = \frac{(428,8 - 405,9) - (243,3 - 241,7)}{428,8 - 243,3} = \frac{21,3}{185,5} = 0,115.$$

Коефіцієнт термотрансформації прямого циклу

$$COP_T = \frac{h_9 - h_8}{h_{10} - h_9} = \frac{396,2 - 241,7}{419,4 - 396,2} = \frac{154,5}{23,2} = 6,66.$$

Тепловий коефіцієнт прямого циклу

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 20    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

$$\xi_T = COP_T \cdot \eta_t = 6,66 \cdot 0,115 = 0,766.$$

Термічний коефіцієнт оберненого циклу

$$\eta_{тоб} = \frac{T_h - T_{н.с}}{T_h} = \frac{353 - 293}{353} = 0,17.$$

Коефіцієнт термотрансформації оберненого циклу

$$COP_{об} = \frac{T_0}{T_{н.с} - T_0} = \frac{269}{293 - 269} = 11,21.$$

Тепловий коефіцієнт оберненого термодинамічного циклу

$$\xi_{об} = COP_{об} \cdot \eta_{тоб} = 11,21 \cdot 0,17 = 1,905.$$

Коефіцієнт оберненості циклу

$$\eta = \frac{\xi_T}{\xi_{об}} = \frac{0,766}{1,905} = 0,402.$$

Дійсний тепловий коефіцієнт

$$\xi_D = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_T} = \frac{55,3}{72,345} = 0,764.$$

Коефіцієнт оберненості

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 21    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

$$\eta_{об} = \frac{\xi_{Д}}{\xi_{об}} = \frac{0,764}{1,905} = 0,401.$$

Об'ємна витрата холодної пари

$$\dot{V}_{x.n} = \dot{m}_{x.n} \cdot v_9 = 0,358 \cdot 0,0799 = 0,0286 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Об'ємна витрата робочої пари

$$\dot{V}_{p.n} = \dot{m}_{p.n} \cdot v_1 = 0,39 \cdot 0,00645 = 0,00252 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Початкова температура води на вході у конденсатор

$$t_{к\delta 1} = t_{н.с} = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Кінцева температура води після конденсатора

$$t_{к\delta 2} = t_{к\delta 1} + \Delta t_{к\delta} = 20 + 5 = 25 \text{ }^\circ\text{C},$$

де  $\Delta t_{к\delta}$  – нагрівання води у конденсаторі; задаємося  $\Delta t_{к\delta} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Масова витрата охолоджуючої води, що проходить через конденсатор

$$\dot{m}_{к\delta} = \frac{\dot{Q}_K}{c_w \cdot \Delta t_{к\delta}} = \frac{134,34}{4,174 \cdot 5} = 6,437 \text{ кг} / \text{с}.$$

де  $c_w$  – теплоємність при середній температурі води,

$$t_{к\delta} = 0,5 \cdot (t_{к\delta 1} + t_{к\delta 2}) = 0,5 \cdot (20 + 25) = 22,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 22    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

Потужність насосу

$$N_n = \frac{\dot{m}_{p.n} \cdot v_5}{\eta_n} \cdot (p_p - p_k) = \frac{0,39 \cdot 0,000842}{0,6} \cdot (2,633 - 0,77) \cdot 10^3 = 1,02 \text{ кВт}.$$

Кінцева температура гарячого джерела у генераторі

$$t_{22} = t_h + \Delta t_{np}^2 = 80 + 5 = 85 \text{ }^\circ\text{C},$$

де  $\Delta t_{np}^2$  – недорекуперация у генераторі; задаємося  $\Delta t_{np}^2 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Початкова температура гарячого джерела у генераторі

$$t_{21} = t_{22} + \Delta t_2 = 85 + 5 = 90 \text{ }^\circ\text{C},$$

де  $\Delta t_2$  – охолодження води у генераторі; задаємося  $\Delta t_2 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Масова витрата гріючої води, що проходить через генератор

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_G}{c_2 \cdot \Delta t_2} = \frac{72,345}{4,2 \cdot 5} = 3,445 \text{ кг/с},$$

де  $c_2$  – теплоємність при середній температурі води

$$t_2 = 0,5 \cdot (t_{21} + t_{22}) = 0,5 \cdot (90 + 85) = 87,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 23    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

З метою визначення ексергетичного ККД холодильної машини подамо використаємо метод «чорного ящика» та подамо схему ексергетичних перетворень (рис. 2.3).

