

В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук

**ТЕПЛОВІ НАСОСИ:
ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТА РОЗРАХУНКУ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК



Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук

**ТЕПЛОВІ НАСОСИ:
ОСНОВИ ТЕОРІЇ І РОЗРАХУНКУ**

Навчальний посібник

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету



Суми
Сумський державний університет
2018

УДК 621.577(075.8)

A85

Рецензенти:

М. Г. Хмельнюк – доктор технічних наук, професор
Одеської національної академії харчових технологій;
В. І. Склабінський – доктор технічних наук, професор
Сумського державного університету

*Рекомендовано до видання
вченою радою Сумського державного університету
як навчальний посібник
(протокол № 6 від 15 березня 2018 року)*

Арсеньєв В. М.

A85 Теплові насоси: основи теорії і розрахунку :
навчальний посібник / В. М. Арсен'єв, С. С. Мелейчук. –
Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
ISBN 978-966-657-740-8

У навчальному посібнику узагальнені поширені відомості, авторські й методичні розробки для сучасної підготовки студентів-магістрантів у сфері холодильних і компресорних машин, енергоменеджменту та професійній і практичній підготовці фахівців для промислової теплоенергетики. Використані сучасні принципи для оцінювання ефективності на базі ексергетичного аналізу.

Для студентів технічних спеціальностей закладів вищої освіти та широкого кола читачів.

УДК 621.577(075.8)

ISBN 978-966-657-740-8 © Арсен'єв В. М., Мелейчук С. С., 2018
© Сумський державний університет, 2018

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ ...	8
1.1 Термодинамічні основи теплових насосів	8
1.2 Принцип дії	15
1.3 Енергетичний баланс і коефіцієнт перетворення.....	19
1.4 Вибір розрахункових температур циклу	24
1.5 Вибір робочих речовин.....	31
1.6 Розрахунок питомих і режимних параметрів циклу	37
1.7 Коефіцієнт використання первинної енергії	45
1.8 Ексергетичні показники енергоефективності	50
1.9 Режимні характеристики теплового насоса.....	56
Контрольні запитання до розділу 1	60
Список літератури до розділу 1	61
РОЗДІЛ 2 ТЕРМОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ .	64
2.1 Загальна характеристика	64
2.2 Теплові насоси з механічною термокомпресією.....	67
2.2.1 Цикл Чистякова – Плотнікова.....	67
2.2.2 Приклад розрахунку циклу термокомпресійного теплового насоса	77
2.2.3 Цикл Л. І. Морозюк – Т. В. Морозюк	82
2.2.4 Цикл із механічною термокомпресією діоксиду вуглецю	92
2.2.5 Термокомпресія на базі циклу з ізотермними та ізохорними процесами	96
2.2.6 Цикл термотрансформації за схемою Вюлемье – Таконіса	106
2.3 Теплові насоси на базі струминної термокомпресії	116
2.3.1 Пароежекторні теплові насоси.....	116
2.3.2 Приклад розрахунку ПЕТН.....	125
2.3.3 Тепловий насос із використанням струминного термокомпресорного модуля	132

2.3.4 Приклад розрахунку циклу теплового насоса з використанням СТК-модуля	147
2.3.5 Тепловий насос із струминною термокомпресією водоаміачної робочої речовини на базі СТК-модуля .	152
2.4 Тепловий насос із хімічною термокомпресією на твердих сорбентах	160
2.4.1 Загальні відомості	160
2.4.2 Характеристики адсорбентів.....	165
2.4.3 Наближена розрахункова модель однореакторного адсорбційного теплового насоса	169
Контрольні запитання до розділу 2	172
Список літератури до розділу 2	173
РОЗДІЛ 3 АБСОРБЦІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ	177
3.1 Загальні питання	177
3.2 Абсорбційні теплові насоси знижувального типу .	179
3.3 Аналіз реальних процесів абсорбційного бромистолітєвого теплового насоса знижувального типу	194
3.4 Розрахунок параметрів циклу	199
3.5 Режимні параметри	202
3.6 Ексергетичний аналіз.....	207
3.7 Режимні характеристики	212
3.8 Термодинамічні особливості абсорбційних теплових насосів підвищувального типу.....	216
3.9 Розрахунок абсорбційного теплового насоса підвищувального типу	222
Контрольні запитання до розділу 3	227
Список літератури до розділу 3	228
РОЗДІЛ 4 КОМПРЕСОРНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ	230
4.1 Загальні відомості	230
4.2 Розімкнений цикл повітряного теплового насоса..	235
4.2.1 Схемне рішення.....	235
4.2.2 Розрахунок параметрів циклу повітряного теплового насоса	239

4.2.3 Ексергетична ефективність повітряного теплового насоса	251
4.2.4 Приклад розрахунку повітряного теплового насоса	257
4.3 Тепловий насос із використанням R718	267
4.3.1 Схема з економайзерами	267
4.3.2 Схема з повним проміжним охолодженням	272
4.4 Транскритичні цикли роботи теплового насоса на діоксиді вуглецю	284
4.4.1 Одноступінчастий цикл	284
4.4.2 Двоступінчастий цикл	290
4.4.3 Детандерний цикл із випарником в області насиченої пари	293
4.4.4 Детандерний цикл в області газового стану діоксиду вуглецю	296
4.4.5 Комбінований цикл із компресорно-детандерним агрегатом	298
4.4.6 Приклад розрахунку комбінованого циклу теплового насоса для прямотечійної конвективної сушильної установки	306
4.4.7 Комбінований цикл із детандерним розширенням діоксиду вуглецю в області насиченої пари	316
4.4.8 Комбінований цикл із регенеративним теплообмінником	319
4.4.9 Цикл із підтриманням компресії двофазовим ежектором	324
4.5 Компресорно-детандерні агрегати ротаційного типу для повітряних теплових насосів	343
4.5.1 Загальна характеристика	343
4.5.2 Розрахункова методика	351
Контрольні запитання до розділу 4	358
Список літератури до розділу 4	360

ВСТУП

Однією з основних проблем, що вирішується світовою спільнотою на цей час, є енергозбереження. Одночасно реалізуються дві мети – збереження невідновлюваних енергоресурсів і скорочення шкідливих викидів в атмосферу продуктів згоряння, що є, зокрема, основним фактором глобального потепління.

Одним із найважливіших напрямів вирішення зазначеної проблеми є використання енергозбережних технологій на основі використання теплових насосів.

Теплові насоси, здійснюючи зворотний термодинамічний цикл на низькокиплячій робочій речовині, утилізують низькопотенціальну теплоту природних, технологічних і побутових джерел та трансформують її на більш високий температурний рівень. До того ж первинної енергії витрачається в 1,2–2,3 рази менше ніж у разі прямого спалювання палива.

Використання теплових насосів перспективне в комбінованих схемах за умови поєднання з іншими технологіями використання поновлюваних джерел енергії – сонячної та геотермальної. Можливості та економічна доцільність застосовування теплових насосів й установок залежать від кліматичних особливостей регіону, рівня розвитку паливно-енергетичного сектору, співвідношення цін на основні види палива та електроенергії та інших чинників.

Енергетична ефективність теплових насосів залежить від характеристик теплових джерел, що беруть участь у термотрансформації: від температурного рівня нагрівання середовища споживача теплового навантаження і від температури надходження утилізованого низькопотенціального середовища.

Рівень нагрівання середовища споживача теплоти залежить від цільового призначення теплопостачання, і найкращі техніко-економічні результати зазвичай відповідають застосуванню теплонасосних систем для побутового гарячого водопостачання.

Застосовування теплових насосів для опалювальних цілей ефективно лише для систем «м'якого режиму», наприклад, для повітряних або водяних систем підлогового опалювання. Адаптація теплових насосів до характеристик водяного батарейного опалювання для регіонів країни із середньозимовою температурою нижче за 2 °С пов'язана з використанням бівалентних теплонасосних установок, в яких догрівання теплоносія забезпечується традиційними теплогенерувальними пристроями.

Можливість використання в теплопостачанні потоків низькопотенціальних вторинних енергоресурсів значно розширює ресурсну базу теплопостачання, робить її менше залежною від постачань паливних ресурсів. Задіявши тепловий насос, що працює на джерелах природної теплоти (атмосферне повітря, природні води), ми ніби умовно забезпечили системи теплопостачання ресурсом на 15–20 років її роботи.

Утилізація низькопотенціальної теплоти у промисловому виробництві може істотно підвищити ефективність енерговикористання. Особливо це стосується технологій, пов'язаних із споживанням парових потоків, таких як: випаровування, кристалізація, ректифікація та інші. Утилізація низькопотенціальної теплоти систем оборотного водопостачання підприємств дозволяє істотно понизити витрату підживлювальної води за рахунок вимикання відкритих пристроїв охолодження (градирень, басейнів), зменшується загальне енергоспоживання подібних систем за рахунок вимикання вентиляторів для градирень.

РОЗДІЛ 1 ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ

1.1 Термодинамічні основи теплових насосів

Проблема забезпечення потреби в паливно-енергетичних ресурсах передбачає комплекс завдань із пошуку і розроблення альтернативних джерел енергії та впровадження раціональних способів зниження їх втрат.

Одним із ефективних способів економії паливних ресурсів, а також захисту навколишнього середовища є широке впровадження теплонасосних установок, в яких низькопотенціальні теплові потоки перетворюються в потоки із вищим температурним рівнем.

Тепловим насосом називають технічну систему, що реалізує підвищувальну термотрансформацію низькопотенціального теплового потоку.

Теплові насоси не є теплогенерувальними пристроями і не виробляють енергію у формі тепла. Навпаки, здійснюване в теплових насосах теплоперенесення можливе лише з витратою енергії, форма якої залежить від принципу, покладеного в основу їх функціонування.

Необхідно відзначити, що в більшості типів теплових насосів підвищується температурний рівень практично потоків енергії, тоді як для цього витрачаються найцінніші потоки енергії – стовідсоткові ексергетичні потоки.

Відомо, що одержання зазначених енергетичних потоків із викопного палива супроводжується виробленням теплоти, і тому теплові насоси не можуть конкурувати з когенераційними енергетичними системами в загальній концепції енергозабезпечення різних сфер життєдіяльності, але в межах використання теплових вторинних

енергоресурсів теплові насоси поза сумнівом можуть розглядатися як найбільш прості та оптимальні пристрої.

Термін «тепловий насос», безумовно, не відображає сутності фізичних процесів, а просто символізує абстрактне уявлення про перекачування нематеріального потоку з температурою як параметр інтенсивності.

Теплові насоси дозволяють використовувати поновлювану низькотемпературну енергію навколишнього середовища на потреби більш високотемпературного об'єкта.

Основні сфери застосування теплових насосів: системи гарячого водопостачання, опалювання, цілорічного кондиціонування повітря, а також ряд промислових технологій.

Тепловий насос не є пристроєм, що автономно працює, а є основним компонентом більш загальної системи під назвою «теплонасосна установка», в яку, крім теплового насоса, входять: устаткування, прилади і комунікації, що забезпечують експлуатаційні зв'язки теплового насоса з низькопотенціальними джерелами теплоти та об'єктами споживання навантаження.

На рисунку 1.1 подана спрощена схема теплонасосної установки для опалювання приміщення.

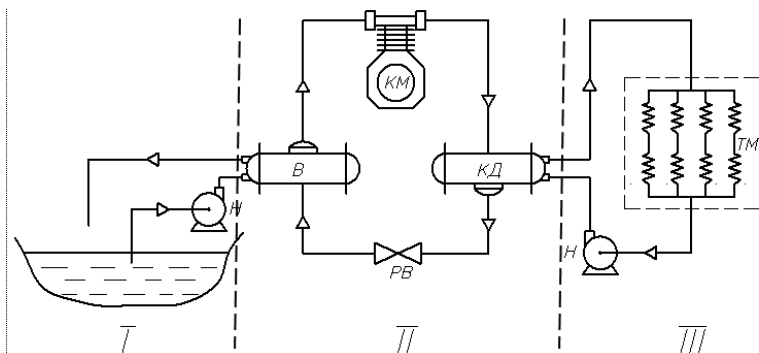


Рисунок 1.1 – Схема теплонасосної установки:

I – система підведення теплоти на термотрансформацію (первинний контур);

II – система термотрансформації (тепловий насос);

III – система споживача теплового навантаження (гріючий контур);

Н – насос; *В* – випарник; *КМ* – компресор;

КД – конденсатор; *РВ* – регулювальний вентиль;

ТМ – тепла мережа.

Відповідно до рисунка 1.1 теплонасосна установка подана у вигляді трьох взаємозв'язаних систем на базі теплового насоса парокомпресійного типу. Система I забезпечує подавання утилізованого середовища до випарника теплового насоса, у цьому варіанті – воду із природного водоймища. У випарнику за рахунок теплообміну між водою і робочою речовиною (холодоагентом) вода охолоджується і по лінії насичення скидається у водоймище.

У системі II тепловий потік, відібраний від води у випарнику, витрачається на кипіння рідкої фази холодоагенту. Пара, що виходить із випарника, надходить до компресора, де відбувається підвищення його термічних параметрів до необхідного рівня термотрансформації. Далі пара надходить до конденсатора теплового насоса, де його

конденсація забезпечується через передавання теплоти середовищу споживача, циркулюючої через опалювальну мережу системи III.

Принципово теплонасосна установка може працювати в режимі холодильної машини і, отже, мати ширше функціональне призначення, наприклад, для цілорічного кондиціонування повітря.

Наведений на рисунку 1.1 технічний комплекс, який ми називаємо теплонасосною установкою, під час реверсування напряму потоку холодоагенту перетворюється на холодильну установку, призначенням якої буде охолодження приміщення через перенесення теплопритоків із приміщення до водоймища, тобто скидання в навколишнє середовище. Для реалізації подібного реверсування режиму роботи в теплонасосній установці передбачається достатньо простий пристрій перемикачів комунікацій, що забезпечує незалежність роботи компресора і взаємозаміну функцій між конденсатором і випарником.

Теплові насоси, як і будь-які інші термомеханічні системи, можуть бути класифіковані за низкою ознак, головною з яких, поза сумнівом, є принцип дії. За цією ознакою розрізняють:

- парокompресійні (ПКТН);
- абсорбційні (АБТН);
- струминні (СТН);
- термоелектричні (ТЕТН);

Оптимізація енергоефективності під час застосування теплових насосів і установок привела до виділення ще однієї важливої ознаки – валентності режиму теплового насоса в загальній схемі тепlopостачання (теплогенерації):

- моновалентні – лише тепловий насос;
- бівалентні – з додатковим джерелом теплоти.

Різновидом бівалентного режиму роботи є моноенергетичний режим. Для подібного режиму тепловий насос і додатковий теплогенератор використовують один і той самий вид енергоносія, зазвичай електроенергію.

Під час використання як утилізованого середовища природних джерел, а середовищем споживача є вода або атмосферне повітря, теплові насоси позначають у такому вигляді:

- повітря – повітря, повітря – вода;
- ґрунт – повітря, ґрунт – вода;
- вода – повітря, вода – вода.

У деяких випадках теплові насоси класифікують за типом привода:

- електропривод;
- двигуни внутрішнього згорання;
- турбопривод.

Реалізація проектів теплопостачання із застосуванням теплонасосних систем вимагає технологічного узгодження об'єкта споживання теплового навантаження і джерела низькопотенціальної теплоти. Техніко-економічні показники подібного проекту багато в чому залежатимуть від двох температурних рівнів:

- температури утилізованого середовища на вході до теплового насосу, $t_{1у}$;
- кінцевої температури нагрівання середовища споживача, $t_{2с}$.

У таблицях 1.1 і 1.2 наведені орієнтовні дані щодо зазначених температур.

Таблиця 1.1 – Характеристика температурного потенціалу утилізованих середовищ для теплонасосних установок

Джерела низькопотенціальної теплоти	$t_{1y}, ^\circ\text{C}$
Атмосферне повітря	-5–+15
Повітря витяжної вентиляції приміщень	15–25
Ґрунт	5–10
Ґрунтові води	8–15
Вода шахтного водовідливу	20–24
Вода природних водоймищ	4–17
Стічні води	10–17
Вода систем оборотного водопостачання	25–40
Геотермальні води	40–65
Технологічні скидання рідин і газів	40–70
Теплоносій сонячних колекторів	20–40

Таблиця 1.2 – Характеристика рівня нагрівання середовища споживача теплоти

Вид теплотехнології	Середовище	$t_{2c}, ^\circ\text{C}$
Опалювання підлогове	вода	25–35
Опалювання нагрітим повітрям	повітря	25–30
Опалювання з фенкойлами	вода	40–55
(конвекторами)	вода	70–100
Опалювання батарейне	вода	50–80
Гаряче водопостачання виробниче	вода	45
Гаряче водопостачання побутове	робочі	80–120
Тепломасообмінні процеси (сушка)	речовини	

Можливості та економічна доцільність застосування теплонасосних установок залежить від кліматичних і географічних особливостей, рівня розвитку економіки, паливно-енергетичного балансу, співвідношення цін на основні види палива й електроенергії та інших чинників [1 – 6].

Згідно із прогнозом Світового енергетичного комітету до 2020 р. 75 % комунального і виробничого

теплопостачань у розвинутих країнах здійснюватиметься за допомогою теплових насосів. На цей час у світі працює близько 20 млн теплових насосів різної потужності – від декількох кіловат до сотень мегават.

Найбільш поширеними у країнах із помірним кліматом стали повітряно-повітряні реверсивні теплонасосні установки, призначені для опалювання і літнього кондиціонування повітря. Для країн із дешевою електроенергією характерне застосування великих теплонасосних установок у системах центрального теплопостачання. У зв'язку з тенденцією зростання цін на енергоресурси починає інтенсивно розвиватися використання для теплових насосів привода від газового двигуна.

Основні закордонні виробники теплонасосного устаткування фірми GENERAL ELECTRIC, LENOX (США); CARRIER (Франція); SULZER, VISSMANN (Німеччина), METRO, DANFOS (Данія), BUDERUS (Швейцарія). В Україні теплові насоси виробляє ВАТ «РЕФМА», м. Мелітополь, концерн «Нікмас», м. Суми.

1.2 Принцип дії

Принцип дії теплового насоса парокомпресійного типу базується на енергообміні робочої речовини із джерелами низької та високої температур. Одночасно робоча речовина, холодоагент, здійснює зворотний термодинамічний цикл із витратою механічної роботи.

Відмінною особливістю подібних теплових насосів є зміна агрегатного стану робочої речовини, з огляду на те, що більшість процесів проходять в області насиченої пари.

Розглянемо ідеальний зворотний термодинамічний цикл для термотрансформаторів підвищувального типу, до яких відносять і тепловий насос (рисунок 1.2).

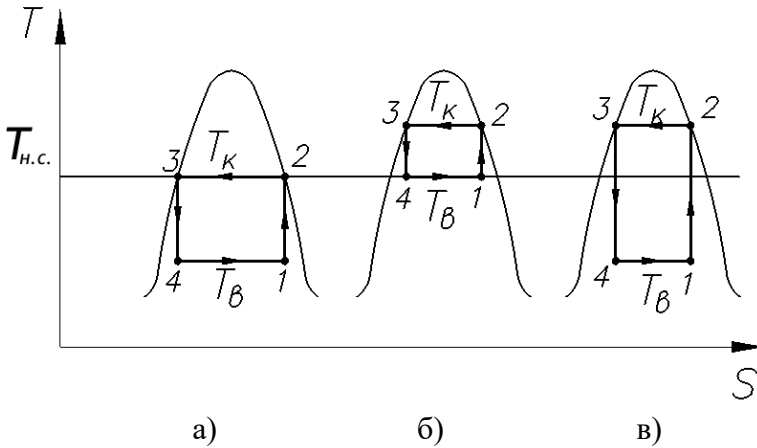


Рисунок 1.2 – Ідеальний цикл підвищувального термотрансформатора в T,s -діаграмі:

- а) холодильної машини;
 - б) теплового насоса;
 - в) комбінованої установки;
- 1, 2, 3, 4 – вузлові точки процесів, складових циклу

На цьому рисунку подано в T, s -діаграмі три варіанти циклу Карно для підвищувальних термотрансформаторів. Їх відмінність полягає в підтриманні різних рівнів температур конденсації T_K і кипіння холодоагента T_B щодо температури навколишнього середовища $T_{н.с.}$.

За варіантом «а», що відповідає режиму холодильної машини, температура кипіння холодоагента у випарнику завжди нижча за температуру навколишнього середовища, а температура конденсації близька до температури навколишнього середовища, тобто $T_B < T_{н.с.}$, $T_K \approx T_{н.с.}$.

Неважко помітити, що термотрансформатор у режимі теплового насоса функціонує з вищими значеннями T_K і T_B , не змінюючи до того ж структури циклу, $T_B \approx T_{н.с.}$; $T_K > T_{н.с.}$. Комбінований варіант «в» свідчить про можливість одночасного «вироблення» тепла і холоду за відповідного підтримання рівнів температур конденсації та кипіння холодоагента.

Функціональна схема парокомпресійного теплового насоса показана на рисунку 1.3, там само зображені процеси в T, s - і p, h -діаграмах.

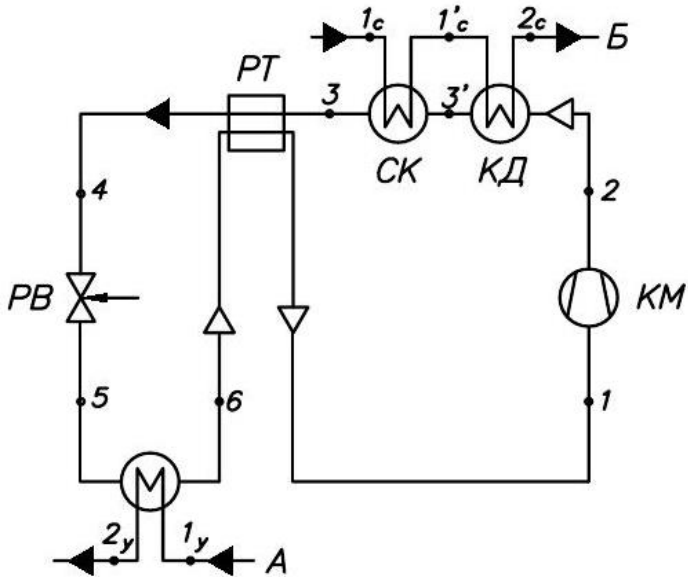


Рисунок 1.3 – Функціональна схема одноступінчастого ПКТН

Потоки: А – утилізоване середовище; Б – середовище споживача теплового навантаження; КМ – компресор; КД – конденсатор; СК – субкулер (переохолоджувач конденсату); В – випарник; РТ – регенеративний теплообмінник; РВ – регулювальний вентиль

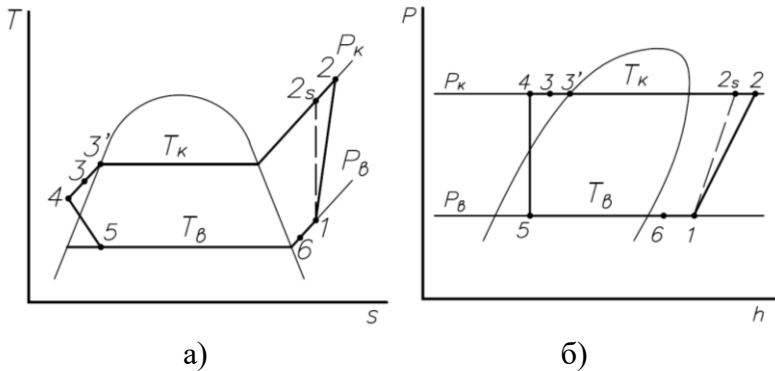


Рисунок 1.4 – Цикл одноступінчастого ПКТН у термодинамічних діаграмах:
 а) процеси у T,s-діаграмі; б) процеси у p,h-діаграмі

На схемі також позначені відповідні стани середовища споживача теплового навантаження: 1_c , $1'_c$, 2_c і утилізованого середовища 1_y , 2_y .