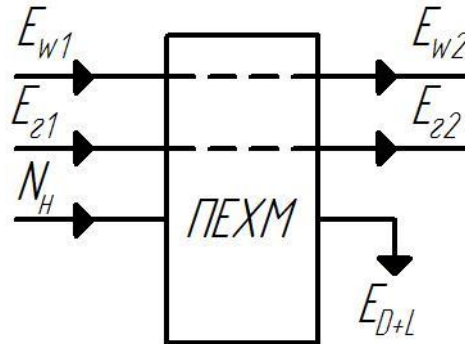


Рисунок 2.3 – Схема ексергетичних перетворень ПЕХМ

Потік ексергії на вході у генератор

$$e_{z1} = c_z \cdot \left[ (T_{z1} - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \ln \left( \frac{T_{z1}}{T_{н.с}} \right) \right] + \frac{P_{z1} - P_{н.с}}{\rho_z} =$$

$$= 4,2 \cdot \left[ (363 - 293) - 293 \cdot \ln \left( \frac{363}{293} \right) \right] = 30,37 \text{ кДж / кг};$$

$$E_{z1} = \dot{m}_z \cdot e_{z1} = 3,445 \cdot 30,37 = 104,62 \text{ кВт}.$$

Потік ексергії на виході з генератора

$$e_{z2} = c_z \cdot \left[ (T_{z2} - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \ln \left( \frac{T_{z2}}{T_{н.с}} \right) \right] + \frac{P_{z2} - P_{н.с}}{\rho_z} =$$

$$= 4,2 \cdot \left[ (358 - 293) - 293 \cdot \ln \left( \frac{358}{293} \right) \right] = 26,44 \text{ кДж / кг};$$

$$E_{z2} = \dot{m}_z \cdot e_{z2} = 3,445 \cdot 26,44 = 91,07 \text{ кВт}.$$

Потік ексергії на вході у випарник

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 24    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |



$$\begin{aligned}
e_{w1} &= c_w \cdot \left[ (T_{w1} - T_{h.c}) - T_{h.c} \cdot \ln \left( \frac{T_{w1}}{T_{h.c}} \right) \right] + \frac{p_{w1} - p_{h.c}}{\rho_w} = \\
&= 4,191 \cdot \left[ (293 - 293) - 293 \cdot \ln \left( \frac{293}{293} \right) \right] = 0; \\
E_{w1} &= \dot{m}_w \cdot e_{w1} = 0.
\end{aligned}$$

Потік ексергії на виході з випарника

$$\begin{aligned}
e_{w2} &= c_w \cdot \left[ (T_{w2} - T_{h.c}) - T_{h.c} \cdot \ln \left( \frac{T_{w2}}{T_{h.c}} \right) \right] + \frac{p_{w2} - p_{h.c}}{\rho_w} = \\
&= 4,191 \cdot \left[ (274 - 293) - 293 \cdot \ln \left( \frac{274}{293} \right) \right] = 2,7 \text{ кДж / кг}; \\
E_{w2} &= \dot{m}_w \cdot e_{w2} = \frac{2,5}{3,6} \cdot 2,7 = 1,87 \text{ кВт}.
\end{aligned}$$

Продукт у системі, що розглядається

$$E_P = E_{w2} - E_{w1} = 1,87 \text{ кВт}.$$

Паливо у системі, що розглядається

$$E_F = (E_{e1} - E_{e2}) + N_n = (104,62 - 91,07) + 1,02 = 14,57 \text{ кВт}.$$

Ексергетичний ККД ПЕХМ

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F} \cdot 100 \% = \frac{1,87}{14,57} \cdot 100 \% = 12,8 \%$$

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 25    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

### 3 КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЖЕКТОРА ПЕХМ

Площа вхідного перерізу сопла

$$f_p = \frac{\dot{V}_{p.n}}{w_p} = \frac{0,00252}{10} = 2,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

де  $w_p$  – швидкість робочої пари холодильного агента у підвідному трубопроводі.

Умовний показник ізентропи

$$k_y = \frac{\sigma_{sy}}{\sigma_{sy} - 1} = \frac{15,41}{15,41 - 1} = 1,07,$$

де

$$\sigma_{sy} = \frac{h_1 - h_2}{p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1} = \frac{428,8 - 389,5}{253 \cdot 0,07721 - 2633 \cdot 0,00645} = \frac{39,3}{19,534 - 16,983} = 15,41;$$

$p_1, p_2, v_1, v_2$  – тиски і питомі об'єми у відповідних точках циклу.

Критична швидкість робочої пари

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k_y}{k_y + 1} \cdot p_1 \cdot v_1} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,07}{1,07 + 1} \cdot 2,633 \cdot 10^6 \cdot 0,00645} = 132,5 \text{ м/с}.$$

Відносний тиск у критичному перерізі

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   | 26    |

$$\pi_{кр} = \left( \frac{2}{k_y + 1} \right)^{\frac{k_y}{k_y - 1}} = \left( \frac{2}{1,07 + 1} \right)^{\frac{1,07}{1,07 - 1}} = 0,591.$$

Площа вихідного перерізу сопла

$$f_{p1} = \frac{\dot{m}_{p.n} \cdot v_2}{w_1} = \frac{0,39 \cdot 0,07721}{280,4} = 1,074 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Площа критичного перерізу сопла

$$f_{кр} = \frac{\dot{m}_{p.n} \cdot w_{кр}}{\pi_{кр} \cdot p_1} = \frac{0,39 \cdot 132,5}{0,591 \cdot 2,633 \cdot 10^6} = 3,321 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Відносні тиски

$$\pi_p = \frac{p_p}{p_0} = \frac{2,633}{0,253} = 10,407;$$

$$\pi_\kappa = \frac{p_\kappa}{p_0} = \frac{0,770}{0,253} = 3,043.$$

Оптимальне відношення площ перерізів циліндричної ділянки камери змішування до площі критичного перерізу

$$\begin{aligned} \left( \frac{f_3}{f_{кр}} \right)_{opt} &= \frac{1,51 \cdot \pi_p - 4,98}{\pi_\kappa - 0,958} - 0,384 \cdot \pi_p + 2,9 = \\ &= \frac{1,51 \cdot 10,407 - 4,98}{3,043 - 0,958} - 0,384 \cdot 10,407 + 2,9 = 4,051. \end{aligned}$$

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 27    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

Площа перерізу циліндричної ділянки камери змішування

$$f_3 = \left( \frac{f_3}{f_{кр}} \right)_{онт} \cdot f_{кр} = 4,051 \cdot 3,321 \cdot 10^{-5} = 1,345 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Відношення площ конічної ділянки до циліндричної  $\beta = f_2 / f_3$  знаходимо з виразу

$$\begin{aligned} \beta_{онт} &= 2 \cdot 10^{-6} \cdot \pi_p^3 - 1,81 \cdot 10^{-4} \cdot \pi_p^2 + 0,83 \cdot 10^{-2} \cdot \pi_p + 1,15 = \\ &= 2 \cdot 10^{-6} \cdot 10,407^3 - 1,81 \cdot 10^{-4} \cdot 10,407^2 + 0,83 \cdot 10^{-2} \cdot 10,407 + 1,15 = \\ &= 1,219. \end{aligned}$$