Застосування у схемі теплового насоса субкулера (переохолоджувача конденсату) дозволяє більш повно використовувати тепловий потенціал сконденсованого холодоагенту. Проте за невеликих значень різниці температур виходу і входу середовища споживача ($T_{2n} - T_{1n} < 10^\circ\text{C}$) установка переохолоджувача конденсату не завжди економічно доцільна.

Важливу роль у тепловому насосі виконує регенеративний теплообмінник. Внесення його до схеми, з одного боку, дозволяє зменшити втрати від незворотності у процесі дроселювання, а з іншого – забезпечити гарантоване перегрівання пари перед їх надходженням до всмоктувальної порожнини компресора. За відсутності перегрівання холодоагенту може відбуватися потрапляння його не випаруваної рідкої фази разом із краплями мастила до робочого об'єму компресора. Для машин об'ємного типу

це призводить під час всмоктування до зменшення продуктивності, а при нагнітанні – до гідравлічного удару.

У будь-якому разі зниження температури конденсату перед дроселюванням за рахунок установаження субкулера і регенеративного теплообмінника забезпечує вихід насиченої пари холодоагенту із дросельного пристрою з нижчим ступенем сухості, що є позитивним чинником для роботи випарника із внутрішньотрубним кипінням.

1.3 Енергетичний баланс і коефіцієнт перетворення

Для розгляду енергетичного балансу теплового насоса введемо такі позначення:

\dot{Q}_B – тепловий потік, що відводиться від утилізованого середовища у випарнику;

\dot{Q}_T – теплопродуктивність теплового насоса, що є тепловим потоком, переданим від холодоагенту середовищу споживача в конденсаторі \dot{Q}_{KD} і субкулері

$\dot{Q}_{СК}$ конденсату (якщо він увімкнений за схемою), тобто

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{KD} + \dot{Q}_{СК};$$

N_e – ефективна потужність;

G_U – масова витрата утилізованого середовища;

G_C – масова витрата середовища споживача;

$\dot{Q}_{н.с.}$ – тепловий потік, обумовлений теплообміном між зовнішніми поверхнями устаткування і комунікацій теплового насоса і зовнішнім середовищем (втрати тепла в навколишнє середовище);

\dot{Q}_{KM} – тепловий потік, що відводиться в навколишнє середовище системою охолодження компресора (оболонка, маслоохолоджувач та ін.).

Розглянемо тепловий насос у межах системи, обмеженої контуром «а» (рисунок 1.5).

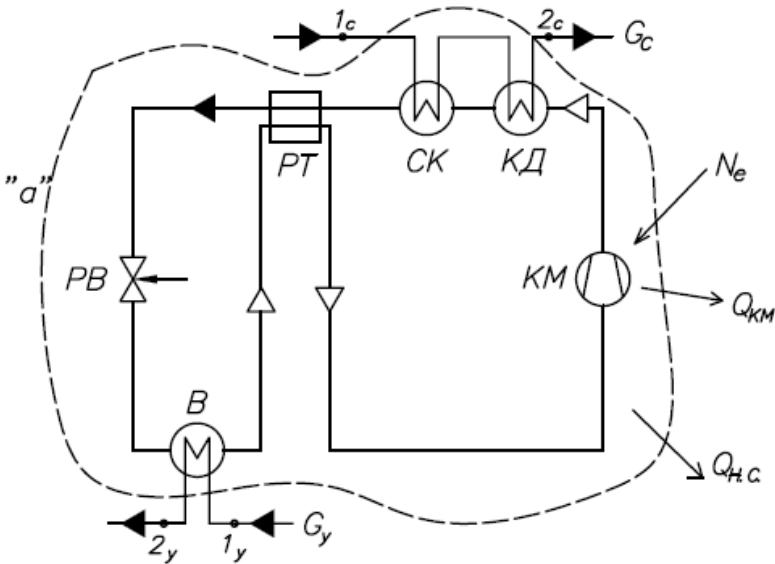


Рисунок 1.5 – Схема енергообміну теплового насоса із зовнішніми системами

Рівняння першого закону термодинаміки для цієї потокової системи запишеться у вигляді:

$$-\dot{Q}_{НС} - \dot{Q}_{КМ} + N_e = G_c (h_{2c} - h_{1c}) + G_y (h_{2y} - h_{1y}). \quad (1.1)$$

Зі свого боку, теплопродуктивність і тепловий потік у випарнику можна виразити через параметри відповідних середовищ

$$\dot{Q}_T = G_c (h_{2c} - h_{1c}), \quad (1.2)$$

$$\dot{Q}_Y = G_Y (h_{1Y} - h_{2Y}). \quad (1.3)$$

Після підстановки одержимо таке рівняння енергетичного балансу:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_B + N_e - \dot{Q}_{KM} - \dot{Q}_{H.C.}. \quad (1.4)$$

Переважно в компресорах для теплових насосів охолодження не передбачається, а величиною $\dot{Q}_{H.C.}$ можна знехтувати, враховуючи тенденцію до комплектації устаткування в теплоізолюваному контейнерному блоці. Отже, рівняння (1.4) набуде найбільш використовуваного вигляду:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_B + N_e, \quad (1.5)$$

або

$$\dot{Q}_{KD} + \dot{Q}_{CK} = \dot{Q}_B + N_e. \quad (1.6)$$

Цей вираз розкриває економічний сенс термотрансформації: тепловий потік, що передається нагрівальному середовищу, складається з низькопотенціальної теплоти поновлюваних або скидних джерел і певної частини енергії в розмірі теплового еквівалента споживаної потужності.

Під час використання в тепловому насосі маслозаповненого гвинтового компресора потік середовища споживача розгалужується на конденсатор із переохолоджувачем і на маслоохолоджувач. У цьому разі компонент \dot{Q}_{KM} у рівнянні 1.4 приєднується до теплових

потоків у конденсаторі $\dot{Q}_{КД}$ і субкулері $\dot{Q}_{СК}$ і балансове рівняння набуває вигляду:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{КД} + \dot{Q}_{СК} + \dot{Q}_{КМ} = \dot{Q}_B + N_e. \quad (1.7)$$

Аналіз рівняння 1.5 свідчить, що теплопродуктивність теплового насоса збільшується із зростанням енерговитрат на привод компресора і, на перший погляд, термодинамічна досконалість компресора не має істотного значення. Проте енергоефективність будь-яких термомеханічних систем вимагає зіставлення корисного ефекту і енергетичних витрат на його реалізацію. Подібним показником для теплового насоса є коефіцієнт перетворення, названий також коефіцієнтом трансформації, що являє собою відношення теплопродуктивності до потужності привода:

$$\varphi_e = \dot{Q}_T / N_e, \quad (1.8)$$

або для електроприводного двигуна

$$\varphi_{el} = \dot{Q}_T / N_{el}.$$

Останнім часом в інформаційних джерелах, присвячених тепловим насосам, все частіше використовують позначення коефіцієнта перетворення в його аббревіатурі англійської транскрипції, введене в [7], а саме COP (Coefficient of Performance), тобто $\varphi = COP$.

Для ідеального циклу теплового насоса коефіцієнт перетворення не залежить від теплофізичних властивостей робочої речовини і визначається рівнянням

$$COP_{id} = \frac{T_K}{(T_K - T_B)}. \quad (1.9)$$

Цей вираз характеризує межу показника енергоефективності теплового насоса за умови підтримання вибраних рівнів температур у конденсаторі та випарнику. Із нього також випливає, що досягнення високих значень коефіцієнта перетворення можливе за наближення температури конденсації до температури кипіння холодоагенту будь-якого вигляду і для теплового насоса будь-якого принципу дії.

Співвідношення між коефіцієнтами перетворення реального та ідеального циклів називають ступенем термодинамічної досконалості теплового насоса $\eta_{ТД}$:

$$\eta_{ТД} = \frac{COP_{el}}{COP_{id}}, \quad (1.10)$$

де COP_{el} – розраховується за величиною електричної потужності приводного двигуна.

Для попереднього оцінювання величини дійсного коефіцієнта перетворення можна використовувати узагальнену напівемпіричну залежність [8]:

$$COP_{el} = 0,74 \frac{T_B}{T_K - T_B} - \left(0,0032 \cdot T_B + 0,765 \frac{T_B}{T_K} \right) + 0,9, \quad (1.11)$$

що базується на рівнянні

$$COP_{el} = \left[COP_{id} + \left(\frac{1}{\eta_{инд}} \right) \right] \cdot \eta_{инд} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{дв}, \quad (1.12)$$

де $\eta_{инд}$, $\eta_{мех}$ – індикаторний і механічний к.к.д. компресора теплового насоса;

$\eta_{дв}$ – к. к. д. приводного двигуна.

Зв'язок між COP_{el} і COP_e спостерігається,
 $COP_{el} = COP_e \cdot \eta_{об}$.

Зв'язок між тепловими потоками середовищ \dot{Q}_T і \dot{Q}_B може бути одержаний із рівнянь (1.5) і (1.8) у вигляді:

$$\frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_T} = \frac{COP_e - 1}{COP_e}. \quad (1.13)$$

1.4 Вибір розрахункових температур циклу

Як випливає з попереднього розділу, енергоефективність теплового насоса в основному залежить від температурних рівнів T_k і T_b .

Зі свого боку, зазначені температури пов'язані з температурами середовищ, що починають теплову взаємодію з холодоагентом у теплому насосі.

З урахуванням недорекуперації під час теплообміну температура кипіння холодоагенту у випарнику обчислюється за залежністю

$$T_{\epsilon} = T_{1y} - \Delta T_{\epsilon} - \Delta T_{\epsilon}^{nr},$$

де T_{1y} – температура утилізованого середовища на вході у випарник;

$\Delta T_{\epsilon} = T_{1y} - T_{2y}$ – температура охолодження утилізованого середовища у випарнику;

$\Delta T_{\epsilon}^{nr} = T_{2y} - T_{\epsilon}$ – різниця температур між утилізованим середовищем на виході з випарника і температурою кипіння холодоагенту, обумовлена недорекуперацією теплоти.

Щодо величини ΔT_g , то її визначення залежить від умов використання утилізованого середовища після випарника. Якщо це середовище є потоком води системи оборотного водопостачання, то в цьому разі температура T_{2y} відома за технологічним регламентом і величина ΔT_g однозначно визначена.

Під час використання за утилізоване середовище рідких або газоподібних речовин із скиданням їх після випарника у природні водоймища або у навколишнє середовище, величина ΔT_g підтримується в межах 3–5 °С, відповідно до забезпечення мінімальних втрат на зовнішню безповоротність за умови теплообміну у випарнику.

Необхідно відзначити, що для теплових насосів більшість фірм-виробників установлюють мінімально-допустимий рівень об'ємних витрат води або розсільної рідини через випарник. У цьому разі величину ΔT_v беруть такою, що дорівнює або менша ніж значення $(\Delta T_v)_{don}$, розраховане за нижченаведеним рівнянням:

$$(\Delta T_g)_{don} = \frac{\dot{Q}_g}{c_y \cdot \rho_y \cdot (\dot{V}_y)_{min}}, \quad (1.14)$$

де \dot{Q}_g – теплове навантаження на випарник;

c_y, ρ_y – теплоємність і щільність утилізованого

середовища за температури T_{1y} ;

$(\dot{V}_y)_{min}$ – мінімально допустимі об'ємні витрати утилізованого середовища через випарник.

Величина ΔT_g^{np} залежить в основному від конструкції випарника і для кожухотрубних апаратів «вода – холодоагент» береться 5 °С. Для випарників

трубчасто-ребристого або пластинчасто-ребристого типу «повітря – холодоагент» – $\Delta T_e^{np} = 8-10$ °С. У будь-якому разі вибір типу випарника повинен мати на меті підтримання мінімуму ΔT_e^{np} , що зрештою приводить до зниження споживаної потужності привода теплового насоса.

Аналогічний підхід використовують і для вибору температури конденсації холодоагенту:

$$T_K = T_{2C} + \Delta T_{КД}^{np}, \quad (1.15)$$

де T_{2C} – температура середовища споживача теплового навантаження на виході з конденсатора теплового насоса. Переважно ця температура задається під час розрахунку або вибору теплового насоса;

$\Delta T_{КД}^{np}$ – недорекуперація в зоні початку конденсації; для рідких середовищ – 5 °С, для газоподібних – 10 °С.

Крім температур кипіння і конденсації, під час розрахунку циклу теплового насоса необхідно вибрати температуру всмоктування у компресор $T_{6c} = T_1$ і температуру переохолодження конденсату T_3 .

Температура всмоктування визначається з урахуванням перегрівання холодоагенту в регенеративному теплообміннику за залежністю

$$T_1 = T_B + \Delta T_{0h} + \Delta T_{PT}^{II}, \quad (1.16)$$

де ΔT_{0h} – перегрівання робочої речовини у випарнику з урахуванням опору всмоктувальної лінії згідно із рис. 1.4

$$\Delta T_{0h} = T_6 - T_B,$$

де $\Delta T_{PT}''$ – перегрівання парової фази робочої речовини у регенеративному теплообміннику.

Під час розрахунків циклу сумарна величина перегрівання пари може бути взята в діапазоні 10–15 °С.

Як бачимо з рисунка 1.3, переохолодження конденсату відбувається поступово в субкулері та регенеративному теплообміннику. На практиці для теплових насосів малої та середньої теплопродуктивності (до $\dot{Q}_T = 100$ кВт) теплообмінну поверхню субкулера конструктивно об'єднують із поверхнею конденсатора, що доволі просто реалізується у разі використання теплообмінних апаратів пластинчастого типу. У будь-якому разі позначений на рисунку 1.4 точкою «3» стан робочої речовини характеризує в термодинамічній діаграмі параметри холодоагенту після закінчення теплообмінного процесу із середовищем грюючого контуру, незалежного від конструктивного рішення приладів конденсації та переохолодження.

Варто зазначити, що за умови використання як робочої речовини зеотропних сумішей гідрофторвуглеців, наприклад R407C, зникає необхідність у встановленні в субкулері або ділянки переохолодження в конденсаторі у зв'язку із зниженням температури робочої речовини у процесі конденсації (прояв температурного глайда у процесах фазових перетворень).

Переохолодження конденсату до регенеративного теплообмінника позначається величиною ΔT_{CU} , що дорівнює

$$\Delta T_{CU} = T_K - T_3. \quad (1.17)$$

Вищезазначену величину використовують як один із показників умов визначення режимних параметрів компресора або машини в цілому.

Зі свого боку, температура переохолодження конденсату T_3 пов'язана з температурою входу нагрівального середовища у вигляді дотримання умови, зумовленої неповнотою теплообміну (рисунок 1.6).

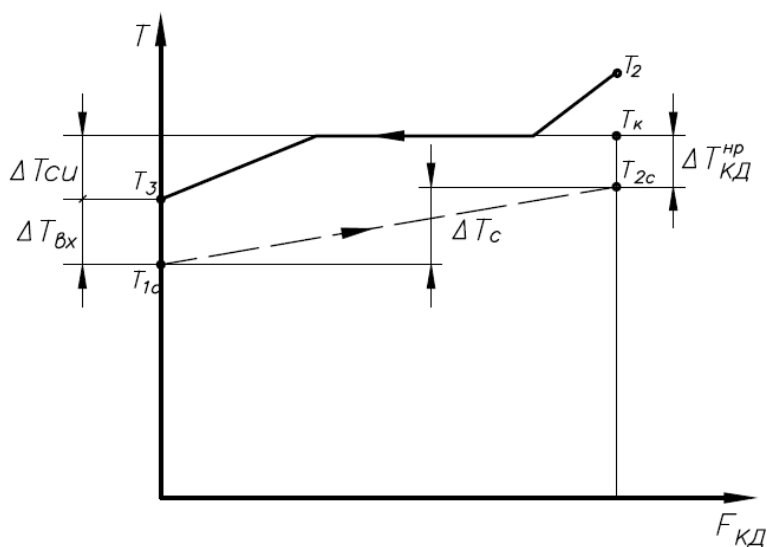


Рисунок 1.6 – Зміна температур середовищ у конденсаторі вздовж поверхні теплообміну (варіант із переохолодженням безпосередньо в конденсаторі):

————— – холодоагент;

- - - - - – нагрівальне середовище.

Необхідно відзначити, що зміну температури від входу T_2 до T_K ураховують за умов розрахунку площі поверхні теплообміну для зони охолодження парової фази до температури T_K .

Розглянемо позначення на рисунку 1.6 різниці температур:

$\Delta T_{KD}^{HP} = T_K - T_{2C}$ – різниця температур конденсації та нагрівального середовища на виході з конденсатора, що зумовлена недорекуперацією теплоти;

$\Delta T_{\infty} = T_3 - T_{1C}$ – різниця температури між холодоагентом і нагрівальним середовищем на вході до конденсатора;

$\Delta T_C = T_{2C} - T_{1C}$ – нагрівання середовища споживача теплового навантаження в тепловому насосі.

Із рисунка 1.7 також впливає нижченаведений зв'язок між різницями температур:

$$\Delta T_{CU} = \Delta T_C + \Delta T_{KD}^{HP} - \Delta T_{BX}. \quad (1.18)$$

За виконання умови $\Delta T_{KD}^{HP} = \Delta T_{BX}$ переохолодження конденсату рівновелике нагріванню середовища споживача теплового навантаження (нагрівання мережевої води):

$$\Delta T_{CU} = \Delta T_C.$$

Зазвичай виробники теплових насосів лімітують витрати нагрівального середовища у гріючому контурі, що, зокрема, призводить до обмеження величини ΔT_C . Максимально допустиме значення нагрівання в цьому разі обчислюється за рівнянням:

$$(\Delta T_C)_{\text{дон}} = \frac{\dot{Q}_T}{c_c \cdot \rho_c \cdot (\dot{V}_c)_{\text{min}}}, \quad (1.19)$$

де \dot{Q}_T – теплопродуктивність теплового насоса у вигляді теплового потоку, що передається середовищу у гріючому контурі;

c_c, ρ_c – щільність і теплоємність нагрівального середовища;

$(\dot{V}_c)_{\min}$ – мінімально допустима об'ємна продуктивність нагрівального середовища у гріючому контурі.

Переохолодження конденсату в регенеративному теплообміннику впливає із теплового балансу між потоком конденсату і зворотним потоком парової фази робочої речовини. У деяких розрахункових програмах необхідно задавати значення температурного к. к. д. регенеративного теплообмінника η_{PT} , що являє собою відношення реального і теоретично можливого перегрівання пари у цьому апараті:

$$\eta_{PT} = \frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6}. \quad (1.20)$$

З урахуванням рівнянь

$$T_6 = T_B + \Delta T_{oh},$$

$$T_3 = T_K + \Delta T_{CU}.$$

Рівняння (1.20) можна розглядати також у вигляді

$$\eta_{PT} = \frac{T_1 - T_B - \Delta T_{oh}}{T_3 - T_B - (\Delta T_{oh} + \Delta T_{CU})}. \quad (1.21)$$

Для реальних циклів теплового насоса значення температурного к. к. д. регенеративного теплообмінника лежить в інтервалі 0,8–0,9.

1.5 Вибір робочих речовин

Вибір робочої речовини (холодоагенту) для теплового насоса парокомпресійного типу базується на відповідності властивостей холодоагенту певною вимогою для двох основних температурних рівнів – T_K і T_B .

Зазначені вимоги полягають у такому:

- тиск у випарнику для вибраного значення температури T_B повинен бути більшим від атмосферного тиску. За умови виникнення вакуумного режиму у всмоктувальній лінії теплового насоса відбуваються надходження до системи повітря і атмосферної вологи, що істотно погіршує роботу устаткування. Вакуумний режим є неприпустимим під час використання як робочої речовини чистих вуглеводнів та їх сумішей;

- тиск конденсації пари холодоагенту за умов нормативів технічної безпеки не повинен перевищувати 25 бар. За умов термодинамічної ефективності бажано підтримувати температуру конденсації не більше ніж 85 % від критичної [8].

Під час вибору холодоагенту враховують також два основні екологічні показники:

- коефіцієнт дії на озоновий шар атмосфери, що позначається надалі ODP (Ozone Depletion Potential), що зазвичай розглядається щодо рівня для R11 або R12;

- коефіцієнт глобального потепління, що позначається GWP (Global Warming Potential), або його модифікацію для холодоагентів HGWP (Halocarbon Global Warming Potential). Для цих коефіцієнтів також зазначається речовина для порівняння, зазвичай діоксид вуглецю CO₂, R11, R12.

Міжнародною організацією із стандартизації (ISO) розроблена спеціальна система позначень холодильних

агентів [8]. Згідно з цією системою речовині, що використовується як холодоагент, присвоюється буква найменування R, або слово Refrigerant, та група цифр певного кодування за кількістю атомів фтору, водню і вуглецю для гідрохлорфторвуглеводів (HCFC), гідрофторвуглеводів (HFC, CFC). Також існують певні позначення для холодоагентів неорганічного походження і різних сумішей.

Із рисунка 1.2 бачимо, що верхній температурний рівень теплових насосів вищий, ніж у холодильних машинах, тому для забезпечення стабільності холодоагенту і невисокого тиску конденсації застосовують в основному високотемпературні холодоагенти, до яких відносять речовини, що мають нормальну температуру кипіння (за тиску 760 мм рт. ст.) вище від -10°C . Проте більшість високотемпературних холодоагентів (R11, R113, R114, R142в, R216) мають у своїй структурі атоми хлору і належать до категорії озоноруйнівальних речовин з обмеженнями щодо їх використання.

У теплових насосах також можливе використання середньотемпературних холодоагентів із нормальною температурою кипіння ($-50\dots-30^{\circ}\text{C}$). Це стосується бівалентних і каскадних теплових насосів і, безумовно, холодильно-теплонасосних установок.

Посилення екологічних вимог до холодоагентів привело до розроблення і випуску нових гідрофторвуглецевих та їх сумішей (SUVA HFC-125, SUVA HFC-134a, HFC-152a, HFC-236fa, HFC-245fa, R407C та ін.). Разом із поширеними гідрохлорфторвуглецями, що тимчасово допустимі за показником ODP (R22, R142в), для теплових насосів можна використовувати нові холодоагенти SUVA HCFC-124, SUVA HCFC-123, HCFC-141в, HCFC-242к.