Площа перерізу конічної ділянки камери змішування

$$f_2 = \beta_{онт} \cdot f_3 = 1,219 \cdot 1,345 \cdot 10^{-4} = 1,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Площа перерізу на виході з дифузора

$$f_c = (\dot{m}_{p.n} + \dot{m}_{x.n}) \cdot \frac{v_4}{w_4} = (0,39 + 0,358) \cdot \frac{0,0277}{70} = 2,96 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Діаметри:

– вхідного перерізу сопла

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot f_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,52 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,018 \text{ м};$$

– вихідного перерізу сопла

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 28    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

$$d_{p1} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{p1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,074 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,012 \text{ м};$$

– критичного перерізу сопла

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,321 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,0065 \text{ м};$$

– перерізу кінчної ділянки камери змішування

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,64 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0145 \text{ м};$$

– перерізу на виході з дифузора

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,96 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0195 \text{ м}.$$

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   | 29    |

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ [4]

### 1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Інструкція з охорони праці при експлуатації холодильного обладнання розроблена відповідно до Закону України «Про охорону праці» (Постанова ВР України від 14.10.1992 № 2694-ХІІ) в редакції від 20.01.2018 р., на основі «Положення про розробку інструкцій з охорони праці», затвердженого Наказом Комітету по нагляду за охороною праці Міністерства праці та соціальної політики України від 29 січня 1998 року № 9 в редакції від 1 вересня 2017 року.

1.2 Самостійно експлуатувати холодильне обладнання дозволяється особам не молодше 18 років, які пройшли інструктаж з охорони праці, пожежної безпеки, навчання та перевірку знань з електробезпеки для роботи на електроустаткуванні під напругою до 1000 В, з групою допуску по електробезпеці І, за умови відсутності будь-яких протипоказань за станом здоров'я.

1.3 Працівник повинен мати особисту медичну книжку встановленого зразка, до якої внесено результати медичних обстежень та лабораторних досліджень, відомості про щеплення, перенесені інфекційні захворювання та про проходження професійної гігієнічної підготовки та атестації, допуск до роботи.

### 2 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПІД ЧАС РОБОТИ

2.1 Завантажувати продукти в холодильник можна не раніше, ніж через 1 годину після часу включення його в електричну мережу.

2.2 Розміщувати, зберігати, заморожувати продукти відповідно до рекомендацій інструкції по використанню холодильника (холодильної шафи, камери).

2.3 Якщо під час роботи в морозильній камері з'явився щільний сніговий наліт, який перевищує 3 мм, якщо його не можливо видалити дерев'яною або

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 30    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

пластмасовою лопаткою, що входить до складу комплекту поставки, то холодильник необхідно вимкнути для розморожування і прибирання. Великий сніговий покрив створює перешкоду доступу холоду до продуктів, збільшуючи час охолодження і знижуючи якість продуктів, збільшує витрату електроенергії. Не користуватися для видалення снігового нальоту металевими предметами.

2.4 Розморожування холодильної камери відбувається автоматично – у ході роботи на задній стінці камери утворюється іній, який після відключення компресора перетворюється в краплі води. Утворена вода стікає в потік зливу, по трубці потрапляє в посудину на компресорі і випаровується. Треба періодично контролювати, щоб вода безперешкодно стікала в посудину.

### **3 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

3.1 Якщо з'явилися несправності в роботі холодильника негайно відключити його від електромережі і доповісти про це керівнику і електрику.

3.2 В разі загоряння холодильника необхідно відключити його від електромережі, евакуювати людей з приміщення, провести гасіння обладнання первинними засобами пожежогасіння, повідомити про інцидент своєму керівникові.

3.3 У випадку ураження електрострумом надати потерпілому першу допомогу, якщо відсутнє дихання і пульс провести штучне дихання і непрямий масаж серця до відновлення дихання і пульсу, викликати медсестру або транспортувати потерпілого в медичний кабінет установи, при необхідності викликати швидку медичну допомогу, доповісти керівнику.

3.4 При травмуванні надати першу допомогу потерпілому, викликати медсестру або транспортувати потерпілого в медичний кабінет установи, при необхідності викликати швидку медичну допомогу, доповісти керівнику.