У таблиці 1.3 наведені показники найбільш прийнятних галоїдних похідних вуглеводнів (фреонів) для теплових насосів.

Таблиця 1.3 – Показники галоїдних похідних вуглеводнів (фреонів)

Позначення холодоагентів за ASHRAE	Критичний параметр		Температура насичення, °C		Екологічний показник		Заміновальний холодоагент
	P _{кр} , бар	T _{кр} , °C	P = 1 бар	P = 16 бар	ODP	$\frac{HGWP}{GWP}$	
R125	39,2	67,7	-48,5	32	0	$\frac{0,84}{3200}$	R22
R22	51,73	96,13	-40,8	42	0,05	$\frac{0,34}{1700}$	–
R134a	40,7	101,0	-26,5	57	0	$\frac{0,28}{1300}$	R12
R124	36,14	122,2	-12,1	78	0,02	$\frac{0,1}{480}$	R11 4
R142в	41,38	136,4 5	-9,8	85	0,02	$\frac{0,1}{-}$	–
R236fa	32,0	124,9 2	-1,44	91	0	$\frac{4,2}{6300}$	R114 R142 в
R123	37,3	184,0	27,9	130	0,02	$\frac{0,02}{90}$	R11

У таблиці 1.3 показники ODP і HGWP взяті щодо R11, показник GWP – щодо CO₂.

Певні переваги серед робочих речовин для теплових насосів мають неазеотропні суміші фреонів, що характеризуються зміною температури у процесах фазових переходів (кипіння та конденсації). Ці переваги

виявляються в можливості підтримання менших різниць температур між середовищами вздовж поверхні теплообміну.

У таблиці 1.4 наведені деякі термодинамічні та екологічні характеристики ряду неазеотропних сумішей фреонів. З огляду на те, що вони мають за тиску 16 бар невисокі значення температури конденсації, їх можна рекомендувати до використання в теплонасосних установках із бівалентним режимом роботи і установках комбінованого типу.

Таблиця 1.4 – Показники групи фреонових сумішей

Позначення холодоагенту за ASHRAE	Компонент			Температура насичення, за P = 100 кПа, °C		Температура насичення, за P = 1600кПа, °C		Екологічний показник	
	масова частка, %			рід.	пар	рід.	пар	ODP CFC-12=1	GWP CO ₂ =1
R401A (SUVA MP-39)	<u>R22</u> 53	<u>R152a</u> 13	<u>R124</u> 53	-33,3	-27	53,9	58,2	0,03	0,973
R401B (SUVA MP-66)	<u>R22</u> 61	<u>R152a</u> 11	<u>R124</u> 28	-34,9	-28,9	51,5	55,6	0,035	1,062
R407C	<u>R32</u> 23	<u>R125</u> 25	<u>R134a</u> 52	-43	-37	37	42	0	1,526
R408A	<u>R22</u> 47	<u>R125</u> 7	<u>R143a</u> 46	-44,5	-44,1	37,9	38,2	0,026	2,649
R409A	<u>R22</u> 60	<u>R142B</u> 15	<u>R124</u> 25	-34	-26	52	57	0,05	1,288

Економічні та екологічні аспекти вибору робочих речовин для холодильної та теплонасосної техніки істотно активізували застосування чистих вуглеводнів та їх сумішей [9 – 12]. Так, наприклад, згідно із [9] використання

в тепловому насосі суміші пропан-бутану замість R22 приводить до підвищення коефіцієнта перетворення на 5–10 %. Великі можливості пов'язують також із застосуванням суміші ізобутану і діоксиду вуглецю [10], а також аміаку із селективними добавками R600a [13].

Наведений у таблицях 1.3, 1.4 потенціал глобального потепління характеризує лише прямий ефект дії холодоагенту. Разом із непрямим ефектом за рахунок емісії парникових газів функціонування теплового насоса використовується еквівалент глобального потепління TEWI (Total Equivalent Warning Impact). Для TEWI є розрахункові залежності [7, 14].

У таблиці 1.5 подані основні термодинамічні характеристики вуглеводнів.

Таблиця 1.5 – Показники чистих вуглеводнів

Назва	Позначення як холодо-агентів	Критичний параметр		Температура насичення		Молекулярна маса
		$P_{кр},$ бар	$T_{кр},$ $^{\circ}C$	$P = 1$ бар	$P = 16$ бар	
Н-пропан	R290	42,69	96,81	-41,97	40	44,1
Ізобутан	R600a	37,4	134,9	-6,2	81	58,12
Н-бутан	R600	37,79	152,01	-0,55	102	58,12
Н-пентан	R4(13)0	33,89	196,62	36,05	145	72,15

Температурний діапазон застосування робочої речовини також обмежується допустимими співвідношеннями тиску конденсації та кипіння:

$$\Delta p = p_K - p_B, \quad \Pi = p_K / p_B. \quad (1.22)$$

Гранична різниця тиску визначає навантаження на робочі елементи компресора, а ступінь підвищення тиску Π впливає на об'ємні й енергетичні коефіцієнти

компресора і роботу, що витрачається. Рівень і характер зміни величин Δp і Π для різних режимів роботи теплового насоса із застосуванням різних холодоагентів наведені в таблиці 1.6.

Таблиця 1.6 – Співвідношення тисків у теплових насосах

T_B	T_K	R22		R134a		R142в		R600		R4(13)0 Н-пентан	
°C	°C	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$
0	55	4	16,7	5,1	12	5,4	6,5	4,8	4,5	7,8	2,1
10		3,2	15	3,6	10,8	3,8	5,9	3,8	4,2	5	1,9
20		2,4	12,6	2,6	9,2	2,7	5	2,8	3,7	3,3	1,7

T_B	T_K	R142в		R600		R600a		Н-пентан		Н-бутан	
°C	°C	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$	$\frac{p_K}{p_B}$	$p_K - p_B$
40	90	3,3	12,4	3,96	11,4	3,3	12,6	3,2	3,6	4	3,6
50		2,5	10,7	2,6	8,1	2,6	11,2	2,3	3	3	3,1
60		2	8,7	2	6,6	2	9,2	1,8	2,4	2,2	2,6

Як бачимо із таблиці 1.6, застосування вуглеводнів як холодоагентів раціонально лише для теплонасосних режимів теплотехнічних установок, де спостерігаються високі однакові як температури конденсації, так і температури кипіння.

1.6 Розрахунок питомих і режимних параметрів циклу

Відповідно до рисунка 1.3 будь-який процес циклу парокompресійного теплового насоса може бути охарактеризований зміною не лише термічних параметрів p , U , T , а й калоричних – h , s . Різниця питомих ентальпій ізобарних процесів є показником зміни питомої енергії та широко використовується під час термодинамічного аналізу термомеханічних систем.

Для розглядуваного циклу питомі параметри визначаються за такими залежностями:

- питомих теплове навантаження на випарник:

$$q_{\text{в}} = h_6 - h_5; \quad (1.23)$$

- питомих теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{\text{кд}} = h_2 - h_{3'}; \quad (1.24)$$

- питомих теплове навантаження на субкулер:

$$q_{\text{ск}} = h_{3'} - h_3; \quad (1.25)$$

- питома теплопродуктивність:

$$q_{\text{т}} = q_{\text{кд}} + q_{\text{ск}} = h_2 - h_3; \quad (1.26)$$

- питомих теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{\text{рт}} = h_1 - h_6; \quad (1.27)$$

– питома ентальпія в положенні 4 визначається з балансового рівняння для регенеративного теплообмінника:

$$\begin{aligned} h_1 - h_6 &= h_3 - h_4, \\ h_4 &= h_3 - (h_1 - h_6); \end{aligned} \quad (1.28)$$

– питома робота рівноважного адіабатного стиснення (за $s = \text{const}$ і $q^{\text{TP}} = 0$):

$$l_s = h_{2s} - h_1, \quad (1.29)$$

де h_{2s} – питома ентальпія холодоагенту в кінці процесу ізоентропного стиснення. Її визначають за діаграмою для точки 2s, що має параметри $p_{2s} = p_k$ і $s_{2s} = s_1$;

q^{TP} – теплота, еквівалентна роботі проти сил внутрішнього тертя.

Визначення параметрів холодоагенту в кінці реального адіабатного стиснення ($q^{\text{TP}} > 0$) вимагає обліку приросту ентропії (Δs^{TP}) за рахунок безповоротності. Одним із поширених методів зазначеного обліку є введення до розрахунку адіабатного к. к. д. η_s :

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (1.30)$$

де h_2 – питома ентальпія холодоагенту в кінці реального адіабатного стиснення.

Для охолоджуваних компресорів приріст ентропії в процесі стиснення зумовлений не лише внутрішньою безповоротністю, а й теплообміном із зовнішніми джерелами. У цьому разі для розрахунку вводять до розгляду більш загальний показник реальності процесу – відносний внутрішній к. к. д. η_{oi} , який для окремого

випадку $s = \text{const}$ і $q^{\text{TP}} = 0$ дорівнює адіабатному, тобто $\eta_{oi} = \eta_s$.

З урахуванням вищезазначеного питома робота реального процесу стиснення на основі енергетичного балансу компресора запишеться у вигляді

$$l = (h_2 - h_1) + q_{\text{ox}}, \quad (1.31)$$

де q_{ox} – питомий тепловий потік, що відводиться від стиснуваного холодоагенту охолоджуваному середовищу у процесі 1–2.

Із рівняння (1.31) впливає вираз для обчислення стану в точці 2:

$$h_2 = h_1 + \frac{l_s}{\eta_s} - q_{\text{ox}}. \quad (1.32)$$

На стадії попереднього розрахунку задається величина η_s в діапазоні 0,7–0,85, а величиною q_{ox} нехтують, тобто $q_{\text{ox}} = 0$.

Надалі, після вибору компресора, виконується повторний розрахунок h_2 і всього циклу з використанням реальних значень індикаторного к. к. д. $\eta_i = \eta_s$, параметрів системи охолодження компресора і газодинамічних опорів.

Для переходу в розрахунок від питомих навантажень до повних необхідно визначити масову витрату холодоагенту в колі циркуляції теплового насоса \dot{m}_a .

Визначення масової витрати холодоагенту залежно від виду режимного параметра, що задається, виконується за рівняннями, зведеними в таблицю 1.7.

Таблиця 1.7 – Рівняння для визначення \dot{m}_a

Режимний параметр, що задається для розрахунку	Рівняння для масової витрати холодоагенту
Теплопродуктивність \dot{Q}_T	$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_T}{q_T}$
Масова витрата середовища споживача G_C	$\dot{m}_a = \frac{G_C \cdot c_c (T_{2c} - T_{1c})}{q_T}$
Тепловий потік від утилізованого середовища $\dot{Q}_y = \dot{Q}_B$	$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_y}{q_B} = \frac{\dot{Q}_B}{q_B}$
Масова витрата утилізованого середовища G_y	$\dot{m}_a = \frac{G_y \cdot c_y (T_{2y} - T_{1y})}{q_B}$
Об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування \dot{V}_1	$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{\vartheta_1}$

У даних рівняннях позначено:

c_c – середня теплоємність середовища споживача в інтервалі температур T_{2c} і T_{1c} ;

c_y – середня теплоємність утилізованого середовища в інтервалі температур T_{1y} і T_{2y} ;

ϑ_1 – питомий об'єм холодоагенту у стані точки 1 (на всмоктуванні в компресор);

Після визначення масової витрати холодоагенту можна знайти решту всіх режимних параметрів теплового насоса. Розглянемо для варіанта із заданою теплопродуктивністю \dot{Q}_T :

– теплове навантаження на випарник:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a q_B; \quad (1.33)$$

– теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{\text{кд}} = \dot{m}_a q_{\text{к}}; \quad (1.34)$$

– теплове навантаження на субкулер:

$$\dot{Q}_{\text{ск}} = \dot{m}_a q_{\text{ск}}; \quad (1.35)$$

– теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$\dot{Q}_{\text{рт}} = \dot{m}_a q_{\text{рт}}; \quad (1.36)$$

– ефективна потужність компресора:

$$N_e = \dot{m}_a \cdot \frac{l_s}{\eta_e}, \quad (1.37)$$

де $\eta_e = \eta_{oi} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{пер}}$ – ефективний к. к. д. компресора, і, зокрема:

η_{oi} – відносний внутрішній к. к. д.;

$\eta_{\text{мех}}$ – механічний к. к. д.;

$\eta_{\text{пер}}$ – к. к. д. передачі між компресором і приводним двигуном;

– споживана потужність приводного двигуна:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{дв}}}, \quad (1.38)$$

де $\eta_{\text{дв}}$ – к. к. д. приводного двигуна;

– споживана потужність електродвигуна:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{е/дв}}}, \quad (1.38a)$$

де $\eta_{\text{е/дв}}$ – к. к. д. приводного двигуна;

– масова витрата нагрівального середовища (середовища споживача):

$$G_c = \frac{\dot{Q}_T}{c_c(T_{2c}-T_{1c})}; \quad (1.39)$$

– об'ємна витрата нагрівального середовища:

$$\dot{V}_n = G_n/\rho_n, \quad (1.40)$$

де ρ_n – щільність нагрівального середовища за температури T_{2c} ;

– масова витрата утилізованого середовища:

$$G_y = \frac{\dot{Q}_n}{c_y(T_{2y}-T_{1y})}; \quad (1.41)$$

– об'ємна витрата утилізованого середовища:

$$\dot{V}_y = G_y/\rho_y, \quad (1.42)$$

де ρ_y – щільність утилізованого середовища за її середньої температури у випарнику;

– об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a \vartheta_1; \quad (1.43)$$

– дійсний коефіцієнт перетворення теплового насоса за ефективною потужністю:

$$\text{COP}_e = \frac{\dot{Q}_T}{N_{\text{пр}}}; \quad (1.44)$$

– дійсний коефіцієнт перетворення теплового насоса за потужністю електродвигуна:

$$\text{COP}_{\text{ел}} = \frac{\dot{Q}_T}{N_{\text{е/дв}}}. \quad (1.44\text{а})$$

За тепловими навантаженнями вибираються або розраховуються теплообмінні апарати, що входять до складу теплового насоса. За значеннями $N_{\text{пр}}$ вибирається приводний двигун, а за об'ємними витратами – насоси, вентилятори і компресори.

Приклад 1.1

Виконати розрахунок питомих і режимних параметрів циклу парокомпресійного теплового насоса для таких умов: $G_y = 10 \text{ т/год}$; утилізоване середовище – вода із $T_{1y} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, середовище споживача – вода опалювальної системи, $T_{1c} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{2c} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, холодоагент R600a (ізобутан), компресор не охолоджуваний.

Рішення

Схема ПКТН і зображення процесів у p,h -діаграмі відповідають рисунку 1.3. На підставі рівнянь (1.13–1.18) визначаємо основні температури: $T_b = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 75 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_4 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$. Після побудови циклу в діаграмі та розрахунків, термічні та калоричні параметри для вузлових точок циклу зведемо в таблицю 1.8.

Таблиця 1.8 – Параметри у вузлових точках ПКТН

Номер точки	p , бар	T , °C	h , кДж/кгК	s , кДж/кК	v , м ³ /кг
1	3,7	35	608	2,38	0,125
2s	12,5	79	668	2,38	
2	12,5	91	683	2,47	
3'	12,5	75	385	1,6	
3	12,5	55	331	1,45	
4	12,5	48	313	1,37	
5	3,7	25	313	1,38	
6	3,7	25	590	2,32	

Для взятого значення $\eta_s = 0,8$ визначаємо h_2 із рівняння (1.32):

$$h_2 = 608 + \frac{668 - 608}{0,8} = 683 \text{ кДж/кг.}$$

Питома ентальпія в точці 4 (рівняння 1.28),

$$h_4 = 331 - (608 - 590) = 313 \text{ кДж/кг.}$$

Використовуємо дані таблиці для визначення питомих параметрів циклу за рівняннями (1.23–1.32):

$$q_B = 590 - 313 = 277 \text{ кДж/кг; } q_{кд} = 683 - 385 = 298 \text{ кДж/кг;}$$

$$q_{ск} = 385 - 331 = 54 \text{ кДж/кг; } q_T = 298 + 54 = 352 \text{ кДж/кг;}$$

$$q_{рт} = 331 - 313 = 18 \text{ кДж/кг; } l_s = 668 - 608 = 60 \text{ кДж/кг;}$$

$$l_{ц} = l_2 = 683 - 608 = 75 \text{ кДж/кг.}$$

За рівнянням із таблиці 1.7 обчислюємо масову витрату холодоагенту (для $T_{2y} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $c_y = 4,174 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$):

$$\dot{m}_a = \frac{10 \cdot 4,174(35 - 30)}{3,6 \cdot 277} = 0,2093 \text{ кг/с.}$$

За рівняннями (1.30–1.41) обчислюємо режимні параметри циклу (для $\eta_e = 0,76$; $\eta_{\text{ос}} = 0,95$; $c_{\text{п}} = 4,181$ кДж/(кг · К); $\rho_n = 983$ кг/м³; $\rho_y = 994,8$ кг/м³).

Отже,

$$\dot{Q}_e = 0,2093 \cdot 277 = 57,972 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_{\text{кд}} = 0,2093 \cdot 298 = 62,367 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_{\text{нк}} = 0,2093 \cdot 54 = 11,301 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_T = 62,367 + 11,301 = 73,668 \text{ кВт},$$

$$N_{\text{пр}} = 16,522/0,95 = 17,392 \text{ кВт},$$

$$N_e = 0,2093 \cdot 60/0,76 = 16,522 \text{ кВт},$$

$$G_n = 73,668/(4,181 \cdot 20) = 0,881 \text{ кг/с} = 3,171 \text{ т/год},$$

$$V_n = 0,881/983 = 0,87 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 3,226 \text{ м}^3/\text{год},$$

$$\dot{V}_y = \frac{10}{3,6 \cdot 994,8} = 2,792 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 10,052 \text{ м}^3/\text{год},$$

$$\dot{V}_1 = 0,2093 \cdot 0,125 = 0,02616 \text{ м}^3/\text{с} = 1,57 \text{ м}^3/\text{хв},$$

$$COP_e = 73,668/16,522 = 4,45,$$

$$COP_{\text{ел}} = 73,668/17,392 = 4,236,$$

$$COP_{\text{іо}} = \frac{348}{348 - 298} = 6,96,$$

$$\eta_{\text{тд}} = 4,236/6,96 = 0,608.$$

1.7 Коефіцієнт використання первинної енергії

Величина коефіцієнта перетворення парокompresорного теплового насоса, $COP_{\text{ТН}}$ або установки $COP_{\text{ТНУ}}$ відображає міру їх корисності, а саме – одержання кількості енергії у формі роботи. Але величина подібного коефіцієнта перетворення не відображає того факту, що витрачена на привод компресора електроенергія

генерується за рахунок згорання викопного палива і підведенням тепла з великими втратами в мережі та його подальшого енергоперетворення. Крім того, передавання електроенергії від теплоелектростанції (ТЕС) по лініях електропередач також супроводжується втратами (рисунки 1.7 і 1.8).

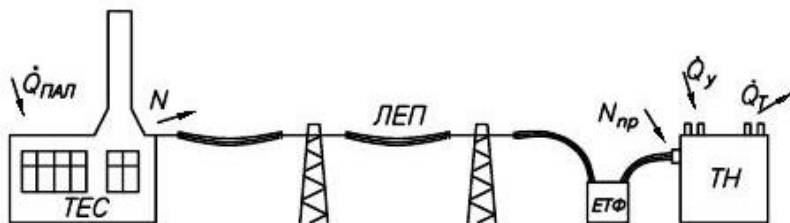


Рисунок 1.7 – Схема електрогенерації для приводу теплового насоса:

ТЕС – теплова електрична станція; *ЛЕП* – лінії електропостачання; *ЕТФ* – електротрансформатор; *ТН* – тепловий насос

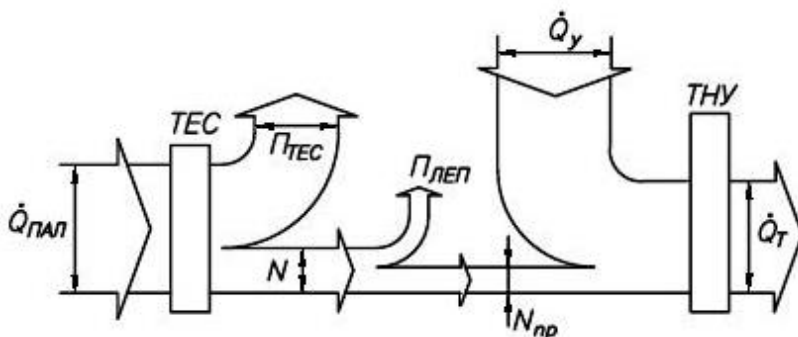


Рисунок 1.8 – Схема електроперетворення для теплонасосної установки

Для теплонасосної теплотрансформації утилізованого потоку теплоти \dot{Q}_y у потік теплоти \dot{Q}_T , що

використовується споживачем, необхідно підвести електричну потужність N_{np} для привода компресорного і насосного устаткування теплонасосної установки (ТНУ). Зокрема, для збереження названої потужності N_{np} необхідна її генерація, наприклад, на теплоелектростанції (ТЕС) за рахунок підведення відповідного потоку теплоти $\dot{Q}_{нал}$ від викопного палива. Вироблений на ТЕС (із втратами $P_{ТЕС}$) потік електроенергії N зменшує своє значення до величини N_{np} за рахунок втрат $P_{ЛЕП}$ у лінії електропередач (враховуючи електротрансформацію).

Подібне уявлення дозволяє ввести до розгляду коефіцієнт перетворення повної мережі від первинного енергоресурсу, що позначається аналогічною [17] величиною COP_{Σ} :

$$COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{ПАЛ}^{EG}}, \quad (1.45)$$

де $\dot{Q}_{ПАЛ}^{EG}$ – тепловий потік, одержуваний під час згоряння викопного палива для системи електрогенерації.

З урахуванням виразу 1.8

$$COP_{\Sigma} = COP_{ТНУ} \cdot \frac{N_{np}^{ТНУ}}{\dot{Q}_{ПАЛ}^{EG}} \quad (1.46)$$

або введення до розгляду відповідних коефіцієнтів перетворення:

$$COP_{TEC} = \frac{N}{Q_{ПАЛ}^{EG}}, \quad (1.47)$$

$$COP_{ЛЕП} = \frac{N_{np}}{N}. \quad (1.48)$$

Одержимо рівняння (1.45) у вигляді:

$$COP_{\Sigma}^{THU} = COP_{THU} \cdot COP_{TEC} \cdot COP_{ЛЕП}. \quad (1.49)$$

Зокрема, коефіцієнти перетворення ТЕС і ЛЕМ характеризуються такими значеннями:

$$COP_{TEC} = 0,3 - 0,35; COP_{ЛЕП} = 0,97 - 0,99.$$

У результаті одержуємо

$$COP_{\Sigma}^{THU} = (0,28 - 0,3) \cdot COP_{THU}. \quad (1.50)$$

Як впливає із рівняння (1.49), за досягнення величин $COP_{THU} > 3,5$ значення, $COP_{\Sigma}^{THU} > 1$, що є межею для теплогенераторів (котлів, котельних установок) будь-якого типу.

Для реалізованих систем опалення і теплового водопостачання коефіцієнт перетворення COP_{Σ} розміщений у межах величин, що дорівнюють 1,2–1,5.

Використання COP_{Σ} дозволяє порівнювати між собою теплові насоси різного типу, а також порівнювати системи теплопостачання на базі теплогенерації та термотрансформації.

Використовуючи коефіцієнт перетворення первинної енергії, можна одержати залежність для економії кількості палива у разі заміни теплогенератора на теплонасосну установку.

Для твердого і рідкого палива можна записати, кг/с,

$$\Delta G_{\text{ПАЛ}} = \frac{\dot{Q}_T}{\alpha_{\text{ПАЛ}} \cdot Q_B^P} \cdot \frac{COP_{\Sigma}^{\text{ТНУ}} - COP_{\Sigma}^{\text{ТГ}}}{COP_{\Sigma}^{\text{ТНУ}} \cdot COP_{\Sigma}^{\text{ТГ}}}. \quad (1.51)$$

Для газоподібного палива, кг/с,

$$\Delta \dot{V}_{\text{ГАЗ}} = \frac{\dot{Q}_T}{\alpha_{\text{ГАЗ}} \cdot Q_H^C} \cdot \frac{COP_{\Sigma}^{\text{ТНУ}} - COP_{\Sigma}^{\text{ТГ}}}{COP_{\Sigma}^{\text{ТНУ}} \cdot COP_{\Sigma}^{\text{ТГ}}}. \quad (1.52)$$

У рівняннях позначено:

$\Delta G_{\text{ПАЛ}}$ – різниця масових витрат твердого або рідкого палива, що спалюється в теплогенераторі та на ТЕС для передавання споживачу теплового потоку \dot{Q}_T ;

$\Delta \dot{V}_{\text{ГАЗ}}$ – різниця об’ємних витрат газоподібного палива для теплогенератора і системи ТЕС – ТНУ;

$\alpha_{\text{ПАЛ}}$, $\alpha_{\text{ГАЗ}}$ – кореляційні коефіцієнти між ексергією та теплотою згорання палива.

Під час розрахунку рекомендуємо брати для твердого палива $\alpha_{\text{ПАЛ}} = 1,07$, рідкого палива $\alpha_{\text{ПАЛ}} = 0,975$; газоподібного палива $\alpha_{\text{ГАЗ}} = 0,95$;

Q_B^P – вища теплотворна здатність твердого або рідкого палива, узята за робочою масою;

Q_H^C – нижча теплота згорання газоподібного палива, узята за сухою масою;

$COP_{\Sigma}^{\text{ТГ}}$ – коефіцієнт перетворення теплогенератора, що зазвичай подається як к. к. д. теплогенератора.

Із загальних позицій ексергетичних перетворень маємо:

– для твердого або рідкого палива

$$COP_{\Sigma}^{TG} = \frac{\dot{Q}_T}{\alpha_{ПАЛ} \cdot \dot{Q}_B^P \cdot G_{ПАЛ}} ; \quad (1.53)$$

– газоподібного палива

$$COP_{\Sigma}^{TG} = \frac{\dot{Q}_T}{\alpha_{ГАЗ} \cdot \dot{Q}_H^C \cdot \Delta \dot{V}_{ГАЗ}} . \quad (1.54)$$

Значення витрат $G_{ПАЛ}$ або $\Delta \dot{V}_{ГАЗ}$ для забезпечення теплопродуктивності \dot{Q}_T наводиться в технічному регламенті на теплогенератор будь-якого виду. Там само зазначаються розрахункові величини теплоти згорання відповідного паливного енергоресурсу.

1.8 Ексергетичні показники енергоефективності

Термодинамічна ефективність термомеханічних систем, зокрема і систем, пов'язаних із використанням ВЕР, оцінюється величиною втрат енергії від зовнішньої і внутрішньої безповоротності. Широко використовується для цих цілей ентропійний метод термодинамічного аналізу, що дозволяє обчислити зазначені втрати за величиною приросту ентропії.

Під час використання ексергетичного методу термодинамічного аналізу зазначені втрати дорівнюють і різниці ексергії за вхідними і вихідними умовами стану системи. Практична перевага ексергетичного підходу полягає в тому, що обчислюване зменшення ексергії подає відразу значення втрат перетворюваної енергії та дозволяє зіставляти їх з підведеною кількістю цієї перетворюваної енергії, тобто набувати абсолютного і відносного значень втрат.

Для оцінювання досконалості процесу або установки в техніці широко використовується поняття коефіцієнта корисної дії, що дозволяє однією єдиною величиною охарактеризувати досконалість перетворення енергії.

Можливість правильного оцінювання надають вирази, складені з термодинамічно рівноцінних величин, тобто лише з ексергії. Зазвичай такий к. к. д. (ексергетичний) набуває в ідеальному разі оборотного процесу значення, що дорівнює одиниці. За відхиленням від цього граничного значення можна робити висновок про втрати, що можна було б знизити або зовсім усунути через досконаліше проведення процесу або поліпшення конструкції установки.

На відміну від численних публікацій, в яких поняття ексергетичного к. к. д. інтерпретується у працях Я. Шаргута і В. М. Бродяньського [15, 16], у цьому посібнику використовуються формулювання і термінологія, запропоновані М. Мораном, Д. Тсатсаронісом, А. Бежаном та іншими сучасними представниками світової ексергетичної школи [7, 17 – 19].

Під час проведення ексергетичного аналізу на рівні компонентів системи сформовані нові поняття, замість понять *вхідний* і *вихідний* ексергетичні потоки, а саме – «паливо» (англ. – *fuel*) і «продукт» (англ. – *product*).

До поняття ексергії палива для k -го елемента системи ($E_{F,k}$) входять:

- ексергія всіх перериваних потоків на вході до цього елемента, а ураховуючи ексергію енергетичного потоку, спожиту в цьому елементі;

- усі зменшення ексергії між входом і виходом для безперервних ексергетичних потоків;

- усі збільшення ексергії між вхідними і вихідними потоками, що не відповідають цілям цього елемента.

До поняття ексергії продукту ($E_{P,k}$) входять:

– ексергія всіх потоків, вихідних із цього елемента, враховуючи ексергію енергетичного потоку, вироблену в цьому елементі;

– усі збільшення ексергії між входом і виходом для безперервних енергетичних потоків, що забезпечують цільове призначення елемента.

Поняття «паливо» і «продукт» можуть бути поширені і для системи в цілому ($E_{F,tot}, E_{P,tot}$).

На базі цих понять сформульовані такі основні критерії під час проведення ексергетичного аналізу для довільного (k-го) елемента системи:

– ексергетичний баланс k-го елемента:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} + E_{L,k}; \quad (1.55)$$

– абсолютна деструкція ексергії (англ. – *exergy destruction*) як функція від термодинамічної недосконалості процесу

$$E_{D,k} = T_{H.C.} \cdot \Delta S_k; \quad (1.56)$$

– абсолютні втрати ексергії (англ. – *exergy losses*) $E_{L,k}$, що виникають під час зовнішнього контакту елемента системи з навколишнім середовищем (неадіабатність умов у разі теплообміну та ін.);

– головний критерій, що замінює термін ексергетичного к. к. д. – ексергетична ефективність:

$$\varepsilon_k = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}} \quad (1.57)$$

або з урахуванням балансового рівняння (1.55)

$$\varepsilon_k = 1 - \frac{E_{D,k} + E_{L,k}}{E_{F,k}}. \quad (1.58)$$

На рисунку 1.9 подані схеми ексергетичних перетворень для теплового насоса і теплонасосної установки відповідно до методології, наведеної вище.

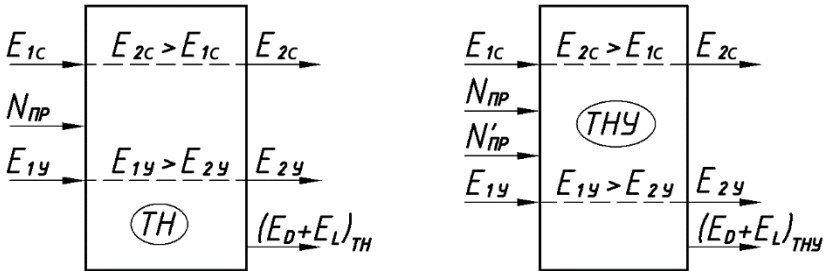


Рисунок 1.9 – Схеми ексергетичних перетворень для теплового насоса і теплонасосної установки парокompресійного типу

У межах контуру теплового насоса (рисунок 1.10) ексергетичні критерії записуються такими рівняннями:

– ексергія потоку палива:

$$(E_F)_{ТН} = N_{np} + (E_{1y} - E_{2y}); \quad (1.59)$$

– ексергія потоку продукту:

$$(E_P)_{ТН} = E_{2c} - E_{1c}; \quad (1.60)$$

– ексергетична ефективність:

$$\varepsilon_{ТН} = \frac{(E_P)_{ТН}}{(E_F)_{ТН}} = \frac{E_{2c} - E_{1c}}{N_{np} + (E_{1y} - E_{2y})}; \quad (1.61)$$

– ексергія потоку деструкції та втрат:

$$(E_D + E_L)_{TH} = (E_F)_{TH} - (E_P)_{TH}. \quad (1.62)$$

Для теплонасосної установки на вході до системи спостерігається ексергетичний потік N'_{np} , що враховує споживання механічної роботи на привід устаткування для переміщення утилізованого середовища і середовища споживача (насоси, вентилятори). Відповідні рівняння для розрахунку ексергетичних критеріїв ТНУ записуються в такому вигляді:

– ексергія потоку палива:

$$(E_F)_{THV} = N_{np} + N'_{np} + (E_{1y} - E_{2y}); \quad (1.63)$$

– ексергія потоку продукту:

$$(E_P)_{THV} = E_{2C} - E_{1C}; \quad (1.64)$$

– ексергетична ефективність:

$$\varepsilon_{TH} = \frac{(E_P)_{TH}}{(E_F)_{TH}} = \frac{E_{2C} - E_{1C}}{N_{np} + N'_{np} + (E_{1y} - E_{2y})}; \quad (1.65)$$

– ексергія потоку деструкції та втрат:

$$(E_D + E_L)_{THV} = (E_F)_{THV} - (E_P)_{THV}. \quad (1.66)$$

За умов, якщо потік утилізованого середовища на виході з випарника теплового насоса надалі скидається до параметрів навколишнього середовища, величину E_{2y} можна віднести до деструкції та втрат ексергії. У цьому разі рівняння (1.66) набуває вигляду:

$$\varepsilon_{TH} = \frac{E_{2C} - E_{1C}}{N_{np} + E_{1y}}. \quad (1.67)$$

Якщо параметри утилізованого середовища на вході до випарника близькі або такі, що дорівнюють параметрам навколишнього середовища ($T_{1У} = T_{Н.С.}$ і $P_{1У} = P_{Н.С.}$), рівняння для $\varepsilon_{ТН}$ ще більш спрощується:

$$\varepsilon_{ТН} = \frac{E_{2С} - E_{1С}}{N_{пр}}. \quad (1.68)$$

Використовуючи зв'язок між потужністю і тепловиробництвом теплового насоса, рівняння (1.68) можна записати у вигляді:

$$\varepsilon_{ТН} = COP \cdot \frac{e_{2С} - e_{1С}}{h_{2С} - h_{1С}}. \quad (1.69)$$

Виражаючи питомі ексергії та питомі ентальпії для середовища споживача через термічні параметри, рівняння (1.68) набуває вигляду:

$$\varepsilon_{ТН} = COP \cdot \Omega_{П}, \quad (1.70)$$

де $\Omega_{П}$ – температурна функція середовища споживача, що розраховується за такими залежностями:

– для потоку нестискуваної рідини:

$$\Omega_{С} = \Omega_{f} = 1 - \frac{c_{С} T_{Н.С.} \ln \frac{T_{2С}}{T_{1С}}}{c_{С} (T_{2С} - T_{1С}) + \frac{P_{2С} - P_{1С}}{\rho_{С}}}; \quad (1.70a)$$

– для потоку ідеального газу:

$$\Omega_C = \Omega_g = 1 - \frac{T_{H.C.} \ln \frac{T_{2C}}{T_{1C}} - \frac{k-1}{k} \ln \frac{P_{2C}}{P_{1C}}}{T_{2C} - T_{1C}}. \quad (1.70б)$$

де C_C , ρ_C – питома теплоємність і щільність середовища споживача в інтервалі температур T_{1C} і T_{2C} ;
 k – показник адіабати газу або газової суміші.

З урахуванням залежності для $COP = f(T_B, T_K)$ ексергетична ефективність теплового насоса визначається трьома температурними рівнями T_{1V} , T_{1C} і T_{2C} , нехтуючи гідравлічним опором середовища споживача в конденсаторі та переохолоджувачі конденсату.

1.9 Режимні характеристики теплового насоса

Природні джерела низькопотенціальної теплоти характеризуються температурною нестаціонарністю, зумовленою добовими і сезонними змінами сонячної радіації. Якщо коливання температури ґрунтів і ґрунтових вод на глибині більше ніж 10 метрів упродовж року незначне, то у разі використання атмосферного повітря як утилізованого середовища спостерігаються зміни рівня температури на вході до випарника, T_{1V} .

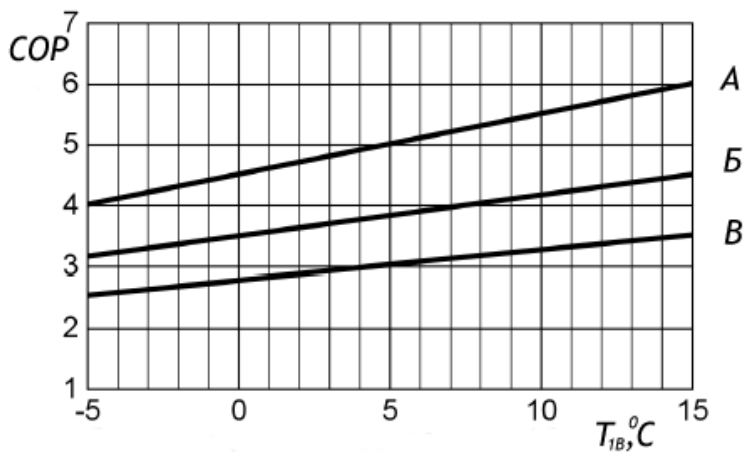
Як впливає з моделі розрахунку питомих і повних навантажень теплового насоса, зміна температури T_{1V} призводить до зміни всіх параметрів циклу. Аналітично вплив на режимні параметри теплового насоса і перехід до інших температур середовища, що нагрівається, T_{2C} .

Наведена в розділі 1.6 методика розрахунку питомих і режимних параметрів циклу дозволяє для будь-якого поєднання температур T_{1V} і T_{2C} визначити зазначені параметри.

Більшість виробників теплових насосів у своїх каталогах наводять графічні дані за режимними параметрам, одержаними на основі експериментальних даних для дослідних зразків теплових насосів. Як робочі (режимні) характеристики пропонують такі графічні залежності:

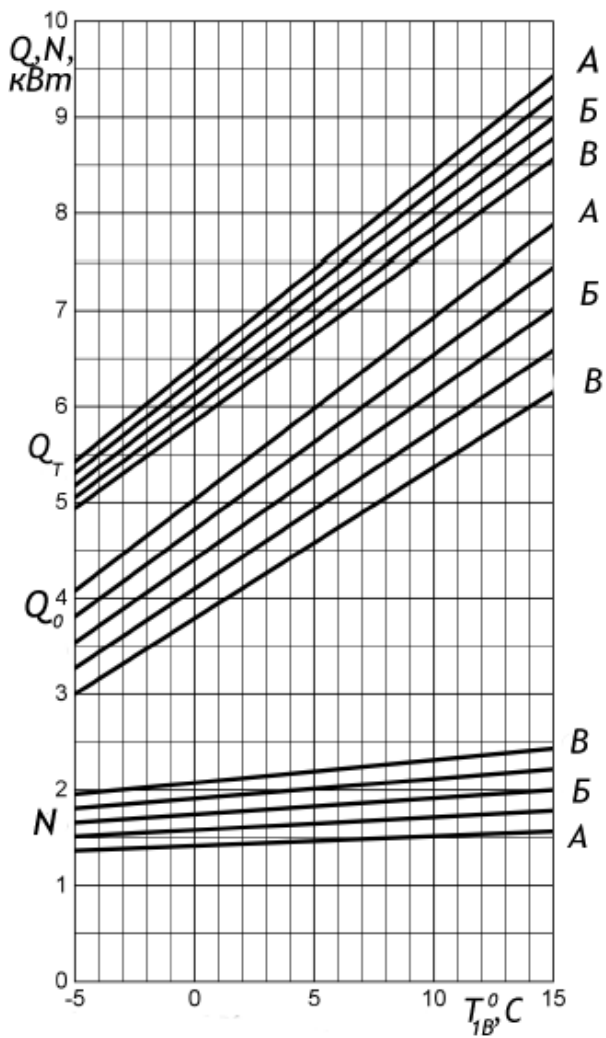
- теплопродуктивність $\dot{Q}_T = f(T_{1V}, T_{2C})$;
- теплове навантаження на випарник (холодопродуктивність) $\dot{Q}_B = f(T_{1V}, T_{2C})$;
- споживану потужність привода компресора $N_{IP} = f(T_{1V}, T_{2C})$;
- коефіцієнт перетворення теплового насоса $COP_{TH} = f(T_{1V}, T_{2C})$.

Як приклад на рисунках 1.10 а, б наведені робочі характеристики теплового насоса Vitocal 300 (одноступеневого) фірми VISSMANN типу BW106 (1.10а – залежність COP від температури, 1.10 б – залежність теплової й електричної потужності та холодопродуктивності від температури).



а)

Рисунок 1.10 – Робочі характеристики теплового насоса Vitocal 300 типу BW 106



б)

Рисунок 1.10, аркуш 2

На рисунку позначені температури нагрівального середовища: А – 35 °С; Б – 45 °С; В – 55 °С.

Контрольні запитання до розділу 1

1 Сформулюйте термодинамічну спільність і відмінність між холодильною машиною і тепловим насосом.

2 Проаналізуйте, як вплинуть на величину коефіцієнта перетворення такі зміни температурного режиму роботи теплового насоса:

- а) зниження температури кипіння;
- б) підвищення температури конденсації;
- в) одночасне підвищення на однакову величину температур кипіння і конденсації.

3 Чому ідеальний цикл Карно для теплового насоса не здійснений на практиці?

4 Сформулюйте причини включення до схеми теплового насоса таких апаратів:

- а) переохолоджувача конденсату;
- б) регенеративного теплообмінника.

5 Дайте класифікацію таких робочих речовин:

- а) R-134a; б) R-142в; в) R-401A; г) R-600a.

6. Що таке неазеотропна суміш? Наведіть приклади.

7 Чому питомі теплові навантаження на компоненти теплового насоса обчислюються як різниці питомих ентальпій?

8 З'ясуйте необхідність обліку теплового потоку, що відводиться у процесі стиснення у гвинтовому компресорі маслозатопленого типу.

9 Наведіть алгоритм розрахунку масової витрати холодоагенту під час завдання таких режимних параметрів:

- а) теплопродуктивності;
- б) об'ємної витрати середовища споживача;
- в) теплового навантаження на випарник;
- г) масової витрати утилізованого середовища;
- д) об'ємної продуктивності компресора за умовами всмоктування.

10 Визначте ексергетичну ефективність теплового насоса типу «повітря – повітря» за таких умов:

$T_{1У} = 300 \text{ К}$; $T_{1П} = 288 \text{ К}$; $T_{2П} = 323 \text{ К}$; $T_{Н.С} = 273 \text{ К}$.

Список літератури до розділу 1

1. Тепловые насосы / В. С. Мартыновский. – Москва : Госэнергоиздат, 1955. – 191 с.

2. Рей Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл. – Москва : Энергоиздат, 1982. – 224 с.

3. Янтовский Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовалов. – Москва : Энергоиздат, 1982.

4. Хайнрих Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, Х. Найорк, В. Нестлер. – Москва : Стройиздат, 1985. – 351 с.

5. Ломовцев П. Б. Моделирование работы одноступенчатого парокомпрессионного термотрансформатора на R134a / П. Б. Ломовцев // Холодильная техника и технология. – 2004. – № 1 (87). – С. 37–40.

6. Геллер С. Тепловые насосы: комплексный подход / С. Геллер // Насосы & оборудование. – Киев. – 2007. – № 1 (42). – С. 41–43.

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

8. Теплофизические основы получения искусственного холода : справочник / под ред. А. В. Быкова. – Москва : Пищевая промышленность, 1980. – 231 с.

9. Шевель В. И. Работа компрессоров серийного исполнения на смеси пропан–бутан в теплонасосном режиме работы // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке : XIII Международная научно-техническая

конференция по компрессоростроению. – Сумы : СумГУ, 2004. – С. 239–244.

10. Арсеньев В. М. К вопросу использования углеводородов и их смесей для тепловых насосов парокомпрессионного типа / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук // Сборник научных трудов 4-й Международной научно-технической конференции. – Одесса : ОГАХ. – 2005. – С. 81–82.

11. Матлак А. В. Изобутан и диоксид углерода – смесь хладагентов / А. В. Матлак, В. Д. Мельников // Сборник научных трудов 4-й Международной научно-технической конференции. – Одесса : ОГАХ, 2005. – С. 85–86.

12. Хмельнюк М. Г. Исследование смесей диоксида углерода с углеводородами в качестве рабочих сред малых холодильных машин / М. Г. Хмельнюк, Е. Н. Корба // Сборник научных трудов 4-й Международной научно-технической конференции. – Одесса : ОГАХ, 2005. – С. 94–95.

13. Термодинамическая эффективность парокомпрессионных циклов, работающих на бинарной смеси R717 (NH₃) – RC318 (C₄F₈) / С. В. Артеменко, В. А. Чепуренко, Е. Н. Корба, М. Г. Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса : ОДАХ, 2008. – № 1 (111). – С. 15–22.

14. Лавренченко Г. К. Энергоэкологическая эффективность агрегированных холодильных машин / Г. К. Лавренченко, И. В. Волобуев, А. В. Копытин // Холодильна техніка і технологія. – Одеса : ОДАХ, 2001. – № 1 (70). – С. 9–12.

15. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – Москва : Энергия, 1973. – 296 с.

16. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – Москва : Энергия, 1968.

17. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Д. Тсатсаронис. – Одесса : Негоциант, 2002. – 152 с.

18. Morosuk T. Exergy-based methods for design and optimization of energy conversion systems / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Сталый розвиток і штучний холод : збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон : Д. С. Гринь, 2012. – С. 132–141.

19. Арсеньев В. М. Теплонаносна технологія енергозбереження : навчальний посібник / В. М. Арсеньев. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.