Як холодильний агент у циклі ПЕХМ використовується фреон R134a. Нижче подано основні характеристики цього холодильного агента.

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 31    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

## Холодильний агент R134a

Це безбарвний газ. Холодильний агент R134a не токсичний і не горючий у всьому діапазоні температур експлуатації. Однак за умови потрапляння повітря в систему та стисків можуть утворюватися горючі суміші. Не можна змішувати R134a з R12, тому що може утворитися азеотропна суміш високого тиску масовими частками компонентів 50 і 50%. Фреон R134a розкладається під впливом полум'я з утворенням отруйних та подразнюючих сполук, таких як фтороводень. Через значний потенціал глобального потепління GWP рекомендується використовувати R134a у герметичних холодильних системах.

Фізичні властивості холодильного агенту R134a подані в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Фізичні властивості фреону R134a

| Параметр   | Значення    |
|--|-------------|
| Хімічна формула                                  | $C_2H_2F_4$ |
| Молекулярна маса                                 | 102,3       |
| Густина рідини за умови 25 °С, кг/м <sup>3</sup> | 1160        |
| Тиск пари рідини за умови 25 °С, кПа             | 667         |
| Нормальна температура кипіння (P = 0,1 МПа), °С  | -26,5       |
| Критична температура, °С                         | 101,5       |
| Критичний тиск, МПа                              | 4,06        |
| Критична густина, кг/м <sup>3</sup>              | 538,5       |
| Група безпеки за класифікацією ASHRAE            | A1          |
| Токсичність                                      | низька      |
| Займистість                                      | висока      |
| LCCP   | 14          |
| GWP  | 1300        |
| ODP  | 0           |



## ВИСНОВКИ

У результаті виконання кваліфікаційної роботи відповідно до завдання було виконано розрахунки пароежекторної холодильної машини, яка відноситься до тепловикористовуючого типу машин та слугує для отримання крижаної води з кінцевою температурою  $1^{\circ}\text{C}$  та витратою 2,5 т/год. У подальшому воду планується використовувати у технологічному процесі харчової промисловості. За результатами розрахунку холодильного циклу було визначено термодинамічні параметри холодильного агента (фреон R134a) у вузлових точках циклу, витрати холодної та робочої пари ( $\dot{m}_{x.n} = 0,358 \text{ кг/с}$ ;  $\dot{m}_{p.n} = 0,39 \text{ кг/с}$ ), теплові навантаження на апарати ( $\dot{Q}_0 = 55,3 \text{ кВт}$ ;  $\dot{Q}_T = 72,345 \text{ кВт}$ ;  $\dot{Q}_K = 134,34 \text{ кВт}$ ), потужність насоса ( $N_n = 1,02 \text{ кВт}$ ). Також у роботі було визначено показники енергетичної ефективності циклу ( $\eta_i = 0,115$ ;  $COP_T = 6,66$ ;  $\xi_T = 0,766$ ;  $\eta_{тоб} = 0,17$ ;  $COP_{об} = 11,21$ ;  $\xi_{об} = 1,905$ ;  $\eta = 0,402$ ;  $\xi_D = 0,764$ ;  $\eta_{об} = 0,401$ ), ексергетичний ККД циклу ( $\varepsilon = 12,8\%$ ) на розрахунковому режимі. Отримані результати стали основою до конструктивного розрахунку одного з головних елементів ПЕХМ – ежектора. Було обрано простий, надійний та найголовніше – найбільше досліджений тип ежектора – прямоструменевий. У подальшому було виконано проектування ежектора відповідно до отриманих діаметрів каналів.

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 33    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до виконання випускної кваліфікаційної роботи бакалаврів професійного напрямку підготовки 6.050604 «Енергомашинобудування» [Текст] : для студ. напрямів підготовки 6.05060405 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка», 6.05060403 «Холодильні машини і установки» денної та заочної форм навчання / В. М. Арсен'єв, Ю. М. Вертепов. – Суми : СумДУ, 2016. – 15 с.