РОЗДІЛ 2 ТЕРМОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ

2.1 Загальна характеристика

Згідно із 2-м законом термодинаміки термотрансформація в теплових насосах будь-якого типу вимагає витрат компенсаційного, енергетичного потоку. Якщо таким потоком є тепловий потік джерела з більш високим температурним рівнем, ніж температурний рівень нагрівального середовища для споживача, то подібні теплові насоси зазвичай заведено класифікувати як **тепловикористовувальні**.

У принципі, якщо вилучити малу частку гідро- і вітроенергетики в загальному обсязі виробництва електроенергетики, то будь-який тепловий насос можна розглядати як тепловикористовувальний із показником COP_{Σ} . Цей коефіцієнт перетворення дозволяє порівнювати енергоефективності теплових насосів і холодильних машин для різних схемних рішень і видів енергії, що витрачається, як у моноенергетичному споживанні, так і в гібридному.

У теплових насосах незалежно від виду витраченого енергоресурсу повинне бути реалізоване підвищення тиску робочої речовини (холодоагенту) для термотрансформації теплоти низькопотенціального джерела. Зазначене підвищення тиску забезпечується таким способом:

- механічного або струминного енергетичного перетворення в політропний процес парової (газової) фази;
- реалізації насосного режиму рідкої фази із суміщенням поглинально-роздільного процесу зміни агрегатного стану робочої речовини.

У першому випадку теплота забезпечує компресію парової фази за рахунок вироблення її механічного еквівалента теплового двигуна, поєднаного з компресором,

або в компресорних порожнинах машин, що працюють за циклом Стирлінга.

У другому випадку теплота витрачається на випаровування або десорбцію парової фази з рідини, на підвищення тиску, витраченого в незначній кількості на технічну роботу для привода насоса. Якщо як привод застосовують електродвигун, то в кінцевому результаті така термотрансформація також заснована на теплоспоживанні.

На підставі концептуальної відмінності енергоперетворення високопотенціальної теплоти для термотрансформації низькопотенціальної теплоти пропонується класифікувати тепловикористовувальні теплові насоси як термокомпресійні за нижченаведеною схемою, поданою в таблиці 2.1 [1].

Таблиця 2.1 – Класифікація ТКТН

Класифікаційний чинник	Термокомпресійні теплові насоси (ТКТН)							
	механічна		струменева		хімічна			
Схемно-циклові рішення	Суміщення і Планка Цюгнікова	Ренкіна – Чистякова	Суміщення і Філіпса	Стірлінга	Зовнішня генерація робочої пари для ежектора	Релаксаційне пароутворення в ежекторі	Суміщення процесів абсорбції та десорбції (абсорбційний ТН)	Суміщення процесів адсорбції: десорбції (адсорбційний ТН)
Основне обладнання	Агрегат «турбіна – компресор»	«турбіна – компресор»	Комбінація «поршень – витіскувач»	Пароструминний ежектор	Струминний термокомпресорний модуль (СТК-модуль)	Агрегат тепло-масообмінних компонентів	Абсорбційно-десорбційний модуль (реактор)	
Робоча речовина	HFC – і HC – типу H_2O + NH_3 ; CO_2	повітря азот; CO_2 гелій	HFC – і HC – типу, H_2O	HFC –, HC – типу; CO_2 , H_2O , H_2O + NH_3	$LiBr$ + H_2O	H_2O + +цеоліт		

Ця таблиця не відображає різноманітні схемно-циклові вирішення та особливості використання різних робочих речовин. У подальших розділах наведені основні

схеми термокомпресійних теплових насосів і розрахунки параметрів використовуваних циклів. Зважаючи на пріоритет за енергоефективністю абсорбційних теплових насосів порівняно з іншими ТКТН, вони розглядаються в окремому розділі.

2.2 Теплові насоси з механічною термокомпресією

2.2.1 Цикл Чистякова – Плотнікова

Схема циклу для теплонасосного режиму цього термотрансформатора принципово не відрізняється від схеми для холодильної машини. На рисунку 2.1 наведена розглянута схема.

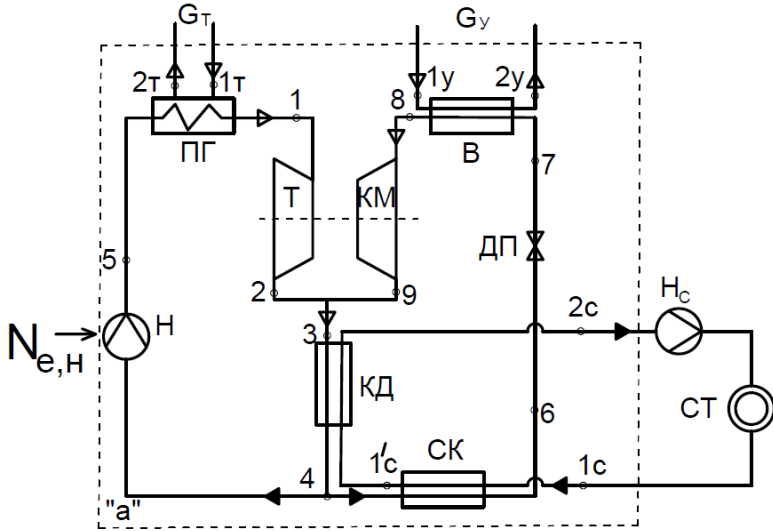


Рисунок 2.1 – Принципова схема теплового насоса

Відповідно до схеми робоча речовина здійснює прямий цикл теплового двигуна в такій послідовності: парогенератор (ПГ), турбіна (Т), конденсатор (КД),

насос (Н). Технічна робота турбіни витрачається на привод компресора (КМ) у зворотному циклі. Після компресора потік робочої речовини конденсується в загальному конденсаторі та переохолоджується в субкулері (СК). Далі після дроселювання в дросельному пристрої (ДП) робоча речовина надходить у випарник (В) і у вигляді парової фази проходить на всмоктування до компресора.

Пароутворення за тиску P_T відбувається за рахунок теплообміну із зовнішнім теплоносієм, що характеризується масовою витратою G_T і параметрами в станах входу і виходу, точки 1_T, 2_T.

Відведення теплоти конденсації реалізується за рахунок циркуляції через конденсатор середовища, що нагрівається для споживача в системі теплопостачання (СТ) із масовою витратою G_C параметрами в станах 1_C, 2_C. Необхідно відзначити головну перевагу розглянутого теплового насоса: вона полягає в тому, що для споживача використовується сумарна теплота конденсації прямого і зворотного циклів.

Низькопотенціальний тепловий потік від середовища, що утилізується з масовою витратою G_Y і параметрами в станах 1_Y, 2_Y, витрачається на пароутворення рідкої фази робочої речовини у випарнику за тиску P_B .

Зображення процесів складових циклу у T, s - та P, h -діаграмах подано на рисунку 2.2.

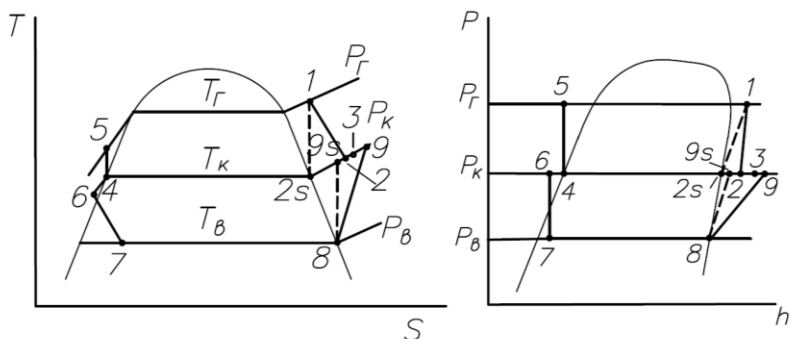


Рисунок 2.2 – Цикл Чистякова – Плотнікова для теплового насоса

Стан робочої речовини перед конденсатором у точці 3 характеризується рівнянням змішування

$$\dot{m}_T h_2 + \dot{m}_K h_9 = (\dot{m}_T + \dot{m}_K) h_3, \quad (2.1)$$

де \dot{m}_T, \dot{m}_K – масові витрати робочої речовини через турбіну і компресор відповідно.

Відношення цих масових витрат називають кратністю циркуляції:

$$a = \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_K}. \quad (2.2)$$

З урахуванням кратності циркуляції рівняння 2.1 набуває вигляду:

$$h_3 = (h_9 + a h_2) / (1 + a). \quad (2.3)$$

Для визначення кратності циркуляції використовують рівняння балансу потужності агрегата «турбіна – компресор» у вигляді:

$$N_K = N_T \eta_{\text{мех}}, \quad (2.4)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний к. к. д. агрегата.

Зокрема, для N_K та N_T можна записати

$$\begin{aligned} N_K &= \dot{m}_K l_{S,K} / \eta_{S,K}, \\ N_T &= \dot{m}_T l_{S,T} \eta_{S,T}, \end{aligned} \quad (2.5)$$

звідси одержуємо

$$a = \frac{l_{S,K}}{l_{S,T} \eta_{S,T} \eta_{S,K} \eta_{\text{мех}}}, \quad (2.6)$$

де $l_{S,K}$ та $l_{S,T}$ – питомі адіабатні роботи компресора і турбіни;

$\eta_{S,T}$ та $\eta_{S,K}$ – адіабатні к. к. д.

З урахуванням виразів

$$\begin{aligned} l_{S,K} &= h_{9S} - h_8, \\ l_{S,T} &= h_1 - h_{2S}, \end{aligned}$$

коефіцієнт циркуляції набуває вигляду:

$$a = \frac{h_{9S} - h_8}{(h_1 - h_{2S}) \eta_{S,T} \eta_{S,K} \eta_{\text{мех}}}. \quad (2.7)$$

Якщо у схемі передбачається установлення субкулера, то теплопродуктивність теплового насоса записується у вигляді:

$$\dot{Q}_{\text{ТН}} = (\dot{m}_T + \dot{m}_K)(h_3 - h_6) \quad (2.8)$$

або

$$\dot{Q}_{\text{ТН}} = \dot{m}_K (1 + a)(h_3 - h_6). \quad (2.9)$$

Під час розрахунку теплового насоса з цього циклу необхідна теплопродуктивність зазвичай задається як вихідні дані. У цьому разі рівняння (2.9) дозволяє визначити масову витрату робочої речовини через компресор і відповідно через інші елементи зворотного циклу:

$$\dot{m}_K = \frac{\dot{Q}_{\text{ТН}}}{(1+a)(h_3 - h_6)}. \quad (2.10)$$

Питомі та повні навантаження на теплообмінне обладнання становлять:

- випарник: $q_B = h_8 - h_7$; $\dot{Q}_B = \dot{m}_K q_B$;
- субкулер: $q_{СК} = h_4 - h_6$; $\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_K q_{СК}$;
- конденсатор: $q_{КД} = (1 + a)(h_3 - h_4)$;

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{m}_K q_{КД};$$

- парогенератор: $q_{ПГ} = a(h_1 - h_5)$; $\dot{Q}_{ПГ} = \dot{m}_K q_{ПГ}$.

Для конденсатного насоса питома робота

$$l_H = h_5 - h_4. \quad (2.11)$$

З огляду на невизначеність стану точки 5 на ізобарі p_Γ питома робота насоса розраховується за рівнянням

$$l_{e.H} = v_4(p_\Gamma - p_K)/\eta_{e.H}, \quad (2.12)$$

звідси

$$h_5 = h_4 + v_4(p_\Gamma - p_K)/\eta_{e.H}. \quad (2.13)$$

Ефективна потужність на валу насоса

$$N_{e.H} = a\dot{m}_K l_{e.H}. \quad (2.14)$$

Енергоефективність циклу можна виразити такими величинами:

– коефіцієнтом перетворення в межах схеми на рисунку 2.1, $COP_{ТН}$;

– коефіцієнтом перетворення за повним ланцюгом від споживання первинного енергоресурсу, COP_Σ ;

– ексергетичною ефективністю також у межах схеми, ε_{ex} .

Енергетичний баланс системи в межах контуру «а», (рисунк 2.1) має такий вигляд:

$$N_{e.H} = G_T(h_{2T} - h_{1T}) + G_Y(h_{2Y} - h_{1Y}) + G_C(h_{2C} - h_{1C}). \quad (2.15)$$

З урахуванням

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{пг}} &= G_{\text{т}}(h_{1\text{т}} - h_{2\text{т}}), \\ \dot{Q}_{\text{в}} &= G_{\text{у}}(h_{1\text{у}} - h_{2\text{у}}), \\ \dot{Q}_{\text{тн}} &= G_{\text{с}}(h_{2\text{с}} - h_{1\text{с}}), \\ \dot{Q}_{\text{пг}} + N_{\text{е,н}} + \dot{Q}_{\text{в}} &= \dot{Q}_{\text{тн}}\end{aligned}\quad (2.16)$$

або в питомих характеристиках циклу

$$a q_{\text{пг}} + a l_{\text{е,н}} + q_{\text{в}} = (q_{\text{кд}} + q_{\text{ск}})(1 + a), \quad (2.17)$$

$$COP_{\text{тн}} = \dot{Q}_{\text{тн}} / (\dot{Q}_{\text{пг}} + N_{\text{е,н}}), \quad (2.18)$$

$$COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_{\text{тн}}}{\frac{\dot{Q}_{\text{пг}}}{COP_{\text{тг}}} + \frac{N_{\text{е,н}}}{COP_{\text{ел}}}}, \quad (2.19)$$

де $COP_{\text{тг}}$ – коефіцієнт перетворення теплогенератора, що виробляє теплоносій для парогенератора теплового насоса, парогенератора, поєданого із топочним пристроєм $COP_{\text{тг}} = COP_{\text{пг}}$;

$COP_{\text{ел}}$ – коефіцієнт перетворення електрогенерувальної системи, наприклад, ТЕС і лінія електропередачі.

Ексергетична ефективність запишеться у вигляді

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{E_{2\text{с}} - E_{1\text{с}}}{(E_{1\text{т}} - E_{2\text{т}}) + (E_{1\text{у}} - E_{2\text{у}}) + N_{\text{е,н}}}, \quad (2.20)$$

де

$$\begin{aligned}E_{2\text{с}} - E_{1\text{с}} &= G_{\text{с}}(e_{2\text{с}} - e_{1\text{с}}), \\ E_{1\text{т}} - E_{2\text{т}} &= G_{\text{т}}(e_{1\text{т}} - e_{2\text{т}}), \\ E_{1\text{у}} - E_{2\text{у}} &= G_{\text{у}}(e_{1\text{у}} - e_{2\text{у}}),\end{aligned}$$

питомі ексергії у вузлових точках зовнішніх матеріальних потоків визначаються за рівняннями, наведеними у [1].

Як впливає з рівняння (2.16), теплопродуктивність теплового насоса завжди є більшою, ніж теплове

навантаження, що споживається від зовнішнього джерела для парогенератора. У цьому полягає головна перевага тепловикористовувальних теплових насосів будь-якого виду термокомпресії.

Зважаючи на мале значення величин $N_{e,h}$ і ΔE_y , ексергетична ефективність теплового насоса з теплоносієм у вигляді продуктів згоряння набуває вигляду

$$\varepsilon_{ex} = \frac{G_c}{G_T} \cdot \frac{(e_{2c} - e_{1c})}{(e_{1T} - e_{2T})}. \quad (2.21)$$

Масові витрати теплоносія і мережевої води визначаються із виразів

$$G_T = a \dot{m}_k \frac{h_1 - h_5}{c_{p,T}(t_{1T} - t_{2T})}, \quad (2.22)$$

$$G_c = (1 + a) \dot{m}_k \frac{h_3 - h_6}{c_c(t_{2c} - t_{1c})}. \quad (2.23)$$

Для визначення різниці питомих ексергій газоподібного теплоносія і мережевої води маємо

$$e_{1T} - e_{2T} = c_{p,T}(t_{1T} - t_{2T}) - T_{nc} \left(c_{p,T} \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} - R \ln \frac{P_{1T}}{P_{2T}} \right), \quad (2.24)$$

$$e_{2c} - e_{1c} = c_c(t_{2c} - t_{1c}) + \frac{P_{2c} - P_{1c}}{\rho_c} - T_{nc} c_c \ln \frac{T_{2c}}{T_{1c}}. \quad (2.25)$$

Підвищити COP_{TH} і ε_{ex} теплового насоса за цим циклом можна за рахунок введення системи регенерації тепла як всередині кожного контуру, так і між контурами. Із погляду енергетичних установок доцільним є вмикання регенеративного теплообмінника в силовий контур для корисного використання тепла перегріву пари до конденсатора, для нагрівання рідини перед парогенератором.

На рисунку 2.3 подана схема теплового насоса із зазначеним регенеративним теплообмінником РТО-1 в

силовому контуру та РТО-2 – для перегріву пари після випарника.

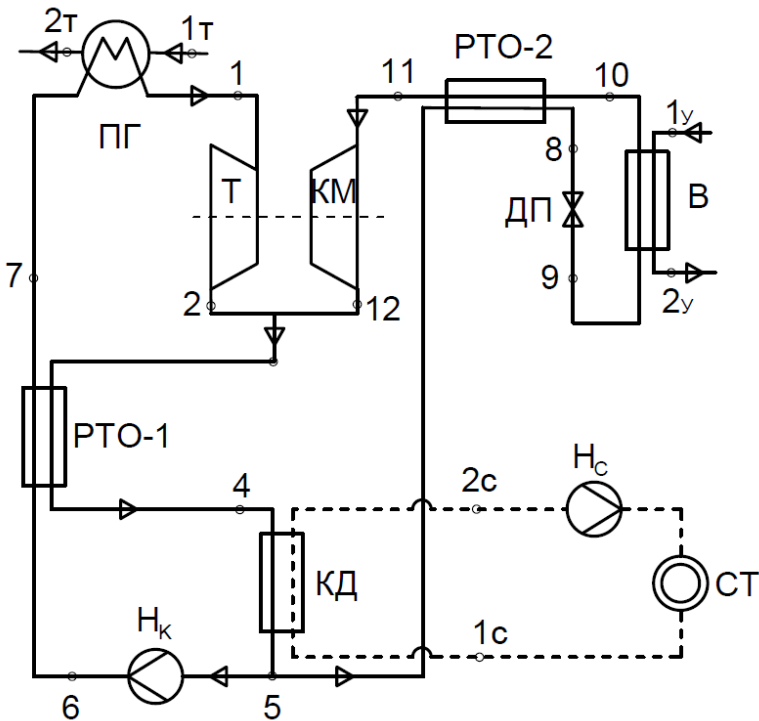


Рисунок 2.3 – Термокомпресійний тепловий насос із регенерацією потоків

На відміну від схеми, на рисунку 2.1 змішаний потік пари після турбіни і компресора (стан 3) переохолоджується в РТО-1 із відданням теплоти конденсату перед парогенератором.

Енергетичний баланс РТО-1 записується у вигляді

$$\dot{m}_T(h_7 - h_6) = (\dot{m}_T + \dot{m}_K)(h_3 - h_4) \quad (2.26)$$

або

$$a(h_7 - h_6) = (1 + a)(h_3 - h_4). \quad (2.27)$$

Стан у точці 4 – суха насичена пара (повне переохолодження пари або p_k), рисунок 2.4.

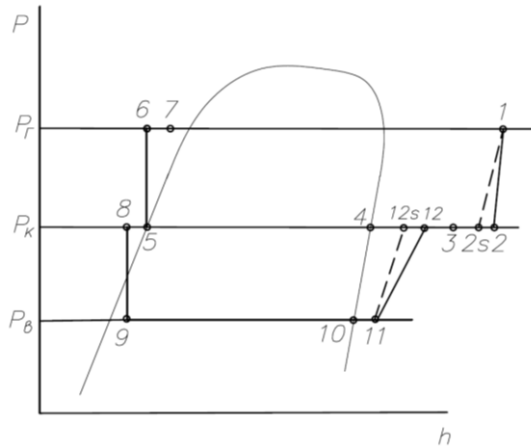


Рисунок 2.4 – Процеси у p, h -діаграмі

Рівняння 2.27 дозволяє визначити новий стан конденсату перед парогенератором:

$$h_7 = h_6 + \frac{1+a}{a} (h_3 - h_4). \quad (2.28)$$

Зокрема,

$$h_6 = h_5 + v_5(p_r - p_k)/\eta_{e,h}, \quad (2.29)$$

$$h_3 = (h_{12} + ah_2)/(1 + a), \quad (2.30)$$

$$a = \frac{h_{12s} - h_{11}}{(h_1 - h_{2s})\eta_{s,r}\eta_{s,k}\eta_{mex}}. \quad (2.31)$$

Питома ентальпія в стані точки 11 визначається через задання величини перегріву пари на всмоктуванні у компресор p , тобто $\Delta t_{oh} = t_{11} - t_{10} = 5 - 10$ °С.

Взята для розрахунку величина перегріву пари дозволяє визначити стан у точці 8 із балансу РТО-2:

$$h_8 = h_5 - (h_{11} - h_{10}). \quad (2.32)$$

Застосування у схемі РТО-1 дозволяє зменшити теплове навантаження на парогенератор:

$$\dot{Q}_{\text{пг}} = a\dot{m}_k(h_1 - h_7). \quad (2.33)$$

З іншого боку, застосування РТО-1 зменшує і теплопродуктивність у теплонасосному режимі установа для рівновеликих значень масової витрати через компресор:

$$\dot{Q}_T = (1 + a)\dot{m}_k(h_4 - h_5). \quad (2.34)$$

З огляду на те, що \dot{Q}_T визначається балансовим рівнянням (2.16), то зниження $\dot{Q}_{\text{пг}}$ у цьому балансі може бути скомпенсовано зростанням теплового навантаження на випарник під час встановлення у схемі РТО-2:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_k(h_{10} - h_9). \quad (2.35)$$

Отже, за рахунок регенерації тепла спостерігатиметься певне підвищення коефіцієнта перетворення.

Для холодильного режиму подібної установки у [2] наведений графік впливу РТО-1 на коефіцієнт перетворення. Згідно з цим графіком

$$\frac{\text{COP}_{\text{РТО}}}{\text{COP}_{\text{безРТО}}} = 1,1 - 1,3,$$

в інтервалі $t_T = 90 - 130$ °С, і відношення тисків – $p_T/p_c = 3 - 3,5$.

Всі інші параметри циклу з РТО визначаються з урахуванням відповідної нумерації станів у вузлових точках аналогічно розрахункам без вмикання РТО.

2.2.2 Приклад розрахунку циклу термокомпресійного теплового насоса

За приклад розглядається тепловий насос, що працює за циклом Чистякова – Плотнікова з регенерацією теплоти, рис. 2.3 і 2.4.

Вихідні дані

Робоча речовина – R236fa;

$$\dot{Q}_{\text{ТН}} = 100 \text{ кВт}, \quad t_{1\text{с}} = 45 \text{ }^\circ\text{С}, \quad t_{2\text{с}} = 55 \text{ }^\circ\text{С}, \quad t_{1\text{у}} = 15 \text{ }^\circ\text{С}, \\ t_{2\text{у}} = 10 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Середовище, що нагрівається в конденсаторі, – вода; середовище, що утилізується у випарнику, – вода.

Теплоносій для парогенератора – суха насичена водяна пара за тиску $p_{1\text{T}} = 0,2 \text{ МПа}$ із температурою насичення $t_{\text{SAT}} = t_{1\text{T}} = t_{2\text{T}} = 120,23 \text{ }^\circ\text{С}$ питома теплота конденсації $r_{\text{SAT}} = 2202 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Параметри, що задаються, к.к.д.: $\eta_{\text{S,T}} = 0,82$, $\eta_{\text{S,k}} = 0,8$, $\eta_{\text{мех}} = 0,95$, $\eta_{\text{е,н}} = 0,75$.

Вибір розрахункових температур:

$$t_{\text{B}} = t_{2\text{у}} - 5 \text{ }^\circ\text{С}, \quad t_{\text{B}} = 10 - 5 = 5 \text{ }^\circ\text{С}, \\ t_{\text{к}} = t_{2\text{с}} + 5 \text{ }^\circ\text{С}, \quad t_{\text{к}} = 55 + 5 = 60 \text{ }^\circ\text{С}, \\ t_{\text{r}} = t_{2\text{T}} - 20 \text{ }^\circ\text{С}, \quad t_{\text{r}} = 120 - 20 = 100 \text{ }^\circ\text{С}, \\ t_1 = t_{\text{r}} + 5 \text{ }^\circ\text{С}, \quad t_1 = 100 + 5 = 105 \text{ }^\circ\text{С}, \\ t_{11} = t_{10} + 10 \text{ }^\circ\text{С}, \quad t_{11} = 5 + 10 = 15 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Розрахункові залежності:

$$a = \dot{m}_{\text{T}} / \dot{m}_{\text{к}} = \frac{l_{\text{s,k}}}{l_{\text{s,T}} \eta_{\text{S,T}} \eta_{\text{S,k}} \eta_{\text{мех}}},$$

$$l_{\text{s,T}} = h_1 - h_{2\text{s}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad l_{\text{s,k}} = h_{12\text{s}} - h_{11}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_3 = (h_{12} + ah_2) / (1 + a), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_{12} = h_{11} + l_k = h_{11} + l_{s,k}/\eta_{s,k}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_2 = h_1 - l_T = h_1 - l_{s,T}\eta_{s,T}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\dot{m}_k = \frac{Q_{\text{TH}}}{(1+a)(h_4 - h_5)}, \text{кг/с}, \dot{m}_T = a \cdot \dot{m}_k, \text{кг/с},$$

$$h_6 = h_5 + v_5(P_T + P_k)/\eta_{e,H}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_7 = h_6 + \frac{a+1}{a}(h_3 - h_4), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_8 = h_5 - (h_{11} - h_{10}), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Таблиця 2.2 – Параметри у вузлових точках циклу з урахуванням вищенаведених розрахунків температур і розрахункових залежностей

	1	2s	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{бар}}$	20	7,8	7,8	7,8	7,8	7,8	20	20	7,8	1,5
$t, ^\circ\text{C}$	115	85	83	77	60	60	57	85	54	5
$h_{\text{кДж/кг}}$	440	426	428,5	425	400	278	279,3	311,1	267	267
$\rho_{\text{кг/м}^3}$	140		48			1250				
10	11	12s	12							
1,5	1,5	7,8	7,8							
5	15	64	73							
363	372	404	412							
	9,0									

$$l_{s,T} = 440 - 426 = 14 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, l_T = 14 \cdot 0,82 = 11,48 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$l_{s,k} = 404 - 372 = 32 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, l_k = 32/0,8 = 40 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_2 = 440 - 11,48 = 428,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_{12} = 372 + 40 = 412 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$a = \frac{40}{11,48 \cdot 0,95} = 3,668,$$

$$h_3 = (412 + 3,668 \cdot 428,5)/4,668 = 425 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_6 = 278 + \frac{1}{1250} (2000 - 780)/0,75 = 279,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$l_{e,H} = 279,3 - 278 = 1,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_7 = 279,3 + \frac{4,668}{3,668} (425 - 400) = 311,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_8 = 278 - (372 - 363) = 267 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питомі теплові навантаження:

$$q_B = h_{10} - h_9 = 363 - 267 = 96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$q_{\text{пто1}} = h_3 - h_4 = 425 - 400 = 25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$q_{\text{пто2}} = h_{11} - h_{10} = 372 - 363 = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$q_{\text{пт}} = a(h_1 - h_7) = 3,668(440 - 311,1) = 472,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$q_K = (1 + a)(h_4 - h_5) = 4,668(400 - 278) = 569,496 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Режимні параметри:

$$\dot{m}_K = \frac{100}{569,496} = 0,1756 \text{ кг/с},$$

$$\dot{m}_T = 3,668 \cdot 0,1756 = 0,644 \text{ кг/с},$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_K \cdot q_B = 0,1756 \cdot 96 = 16,86 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{\text{тн}} = \dot{m}_K \cdot q_K = 100 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_{\text{пт}} = \dot{m}_K \cdot q_{\text{пт}} = 0,1756 \cdot 472,8 = 83,02 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_{\text{пто1}} = \dot{m}_K \cdot q_{\text{пто1}} = 0,1756 \cdot 25 = 4,39 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_{\text{пто2}} = \dot{m}_K \cdot q_{\text{пто2}} = 0,1756 \cdot 9 = 1,58 \text{ кВт},$$

$$N_{e,K} = \dot{m}_K \cdot l_K = 0,1756 \cdot 40 = 7,024 \text{ кВт},$$

$$N_{e,T} = \dot{m}_T \cdot l_T = 0,644 \cdot 11,48 = 7,393 \text{ кВт},$$

$$N_{e,H} = \dot{m}_T \cdot l_{e,H} = 0,644 \cdot 1,3 = 0,837 \text{ кВт},$$

$$\dot{V}_H = \dot{m}_T / \rho_5 = 0,644 / 1250 = 0,00051 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1,855 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}},$$

$$\dot{V}_{11} = \dot{m}_k / \rho_{11} = 0,1756 / 9 = 0,0195 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1,171 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}},$$

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_T / \rho_1 = 0,644 / 140 = 0,046 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,276 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}},$$

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}_T}{\rho_2} = \frac{0,644}{48} = 0,0134 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,805 \frac{\text{м}^3}{\text{хв}}.$$

Витрати теплоносіїв:

– водяна пара для парогенератора

$$G_t = \frac{\dot{Q}_{\text{пг}}}{r_{\text{САТ}}} = \frac{83,02}{2202} = 0,0377 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 0,136 \text{ Т/год};$$

– вода в випарнику

$$G_y = \frac{\dot{Q}_V}{\tilde{c}_y \cdot \Delta t_y} = \frac{16,86}{4,185 \cdot 5} = 0,806 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 2,9 \text{ Т/год};$$

– мережева вода, що нагрівається

$$G_c = \frac{\dot{Q}_{\text{тн}}}{\tilde{c}_c \cdot (t_{2c} - t_{1c})} = \frac{100}{4,174 \cdot (55 - 45)} = 2,39 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 8,6 \text{ Т/год};$$

– витрата газоподібного палива з нижчою теплою згоряння $Q_{\text{Н}}^{\text{С}}$ для виробництва водяної пари в котельному агрегаті з к.к.д, що дорівнює 0,9 і в кількості G_t

$$\dot{V}_{\text{Н}} = \frac{\dot{Q}_{\text{пг}}}{\eta_{\text{ка}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{С}}} = \frac{83,02}{0,9 \cdot 36500} = 0,00253 \frac{\text{нм}^3}{\text{с}} = 9,1 \frac{\text{нм}^3}{\text{год}};$$

– питома витрата паливного газу

$$\tilde{g}_{\text{газ}} = \frac{\dot{V}_{\text{газ}}}{\dot{Q}_{\text{тн}}} = \frac{9,1}{100} = 0,091 \frac{\text{нм}^3}{\text{кВт.г}} = 106 \frac{\text{нм}^3}{\text{Гкал}}.$$

Енергоефективність циклу:

$$\text{COP}_{\text{тн}} = \frac{\dot{Q}_{\text{тн}}}{\dot{Q}_{\text{пг}} + N_{\text{е,н}}} = \frac{100}{83,02 + 0,837} = 1,193,$$

$$(\text{COP}_{\text{тн}})_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_{\text{тн}}}{\frac{\dot{Q}_{\text{пг}}}{\eta_{\text{ка}}} + \frac{N_{\text{е,н}}}{\text{COP}_{\text{е/е}}}} = \frac{100}{\frac{83,02}{0,9} + \frac{0,837}{0,3}} = 1,052,$$

з урахуванням малості величин $E_{1y} - E_{2y}$

$$\epsilon_{\text{ex}}^{\text{тн}} = \frac{E_{2c} - E_{1c}}{(E_{1T} - E_{2T}) + N_{\text{е,н}}} = \frac{G_c(e_{2c} - e_{1c})}{G_t(e_{1T} - e_{2T}) + N_{\text{е,н}}} = \frac{3,674}{27,12} = 0,135,$$

де

$$e_{2c} - e_{1c} = \tilde{c}_c \left[(t_{2c} - t_{1c}) - T_{nc} \ln \frac{T_{2c}}{T_{1c}} \right] + \frac{P_{2c} - P_{1c}}{\rho_c} = 4,174 \left(10 - 273 \ln \frac{328}{318} \right) - \frac{10}{988,1} = 1,537 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$e_{1T} - e_{2T} = (h_{1T} - h_{2T}) - T_{nc} (s_{1T} - s_{2T}) = 2202 - 273(7,1279 - 1,5306) = 673,937 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$P_{1c} - P_{2c} = \Delta P_{\text{кд}} = 10 \text{ мбар.}$$

Порівняльний аналіз енергоефективності:

– для парокомпресійного теплового насоса (ПКТН) із приводом від електродвигуна беремо аналогічні вихідні дані, що стосуються зворотного циклу, а також величини розрахункових температур t_B, t_K, t_{11} ;

– відповідно до рисунків 2.3 і 2.4 цикл ПКТН описується послідовністю процесів, що характеризуються станами у вузлових точках 11–12–5–8–9–10–11;

– масова витрата R236fa в циклі ПКТН:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{\text{ТН}}}{h_{12} - h_5} = \frac{100}{412 - 278} = 0,7462 \text{ кг/с};$$

– ефективна потужність на валу компресора:

$$N_{e,k} = \dot{m}_a \cdot l_k = 0,7462 \cdot 40 = 29,85 \text{ кВт};$$

– електрична потужність привода з $\eta_{e,дв} = 0,9$:

$$N_{eл} = \frac{N_{e,k}}{\eta_{e,дв}} = 29,85 / 0,9 = 33,167 \text{ кВт};$$

$$\text{COP}_{\text{ТН}} = \frac{\dot{Q}_T}{N_{eл}} = 100 / 33,167 = 3,015;$$

$$(\text{COP}_{\text{ТН}})_{\Sigma} = \text{COP}_{\text{ТН}} \cdot \text{COP}_{eл} = 3,015 \cdot 0,3 = 0,904;$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{c_c(e_{2c} - e_{1c})}{N_{eл}} = \frac{3,674}{33,167} = 0,11;$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a (h_{10} - h_9) = 0,7462 \cdot 96 = 71,635 \text{ кВт};$$

$$G_y = \frac{\dot{Q}_B}{\tilde{c}_y} (t_{1y} - t_{2y}) = 71,635 / (4,185 \cdot 5) = \frac{3,423 \text{ кг}}{\text{с}} = 13,324 \text{ Т/год};$$

$$\frac{\Delta(\text{COP}_{\text{TH}})_{\Sigma}}{(\text{COP}_{\text{TH}})_{\Sigma}} = \frac{1,052 - 0,904}{0,904} = 0,164 \text{ (16,4 \%)};$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_{ex}}{\varepsilon_{ex}} = \frac{1,135 - 0,11}{0,11} = 0,227 \text{ (22,7 \%)}.$$

Як впливає з останніх двох відносних величин, термокомпресійний тепловий насос характеризується більш високими показниками енергоефективності, ніж парокомпресійний. Для більш повного оцінювання розглянутих схем необхідно виконати термoeкономічний аналіз у межах теплонасосної установки.

2.2.3 Цикл Л. І. Морозюк – Т. В. Морозюк

Під час термодинамічного аналізу відповідно до класифікації Т. В. Морозюк циклом – зразком для теплового насоса без РТО (рисунок 2.1) є цикл «Карно – Карно», а з вмиканням регенеративних теплообмінників (рисунок 2.3) – «узагальнений Карно – узагальнений Карно».

Відомо, що для неазеотропних (зеотропних) сумішей робочих речовин як цикл-зразок бере цикл Лоренца, що в умовах неізотермічних процесів підведення і відведення теплоти щодо зовнішніх джерел є більш ефективним, ніж цикл Карно.

За циклом-зразком «Лоренц – Лоренц» була запропонована в ОДАХ Л. І. Морозюк і Т. В. Морозюк компресорна тепловикористовувальна машина, що працює на суміші $NH_3 + H_2O$ [1]. Її теплонасосний варіант наведений на рисунку 2.5.

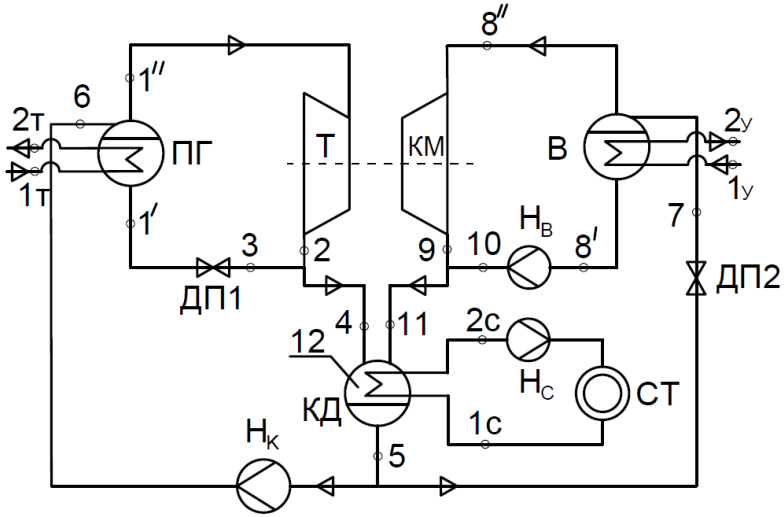


Рисунок 2.5 – Теплокомпресійний тепловий насос на суміші R717/R718

Розглянемо особливості цього схемно-циклового рішення, що полягає у специфіці термодинамічних процесів для зетропних сумішей.

На рисунку 2.6 наведений процес зміни параметрів суміші в конденсаторі.

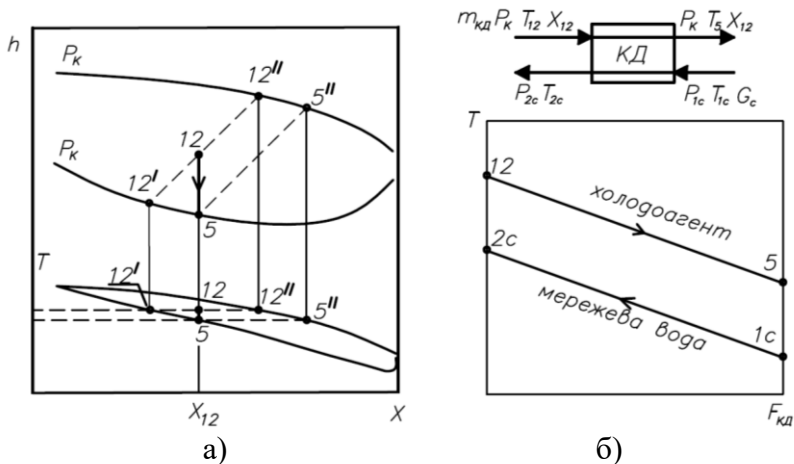


Рисунок 2.6 – Робочий процес у конденсаторі:
 а) зображення в T, X та h, X -діаграмах;
 б) схема зміни температури середовища вздовж поверхні конденсатора під час протитечійного руху

Відповідно до рисунка 2.6 у конденсатор надходить насичена пара стану 12 із концентрацією за низькокиплячим компонентом (НКК для водоаміачного розчину – аміак), що дорівнює X_{12} , за тиску $P_{\text{к}}$, температури T_{12} і з масовою витратою

$$\dot{m}_{\text{кд}} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{11}.$$

Процес конденсації відбувається за змінної температури в інтервалі $T_{12} - T_5$ і змінних концентрацій НКК у рідкій фазі $X_{12}' - X_5$ і в паровій фазі $X_{12}'' - X_5''$.

Неізотермічність процесу конденсації на початковій стадії розрахунку циклу повинна бути збалансована з температурними умовами нагрівання води в конденсаторі. Для протитечійної схеми руху, наприклад, у пластинчастих конденсаторах температуру в точці 12 можна взяти з недорекуперацією 5–10 °С, тобто $T_{12} = T_{2c} + (5 - 10)\text{К}$.

Що стосується вибору концентрації X_{12} , то вона повинна бути збалансована з можливостями реалізації відбору теплоти у випарнику за температурних умов утилізованого середовища t_{1y} і t_{2y} .

На рисунку 2.7 графічно подані процеси в парогенераторі + турбіні та випарнику + компресорі.

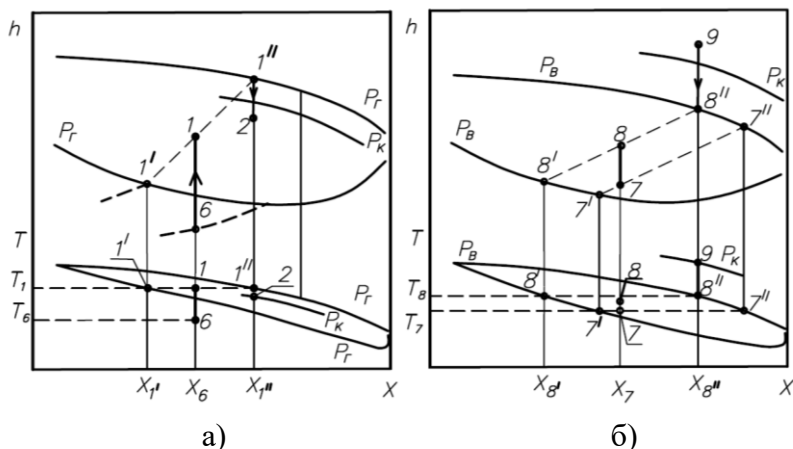


Рисунок 2.7 – Процеси випаровування, розширення і стиснення в циклі: а) парогенератор і турбіна; б) випарник і компресор

Після підвищення тиску до P_T у насосі N_K конденсат характеризується станом у точці 6 із концентрацією $X_6 = X_{12}$ і температурою T_6 . У цьому стані рідина є недогрітою до стану насиченості за тиску в парогенераторі. Безпосередньо процес кипіння проходить по лінії $x_6 = x_1 = const$ зі зміною температури від T_6 до T_1 .

Температура T_1 , зокрема, залежить від рівня температури грійного теплоносія і може бути взята $T_1 = T_{1T} - (5 - 10)^\circ C$ залежно від виду теплоносія (гаряча вода, пара, продукти згорання).

Із парогенератора виходить суха насичена пара складу 1'' і рівноважна рідина складу 1', і обидва потоки знаходяться за однієї й тієї самої температури T_1 .

Насичена пара у стані точки 1 характеризується так само масовим паровмістом, позначеним параметром x_1 . Масовий паровміст (ступінь сухості) для зеотропних сумішей визначається через концентрації за НКК.

Для похідного j-го стану в області насичення рівняння загального матеріального балансу і матеріального балансу за низькокиплячим компонентом мають вигляд:

$$\dot{m}_j = \dot{m}_j x_j + \dot{m}_j (1 - x_j), \quad (2.36)$$

$$\dot{m}_j X_j = \dot{m}_j x_j X_{j,p} + \dot{m}_j (1 - x_j) X_{j,p}, \quad (2.37)$$

$$\text{звідси } x_j = \frac{X_j - X_{j,p}}{X_{j,p} - X_{j,p}}, \quad (2.38)$$

де індекс п – парова фаза; р – рідка фаза.

Отже, для масового паровмісту у стані точки 1 можна записати

$$x_1 = \frac{X_1 - X_{1,p}}{X_{1,p} - X_{1,p}}, \quad (2.39)$$

одночасно

$$X_1 = X_6 = X_5 = X_{12}.$$

Відповідно до 2.36 масові витрати потоків на виході з парогенератора такі:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{1''} &= \dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_1 = \dot{m}_{пг} x_1 = \dot{m}_T, \\ \dot{m}_{1'} &= \dot{m}_1 (1 - x_1) = \dot{m}_6 (1 - x_1) = \dot{m}_3. \end{aligned}$$

Після змішування потоків після турбіни і дросельного пристрою ДПІ одержуємо

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_T + \dot{m}_3 = \dot{m}_6.$$

Процес кипіння робочої речовини у випарнику відбувається в області насичення від стану 7 до 8 за постійної концентрації X_7 , що дорівнює X_5 , і за змінної температури, що зростає від T_7 до T_8 .

До компресора на всмоктування надходить пара стану 8'' за тиску у випарнику і з концентрацією $X_{8''}$. Процес стиснення в компресорі характеризується лінією 8'' – 9 від p_B до p_K .

Масовий вміст у точці 8

$$x_8 = \frac{X_8 - X_{8'}}{X_{8''} - X_{8'}}, \quad (2.40)$$

масова витрата через компресор

$$\dot{m}_K = \dot{m}_{8''} = \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_7 x_8,$$

масова витрата через насос H_8

$$\dot{m}_{H_8} = \dot{m}_{8'} = \dot{m}_8 (1 - x_8) = \dot{m}_7 (1 - x_8).$$

Після змішування потоків після компресора і насоса

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_K + \dot{m}_{H_8} = \dot{m}_7.$$

Вибір стану 8 випарником пов'язаний із температурним рівнем утилизованого середовища на вході у випарник із дотриманням умови

$$t_8 = t_{2y} - (5-8) \text{ } ^\circ\text{C}$$

Для цього циклу матиме інше співвідношення між масовими витратами через турбіну і компресор, а отже, й інший вигляд для рівняння кратності циркуляції. На відміну від циклу на азеотропній суміші, для якого масова витрата через парогенератор дорівнює витраті через турбіну, а також рівність масових витрат через випарник і компресор, у цьому циклі

$$\dot{m}_{\text{ПГ}} > \dot{m}_{\text{Т}} \quad \text{і} \quad \dot{m}_{\text{В}} > \dot{m}_{\text{К}} .$$

На підставі цього можна ввести до розгляду два варіанти кратності циркуляції:

- циклу $a = \dot{m}_{\text{ПГ}}/\dot{m}_{\text{В}}$;
- агрегата «турбіна–компресор» $a_{\text{Т-К}} = \frac{\dot{m}_{\text{Т}}}{\dot{m}_{\text{К}}}$.