2. [Електронний інтернет-ресурс] : Режим доступу – <https://ice-bank.ru/ice-water.html>. Крижана вода.

3. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с. (с приложением).

4. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин, Е. Д. Герасимов и др.; Под общ. ред. И. А. Сакуна. – Ленинград : Машиностроение. Леннингр. отд-ние, 1987. – 423 с.: ил.

5. Холодильные машины: Учебн. для «Холодильные машины и установки» И. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др.; Под общ. ред. И. А. Сакуна. – Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, – 510 с. ил.

6. [Електронний інтернет-ресурс] : Режим доступу – <https://osvita-docs.com/node/389> Інструкція з охорони праці при експлуатації холодильного обладнання.

|     |      |             |        |      |                   |       |
|-----|------|-------------|--------|------|-------------------|-------|
|     |      |             |        |      | ХМ 07.00.00.00 ПЗ | Аркуш |
|     |      |             |        |      |                   | 34    |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |                   |       |

# ДОДАТОК А

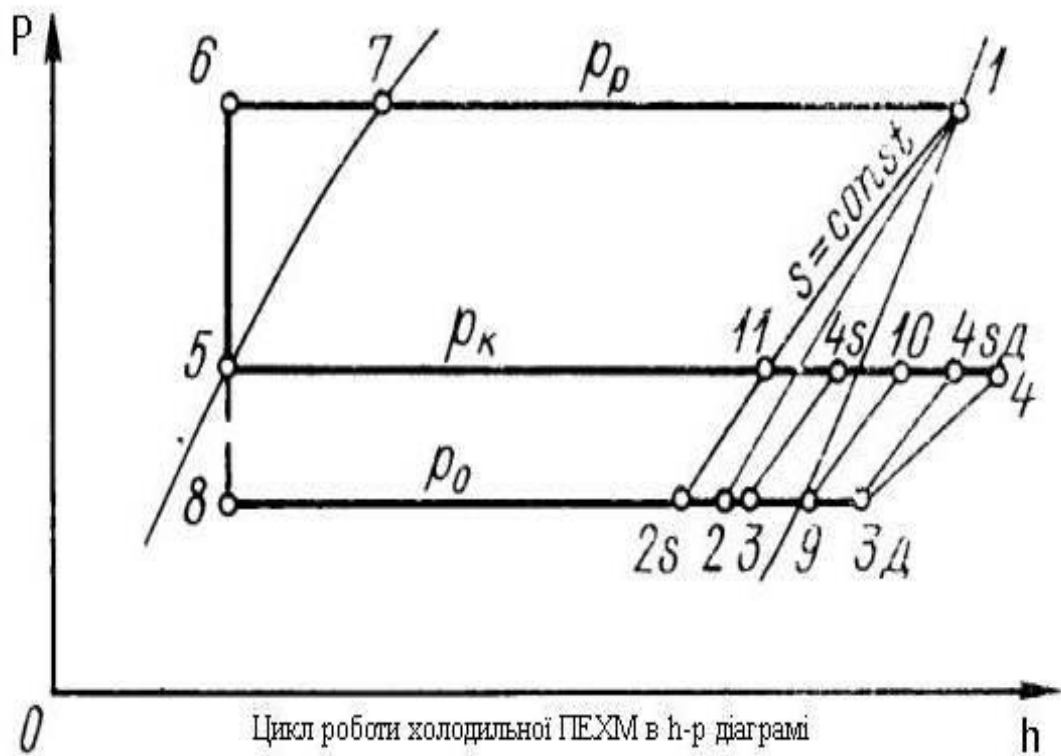


Рисунок А.1 – Термодинамічний цикл ПЕХМ в  $p$ - $h$  діаграмі

|     |      |             |        |      |
|-----|------|-------------|--------|------|
|     |      |             |        |      |
| Зм. | Лист | № документа | Підпис | Дата |