На основі рівняння 2.4 можна записати

$$\frac{\dot{m}_{\text{В}} x_8 l_{s,k}}{\eta_{s,k}} = \dot{m}_{\text{ПГ}} x_1 l_{s,T} \eta_{s,T} \eta_{\text{мех}} , \quad (2.41)$$

і вираз для кратності циркуляції циклу

$$a = \frac{x_8 l_{s,k}}{x_1 l_{s,T} \eta_{s,T} \eta_{s,k} \eta_{\text{мех}}} , \quad (2.42)$$

$$a_{\text{Т-К}} = a x_1 / x_8 . \quad (2.43)$$

Масова витрата через конденсатор запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{КД}} &= \dot{m}_{\text{В}} + \dot{m}_{\text{ПГ}} , \\ \dot{m}_{\text{КД}} &= \dot{m}_{\text{В}} (1 + a) . \end{aligned} \quad (2.44)$$

Для визначення масової витрати через випарник $\dot{m}_{\text{В}}$ використовується величина необхідної теплопродуктивності установки $\dot{Q}_{\text{ТН}}$:

$$\dot{Q}_{\text{ТН}} = \dot{m}_{\text{КД}} (h_{12} - h_5) , \quad (2.45)$$

звідси

$$\dot{m}_{\text{В}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ТН}}}{(1+a)(h_{12}-h_5)} . \quad (2.46)$$

Зображення процесів у цілому для цього циклу наведене на рисунку 2.8.

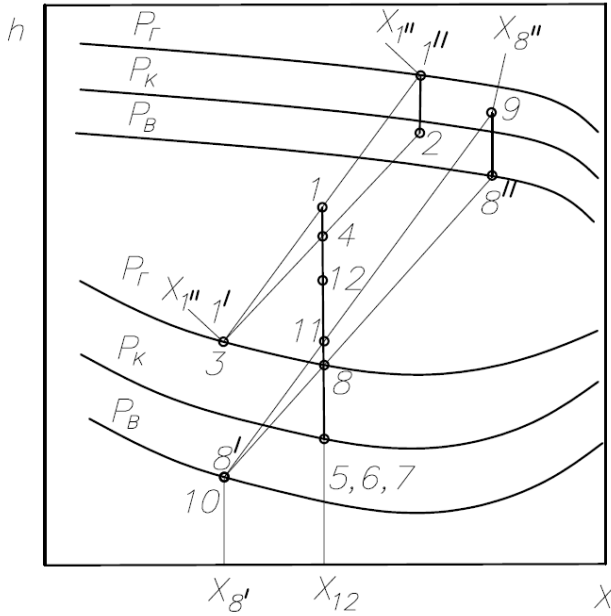


Рисунок 2.8 – Процеси в циклі теплового насоса на зетропній суміші

Для визначення в рівнянні 2.46 величини кратності циркуляції необхідно обчислити питомі роботи компресора і турбіни за адіабатних умов процесів стиснення і розширення.

Для компресора

$$l_{s,k} = \frac{k}{k-1} RT_{8''} \left[\left(\frac{p_K}{p_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

або $l_{s,k} = \tilde{c}_p T_{8''} (\Pi_K^\kappa - 1)$ (2.47)

де \tilde{c}_p – середня ізобарна теплоємність у процесі $8'' - 9$,

$$\Pi_K = \frac{p_K}{p_B}; \kappa = \frac{k-1}{k};$$

для турбіни

$$l_{s,T} = \tilde{c}_p \cdot T_{1''} (1 - \Pi_T^{-\kappa}), \quad (2.48)$$

де \tilde{c}_p – середня ізобарна теплоємність у процесі $1'' - 2$,

$$\Pi_K = p_\Gamma / p_K; \quad \kappa = \frac{k-1}{k}.$$

Для розрахунку першого наближення ізобарну теплоємність і показник адіабати в рівняннях 2.47 і 2.48 обчислюють за станами в точках $8''$ і $1''$.

Ентальпії в точках 9 і 2 визначають за такими виразами:

$$\begin{aligned} h_{9S} &= h_{8''} + l_{s,k}, \\ h_9 &= h_{8''} + l_{s,k} / \eta_{s,k}, \end{aligned} \quad (2.49)$$

$$\begin{aligned} h_{2S} &= h_{1''} - l_{s,k}, \\ h_2 &= h_{1''} - l_{s,T} \cdot \eta_{s,T}. \end{aligned} \quad (2.50)$$

Значення ентальпій h_2 , h_9 використовують у рівняннях для визначення стану в точках 4 і 11 або \dot{m}_K і \dot{m}_T :

$$\begin{aligned} \dot{m}_8 h_{10} + \dot{m}_K h_9 &= \dot{m}_{11} h_{11}, \\ \dot{m}_1 h_3 + \dot{m}_T h_2 &= \dot{m}_4 h_4. \end{aligned} \quad (2.51)$$

Після відповідних перетворень рівняння 2.51 набуде вигляду:

$$\begin{aligned} \dot{m}_K (h_9 - h_{10}) &= \dot{m}_B (h_{11} - h_{10}), \\ \dot{m}_T (h_2 - h_3) &= \dot{m}_{\text{пр}} (h_4 - h_3). \end{aligned} \quad (2.52)$$

Із цих рівнянь випливає

$$a_{T-K} \frac{h_2 - h_3}{h_9 - h_{10}} = a \frac{h_4 - h_3}{h_{11} - h_{10}}. \quad (2.53)$$

З урахуванням (2.43) одержуємо рівняння, що зв'язують потоки змішування,

$$\frac{x_1}{x_8} \cdot \frac{h_2 - h_3}{h_9 - h_{10}} = \frac{h_4 - h_3}{h_{11} - h_{10}}. \quad (2.54)$$

Енергоефективність циклу визначається за рівнянням, аналогічним 2.18 – 2.20, з урахуванням споживання енергії насосом H_B для рідкої фази робочої речовини після випарника.

Для збільшення коефіцієнта перетворення цього циклу Т. В. Морозюк запропонована схема з регенерацією тепла в силовому і холодильному контурах, що на рисунку 2.9 зображена як варіант для теплонасосного режиму роботи.

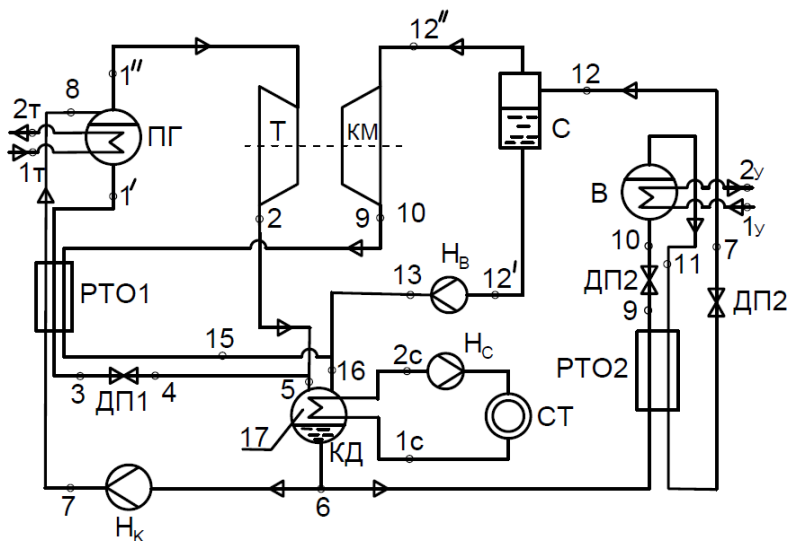


Рисунок 2.9 – Тепловий насос із механічною термокомпресією на зеотропній суміші та регенерацією теплоти

2.2.4 Цикл із механічною термокомпресією діоксиду вуглецю

Як випливає з термодинамічного аналізу, будь-який вид тепловикористовувального знижувального термотрансформатора характеризується високою енергетичною ефективністю з коефіцієнтом перетворення $COP_{\Sigma} = 1,4 - 1,8$. Ця обставина є стимулом для пошуку сучасних робочих речовин [4], реалізації надкритичного циклу Брайтона і циклів когенерації тепла і холоду [5]. У працях [6, 7] наведено теоретичне дослідження, в результаті якого запропоноване схемно-циклове вирішення на R744 як робочої речовини і показано, що подібний термотрансформатор у режимі холодильної машини може мати практичну реалізацію й конкурентоспроможність з існуючими тепловикористовувальними машинами, сорбційними та ежекторними. У працях [2, 8] показано, що застосування регенерації тепла в силовому і холодильному контурах може істотно підвищити енергетичну ефективність циклу на діоксиді вуглецю.

На рисунках 2.10 і 2.11 наведені принципова схема і цикл для розглянутого термотрансформатора із теплонасосним режимом роботи.

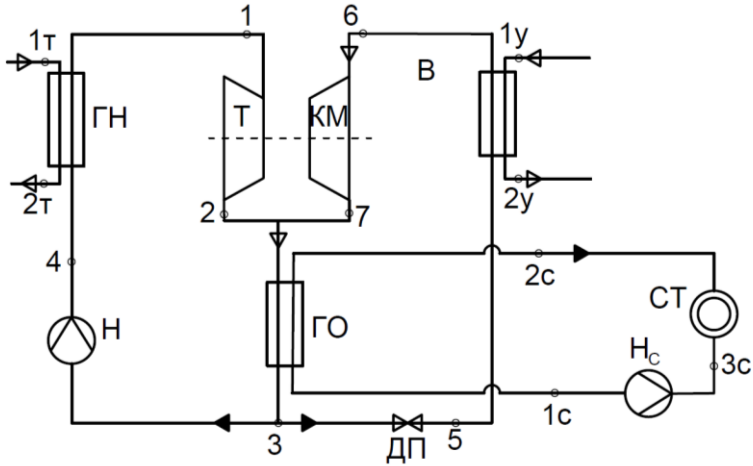


Рисунок 2.10 – Принципова схема термокомпресійного теплового насоса на R 744:

ГН – газонагрівач; Т – турбіна; ГО – газоохолоджувач; В – випарник; КМ – компресор; ДП – дросельний пристрій; Н – насос; Нс – насос мережевої води; СТ – система теплоспоживання

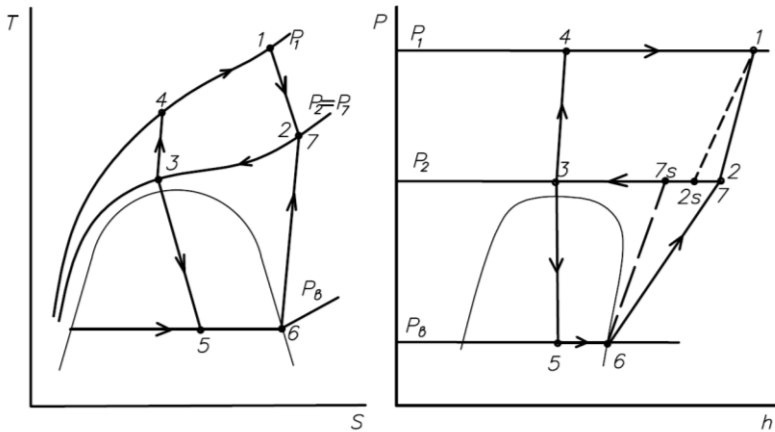


Рисунок 2.11 – Процеси циклу в T, s - і p, h -діаграмах

Принципова схема теплового насоса з механічною термокомпресією діоксиду вуглецю ідентична схемі для синтезованих холодоагентів, наведеній на рисунку 2.1. Головна відмінність полягає в тому, що всі процеси силового контуру проходять у транскритичній області стану діоксиду вуглецю і, відповідно в цій самій області – і процес охолодження газу після стиснення в контурі зворотного циклу. Отже, робоча речовина в апаратах силового контуру циклу розміщена в теплообмінних процесах у газонагрівачі 4–1 і в газоохолоджувачі 2–3 без зміни агрегатного стану. Без фазових перетворень відбувається і процес 7–3, що характеризує процес охолодження газу після його стиснення в зворотному циклі. Одночасно зникає необхідність в установленні субкулера.

Для умови рівності станів робочої речовини у станах 7 і 2 за відомих параметрів на вході до компресора P_6 , h_6 і тиску P_1 можна визначити необхідний стан діоксиду вуглецю на вході в турбіну. Для процесів розширення в турбіні та стиснення в компресорі маємо

$$h_2 = h_1 - l_T, \quad (2.55)$$

$$h_7 = h_6 + l_K. \quad (2.56)$$

Для умови $h_7 = h_2$ одержуємо

$$h_1 = h_6 + l_K + l_T. \quad (2.57)$$

З огляду на те, що питома адіабатна робота турбіни, зокрема, також залежить від величини h_1 , рівняння 2.57 можна звести до вигляду:

$$h_1 = h_2 + (h_{1s} - h_2)\eta_{s,T}, \quad (2.58)$$

де точка 1s розміщена по діаграмі відповідно до рисунка 2.12.

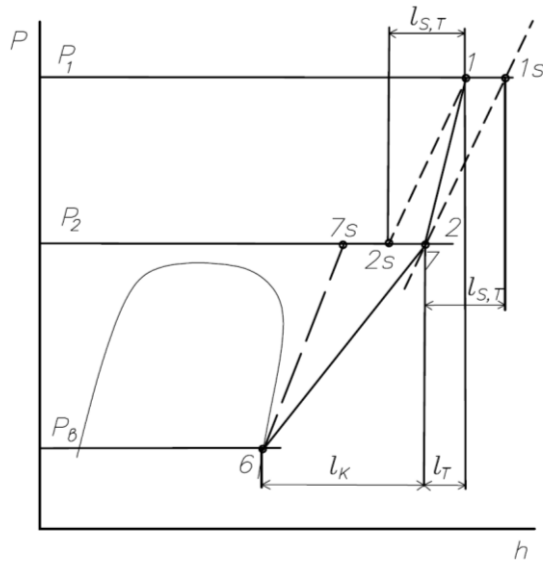


Рисунок 2.12 – До визначення стану холодоагенту на вході в турбіну

Зважаючи на паралельність (еквідистантність) ліній $S = const$ для області розширення CO_2 у турбіні, можна взяти

$$l_{s,T} = h_1 - h_{2s} = h_{1s} - h_2,$$

що дозволяє знайти точку 1s на перетині ізоеントрапа $S_7 = const$ та ізобари $P_1 = const$.

2.2.5 Термокомпресія на базі циклу з ізотермними та ізохорними процесами

Принцип дії теплового насоса на базі термокомпресії механічного типу можна також розглядати на прикладі суміщення в одному агрегаті газового теплового насоса і теплового двигуна, що працюють за циклом Р. Стірлінга. На рисунку 2.13 наведені у p, v - і T, s -діаграмах, прямий цикл Стірлінга для ідеального теплового двигуна і зворотний цикл для ідеального теплового насоса або холодильної машини, класифікований як цикл «Філіпса».

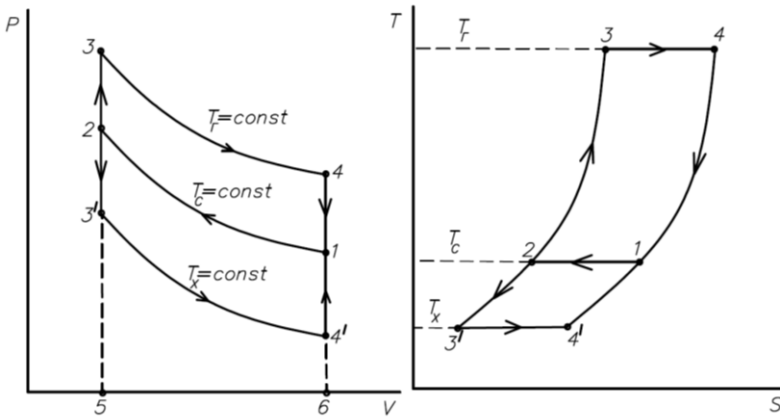


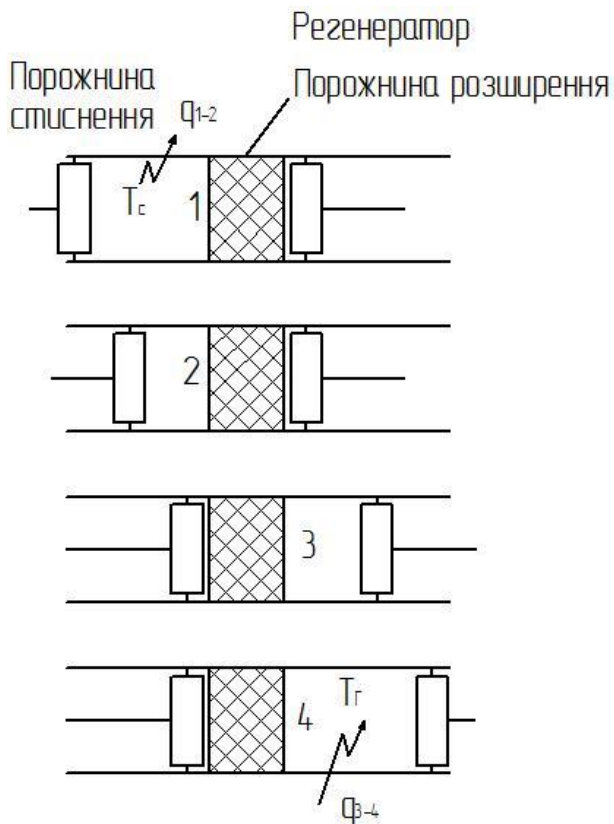
Рисунок 2.13 – Цикл Стірлінга – Філіпса для теплового двигуна і теплового насоса

У цьому разі розглядаються два зворотні цикли: прямий, що здійснюється між двома джерелами теплоти в ізотермічних процесах із $T_f = const$ і $T_c = const$, і зворотний – із $T_x = const$ і $T_c = const$.

Для циклу теплового насоса 1–2–3'–4'–1 теплота від утилізованого низькопотенціального джерела передається робочій речовині у процесі розширення 3'–4'. Для циклу теплового двигуна 1–2–3–4–1 теплота від гріючого джерела

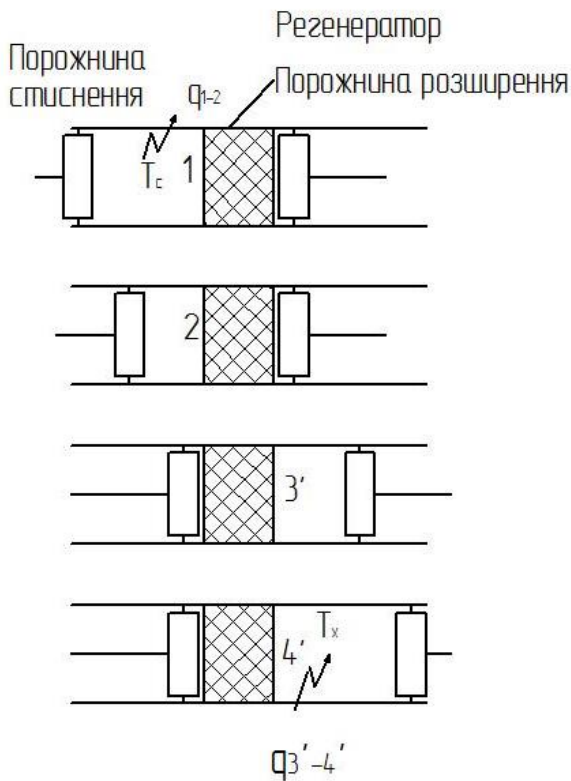
передається робочій речовині також у процесі розширення 3–4, але на більш високому температурному рівні, T_g . Відведення теплоти для обох циклів характеризується процесом 1–2, що реалізує ізотермічність стиснення робочої речовини. Як бачимо із p – V -діаграми, робота стискання (площа 1–2–5–6), як для теплового двигуна, так і для теплового насоса, одна й та сама.

Технічна робота, розвинута тепловим двигуном, і еквівалентна площа 1–2–3–4 порушується в тепловому насосі (площа 1–2–3'–4') для термотрансформації низькопотенціальної теплоти від рівня T_x до T_c . Для ілюстрації специфіки робочого процесу подібної механічної термокомпресії розглянемо послідовність зміни параметрів робочого тіла в циліндрично-поршневому вузлі з теплообмінними апаратами, рис. 2.14 а, б.



а)

Рисунок 2.14 – Схема реалізації ізотермічно-ізохорного циклу: прямого (а), оборотного (б)



б)

Рисунок 2.14, аркуш 2

Розглянемо на рис. 2.14 а циліндр, що має два протилежно розміщених поршні з розміщеним між ними регенератором. Регенератор являє собою металеву насадку, що має здатність почергово поглинати і віддавати теплоту. Між регенератором і поршнями утворюються дві порожнини, одна – з високою температурою T_r називається порожниною розширення, інша – з температурою відведення теплоти T_c – порожниною стиснення.

Для ідеального циклу уявимо, що матеріал насадки має нульову теплопровідність, у поздовжньому напрямі руху поршнів відбувається без тертя і без витоків робочого тіла.

Згідно з рисунком 2.14 а на початку циклу поршень порожнини стиснення розміщений у нижній мертвій точці, а поршень порожнини розширення – у верхній мертвій точці, біля торцевої поверхні регенератора. У такому положенні все робоче тіло перебуває в порожнині стиснення, його об'єм максимальний, а тиск і температура відповідають стану в точці 1 на діаграмах рисунка 2.13.

Під час процесу стиснення 1–2 лівий поршень рухається в напрямку до верхньої мертвої точки, а поршень порожнини розширення залишається нерухомим. Робоче тіло стискається в порожнині стиснення, і тиск його збільшується, температура залишається постійною тому, що тепловий потік $\dot{Q}_{1-2}^{np.} = \dot{m}_{np.} \cdot q_{1-2}$ відводиться до споживача теплового навантаження (до системи теплопостачання).

У процесі 2–3 обидва поршні рухаються одночасно, до того ж об'єм між ними залишається сталим. Унаслідок цього робоче тіло, проходячи через пористу насадку регенератора, переходить із порожнини стиснення до порожнини розширення. Під час проходження через регенератор температура газу за рахунок теплоти насадки підвищується від T_2 до T_3 , що також приводить до підвищення тиску в цьому ізохорному процесі від p_2 до p_3 .

У процесі розширення 3–4 правий поршень продовжує рухатися від регенератора в напрямку своєї нижньої точки, а лівий поршень порожнини стиснення залишається нерухомим поблизу регенератора. Збільшення об'єму газу у процесі розширення призведе до зменшення тиску від p_3 до p_4 , а за рахунок підведення теплового

потоків від гарячого джерела $\dot{Q}_T = \dot{m}_a \cdot q_{3-4}$ реалізує ізотермічний процес розширення за $T_4 = T_3 = T_T$.

Останній процес у циклі 4–1, під час якого поршні рухаються одночасно так, щоб повернути робоче тіло за сталого об'єму через насадку регенератора з порожнини розширення до порожнини стиснення. Під час проходження газу через насадку регенератора теплота від робочого тіла передається матеріалу насадки, і внаслідок цього температура газу зменшується від T_4 до T_1 . Теплота, передана в цьому процесі, зберігається в насадці та передається газу у процесі 2–3 наступного циклу.

Аналогічне описання процесів, що становлять зворотний термодинамічний цикл 1–2–3'–4'–1 можна зробити за рисунком 2.14 б. Різниця полягатиме у вузлових точках. Принциповим також є те, що тепловий потік у процесі розширення 3'–4' підводиться від холодного джерела утилізованої теплоти з температурою ізотермічного процесу $T_{4'} = T_{3'} = T_x$. Зокрема, тепловий потік $\dot{Q}_{1-2}^{36.}$ у процесі ізотермічного стиснення також передається споживачу теплового навантаження, через що утворюється сумарний тепловий потік, що і є теплопродуктивністю розглянутого теплового насоса $\dot{Q}_T = \dot{Q}_{1-2}^{np.} + \dot{Q}_{1-2}^{36.}$

З огляду на те, що поршні для обох рядів пов'язані лише механічно, робочі тіла для циклів можуть бути різними газами зі своїми витратами \dot{m}_{np} і \dot{m}_{36} , що відповідні до умов рівності потужності, розвинутої тепловим двигуном: потужності, необхідної для реалізації оборотного циклу.

Отже, цикл Стірлінга виконується в одному об'ємі газу, що почергово пов'язують із тепловими джерелами з

різними температурами. На практиці в машині Стірлінга переривчастий рух поршнів замінюється неперервним (гармонічним). Перше пов'язане зі створенням складної конструкції приводів поршнів із кривошипно-шатунним механізмом (рис. 2.15).

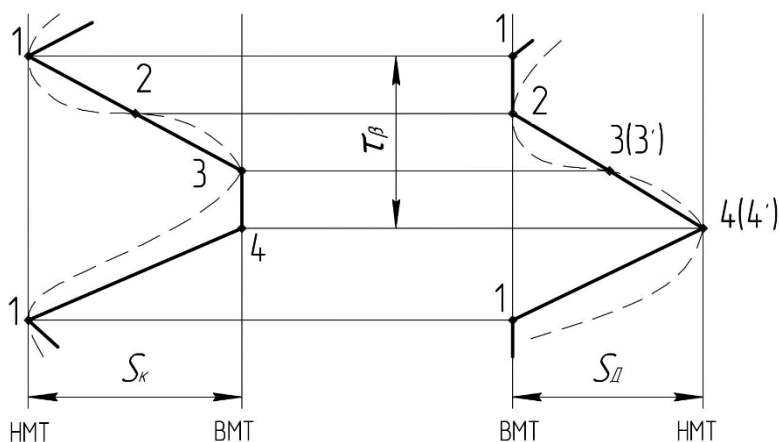


Рисунок 2.15 – Положення поршнів в основних точках циклу в часі (в діаграмі «час – переміщення – об'єм»)

Принципово у разі застосування лінійного привода поршнів з електронно-програмним регулюванням руху можливий рух поршнів із фазою зупинення.

Для реалізації необхідної зміни об'ємів робочих порожнин у машині з поєднанням прямого і зворотного циклів, кінематична схема з гармонійним рухом поршнів має дворядне конструктивне виконання на базі загального механізму руху.

Для кожного ряду можливі такі варіанти компоновальних вирішень із нерухомими циліндрами:

- паралельного розміщення;
- V-подібного розміщення;

– з опозитним розміщенням циліндрів.

З огляду на конструктивну складність двопоршневих машин, що працюють за прямим або зворотним циклом Стірлінга, практичного використання набули машин витискного типу [9 – 11].

На рисунку 2.16 наведені основні три схеми з витискачами і одним робочим поршнем.

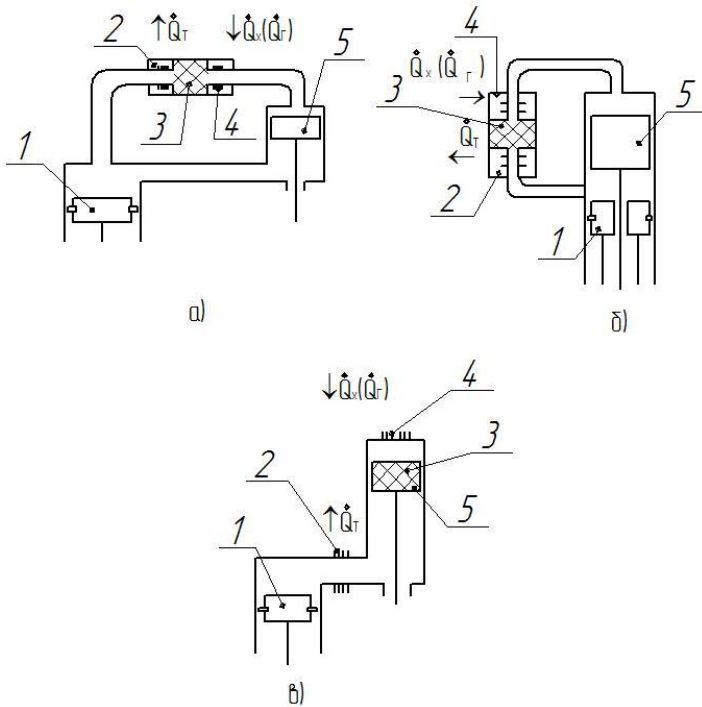


Рисунок 2.16 – Схеми машин Стірлінга витискного типу:

а) з одним робочим і поршнем-витискачем (із двома циліндрами);

б) з одним робочим поршнем і поршнем-витискачем, розміщеними співвісно;

в) з одним робочим поршнем і регенератором витискачем, що переміщується;

1 – «компресорний», або робочий поршень; 2 – теплообмінник відведення теплоти у процесі стиснення (\dot{Q}_T); 3 – регенератор; 4 – теплообмінник підведення теплоти у процесах розширення (\dot{Q}_T – у прямому циклі; \dot{Q}_X – у зворотному циклі); 5 – «детандерний» поршень, або витискач.

Основна різниця між робочими поршнем і витискачем полягає в тому, що робочий поршень містить газонепроникне ущільнення. Тому без урахування гідравлічного опору тиск робочого тіла над і під витискачем один і той самий, і за зворотно-поступального руху витискач не виконує роботи над газом, а лише перештовхує газ із однієї порожнини в іншу.

У машині за варіантом «в» витискач виготовляється частково або повністю із пористої металевої насадки. У цьому разі витискач сам є регенеративним теплообмінником і називається регенеративним витискачем.

Теоретично для привода витискача не потрібно здійснювати механічну роботу. У реальній схемі робота від вала машини використовується на подолання сил тертя і гідравлічного опору в зазорі між витискачем і циліндром.

Специфікою схем із робочим і витискувальним поршнем є те, що об'єм циліндра між поршнем і витискачем (варіанти «а» і «б») з'єднує компресорну порожнину витискача з робочою (теж компресорною) порожниною робочого поршня.

Із різноманіття компоновальних схем, що снують, і конструктивного виконання газових машин Стірлінга можна виділити цікаву конфігурацію з витискачем [12], зображену на рисунку 2.17.

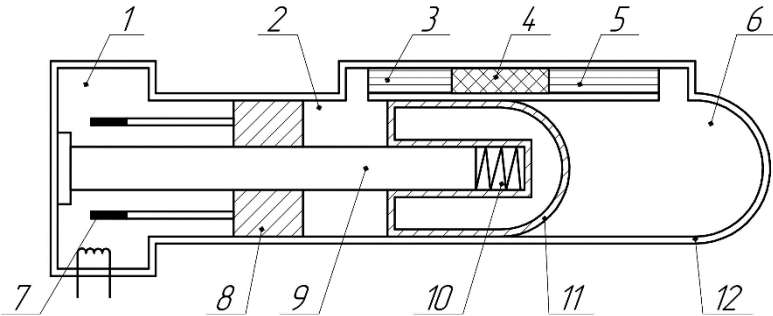


Рисунок 2.17 – Газова холодильна машина з вільним поршнем і лінійним приводом:

1, 2, 6 – буферна, компресорна і детандерна порожнини;
 3 – холодильник (у режимі теплового насоса – теплообмінник для нагрівального середовища вторинного контуру); 4 – регенератор; 5 – теплообмінник навантаження (в режимі теплового насоса – теплообмінник підведення низькопотенційної теплоти); 7 – лінійний привод; 8 – робочий поршень; 9 – стрижень витискача; 10 – пружина; 11 – детандер; 12 – корпус

Також на сьогодні значна увага приділяється розробкам роторних машин Стірлінга [13]. Вони можуть бути використані для холодильних машин і теплових насосів як двигуни систем когенерації [14].

Наведені на рисунку 2.13 прямий і зворотний цикли – це ідеалізоване термодинамічне уявлення зворотних процесів, що характеризуються такими припущеннями:

- процеси стиснення і розширення ізотермічні;
- під час процесів стиснення і розширення вся маса робочого тіла розміщується у відповідних порожнинах;
- поршні рухаються переривчасто, а гідравлічний опір і механічне тертя відсутні;

– для процесів $v = const$ передбачається ідеальна регенерація теплоти;

– відсутній мертвий об'єм робочих порожнин.

У реальній машині процеси стиснення і розширення виконуються неповністю, і тому p, V -діаграма враховує мертві об'єми і гармонічні рухи поршнів, рисунок 2.18.

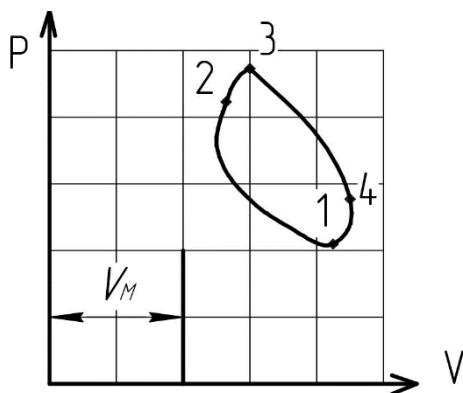


Рисунок 2.18 – Дійсна p, V -діаграма циклу двигуна Стірлінга

Загальні положення розрахунку циклу Стірлінга для теплового двигуна і газової холодильної машини наведені в розрахунках [9–11].

2.2.6 Цикл термотрансформації за схемою Вюлемьє – Таконіса

Використання в машині Стірлінга витискного вузла дозволило Р. Вюлемьє (R. Vuilleumier) запатентувати у

1918 році тепловикористовувальну газову холодильну машину, що забезпечує з'єднання прямого і зворотного циклів Стірлінга без проміжного перетворення теплоти гарячого джерела в технічну роботу на валу механізму руху, необхідну для термотрансформації низькопотенціального тепла. У 1951 році К. Таконіс запропонував зміну машини Вюлемьє у вигляді співвісного розміщення витискачів і штоків в одній температурній зоні.

Теоретично в такій машині в циклі двигуна розвивається потужність, необхідна холодильній машині або тепловому насосу залежно від цільового призначення зворотного циклу.

Витоки витискачів зазвичай пов'язані з колінчатим валом для одночасності руху, але із зрушенням за фазою. Підведена для витоків робота дуже мала, оскільки потрібна лише робота на подолання внутрішнього тертя в робочому тілі та механічного тертя рухомих частин.

На рисунку 2.19 наведена схема і діаграма робочого процесу машини Вюлемьє – Таконіса.

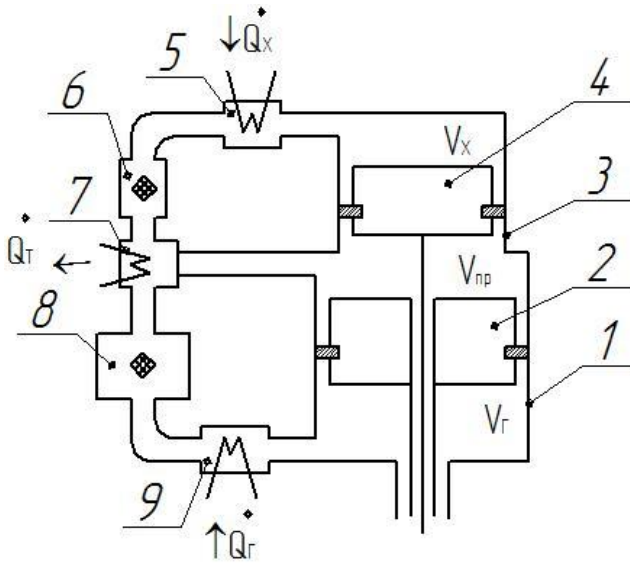


Рисунок 2.19 – Принципова схема і діаграма робочого процесу теплового насоса за циклом Вюлемьє – Таконіса:

1 і 3 – теплий і холодний циліндри; 2 і 4 – теплий і холодний витискачі; 5 – теплообмінник навантаження від низькопотенціального джерела теплоти; 6 і 8 – регенератори холодного і гарячого циліндрів; 7 – теплообмінник відведення теплоти споживачу; 9 – теплообмінник навантаження від джерела теплоти, що гріє

Витискачі 2 і 4 поділяють замкнений об'єм циліндрів на три робочі порожнини змінного об'єму:

– гарячу V_2 ;

– проміжну $V_{np} = V_{np}^r + V_{np}^x$;

– холодну V_x .

Дані порожнини гідравлічно пов'язані між собою теплообмінними апаратами і регенераторами. За допомогою теплообмінників 9, 7 і 5 машина пов'язана з джерелами теплоти на трьох температурних рівнях.

За зворотного-поступального руху витискачів у циліндрах сумарний робочий об'єм і маса газу в машині залишаються сталими впродовж усього циклу. Для простоти розгляду циклу розіб'ємо його на чотири процеси, вважаючи одночасно, що витискачі рухаються переривчасто.

У фазі I–II (процес 1–2) за нерухомого холодного витискача газ проштовхується теплим витискачем через регенератор 8 і теплообмінник 9 із проміжного об'єму V_{np} у теплий об'єм V_r . Через підведення тепла до газу в регенераторі та теплообміннику тиск в робочому об'ємі машини підвищується, $p_2 > p_1$.

У фазі II–III (процес 2–3) теплий витискач нерухомий у ВМТ. Холодний витискач переміщується із ВМТ у НМТ і перештовхує газ із проміжної порожнини до холодної порожнини. До того ж у регенераторі 6 газ охолоджується, а в теплообміннику 6 до газу підводиться теплота від низькопотенціального джерела, але сумарний ефект від підведення теплоти Q_x і відведення теплоти Q_{pc2} у регенераторі призводить до зменшення тиску, $p_2 < p_3$.

На завершальній фазі III–IV (процес 3–4) за нерухомого холодного витискача, розміщеного у НМТ, газ

перештовхується з теплої області V_T до проміжної V_{np} за рахунок переміщення теплового витискача із ВМТ у НМТ. Одночасно відбувається подальше зниження тиску в робочому об'ємі машини, $p_4 < p_3$.

На завершальній фазі IV–I (процес 4–1) за нерухомого в НМТ теплового витискача газ перештовхується холодним витискачем із холодного об'єму до проміжної порожнини за певного підвищення тиску, $p_1 > p_4$.

Для ідеальних умов функціонування теплового насоса за схемою Вюлемьє – Таконіса термодинамічний аналіз можна розглядати на базі такої схеми (рис. 2.20).

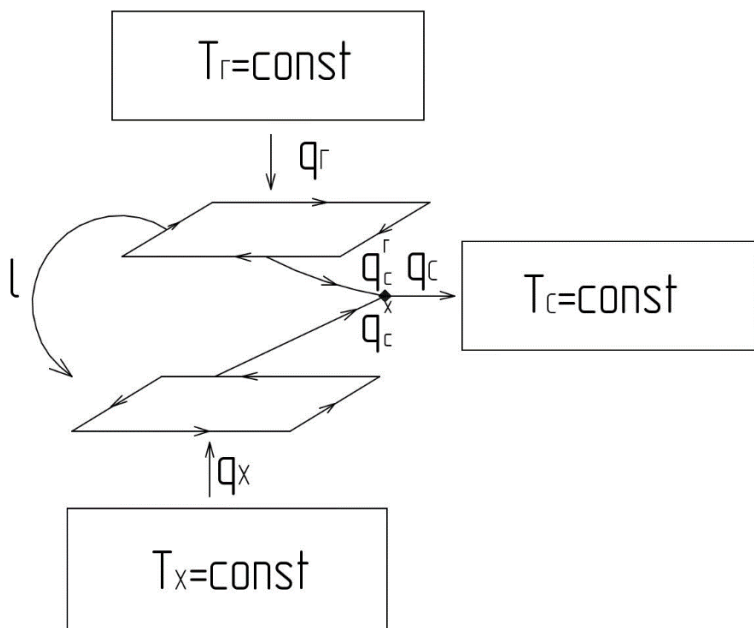


Рисунок 2.20 – Схема ідеального теплового насоса з використанням трьох «резервуарів» теплоти зі сталою температурою

Згідно з рисунком 2.20 теплота, що підводиться від гарячого джерела q_G , у циклі теплового двигуна перетворюється на роботу l , і викид у джерело з $T_C = \text{const}$ величиною q_c^G , тобто

$$l = q_G - q_c^G. \quad (2.54)$$

Термотрансформація низькопотенційної теплоти q_x на температурний рівень T_c потребує роботи, еквівалентної тій, що повинен виробити тепловий двигун,

$$l = q_x^x - q_x. \quad (2.55)$$

Для ідеальних циклів Стірлінга, як і для циклу Карно, можна записати

$$l = q_G \cdot \frac{T_G - T_c}{T_G}, \quad (2.56)$$

$$q_x = l \cdot \frac{T_x}{T_c - T_x}.$$

Енергетичний баланс розглянутої системи має вигляд:

$$q_c = q_G + q_x. \quad (2.57)$$

Коефіцієнт перетворення ідеального циклу

$$COP_{\Sigma}^{id} = \frac{q_c}{q_G} = 1 + \frac{q_x}{q_G}. \quad (2.58)$$

Після підстановки

$$COP_{\Sigma}^{id} = 1 + \frac{T_x}{T_G} \cdot \frac{T_G - T_c}{T_c - T_x}. \quad (2.59)$$

На рисунку 2.21 наведено графік залежності COP_{Σ}^{id} для зазвичай використовуваних рівнів температур у теплонасосному режимі.

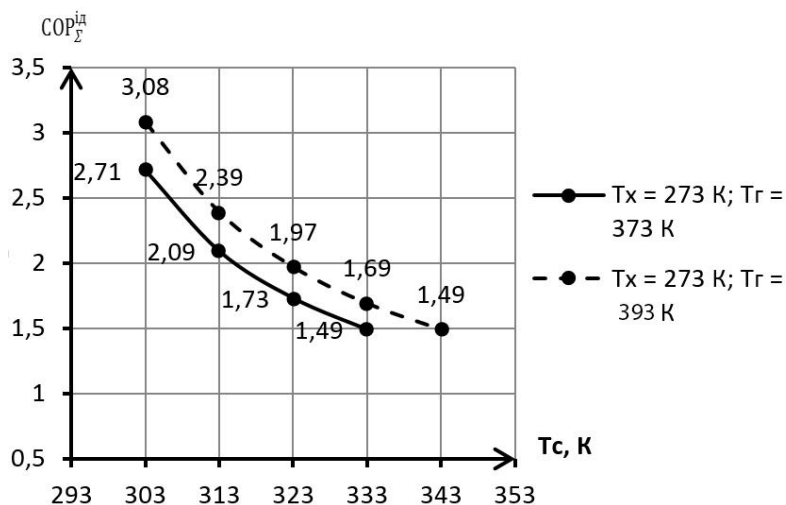


Рисунок 2.21 – Графік залежності $COP_{\Sigma}^{id} = f(T_x, T_c, T_r)$

Із цього графіка випливає, що для реального теплового насоса з коефіцієнтом перетворення $COP_{\Sigma} = 1$, що працює в умовах $t_r = 120$ °C; $t_x = 0$ °C і $t_c = 60$ °C, ступінь термодинамічної досконалості повинен бути не меншим за величину 0,6.

Робочий процес, теплофізична і розрахункова моделі дійсного циклу теплового насоса за схемою Вюлемьє – Таконіса принципово відрізняються від схем термокомпресії на базі теплових двигунів, що працюють за паровим циклом Ренкіна.

Для ідеалізованого робочого процесу тепловий насос, що працює за схемою Вюлемьє – Таконіса, описується нижче, за такою системою рівнянь:

- тепловий потік, що передається в холодильний об'єм V_x (холодопродуктивність), Вт:

$$\dot{Q}_X = \kappa_X \cdot A_X \cdot B; \quad (2.60)$$

- тепловий потік, що передається в тепловий об'єм V_Γ , Вт:

$$\dot{Q}_\Gamma = \kappa_\Gamma \cdot A_\Gamma \cdot B; \quad (2.61)$$

- теплопродуктивність теплового насоса (тепловий потік, відведений із проміжного об'єму), Вт

$$\dot{Q}_{TH} = \dot{Q}_\Gamma + \dot{Q}_X. \quad (2.62)$$

У цих рівняннях позначено:

$$\kappa_X = \frac{\pi \cdot n}{60} \frac{V_X \cdot d \cdot \sin \beta \cdot P_{\max}}{c^2 + d^2 - 2 \cdot c \cdot d \cdot \cos \beta}, \quad (2.63)$$

$$\kappa_\Gamma = \frac{\pi \cdot n}{60} \frac{V_\Gamma \cdot c \cdot \sin \beta \cdot P_{\max}}{c^2 + d^2 - 2 \cdot c \cdot d \cdot \sin \beta}, \quad (2.64)$$

$$A_X = \frac{a + b + e}{\sqrt{(a + b + e)^2 - c^2 - d^2 + 2 \cdot c \cdot d \cdot \cos \beta}} - 1, \quad (2.65)$$

$$A_\Gamma = 1 - \frac{a + b + e}{\sqrt{(a + b + e)^2 - c^2 - d^2 + 2 \cdot c \cdot d \cdot \cos \beta}}, \quad (2.66)$$

$$B = a + b + e + c \cdot \cos \theta - d \cdot \cos(\theta - \beta), \quad (2.67)$$

У цих виразах V_X і V_Γ , m^3 ; P_{\max} , Па; n , об / хв;

$$a = \frac{V_X}{2 \cdot T_X} \cdot \left(1 + \frac{T_X}{T_C}\right), \quad b = \frac{V_\Gamma}{2 \cdot T_\Gamma} \cdot \left(1 + \frac{T_\Gamma}{T_C}\right),$$

$$c = \frac{V_X}{2 \cdot T_X} \cdot \left(\frac{T_X}{T_C} - 1\right), \quad d = \frac{V_\Gamma}{2 \cdot T_\Gamma} \cdot \left(\frac{T_\Gamma}{T_C} - 1\right),$$

$$e = \frac{V_{p,x}}{T_{p,cp}} + \frac{V_{TO,x}}{T_{TO,cp}},$$

тут $V_{p,x}$, $V_{TO,x}$ – вільні об'єми регенератора і теплообмінника холодного контуру;

$T_{p,cp}$, $T_{TO,cp}$ – середні температури в регенераторі і теплообміннику;

θ – кут фазового зсуву в переміщенні витискачів між максимальним тиском і мінімальним об'ємом порожнини розширення;

β – конструктивний кут між кривошипами;

$$\operatorname{tg}\theta = d \cdot \sin \beta / (d \cdot \cos \beta - c),$$

$$P_{\max} = M_{\Sigma} \cdot R / B,$$

де $M_{\Sigma} = \frac{P}{R} \sum_1^n (V_i / T_i)$ – загальна маса газу у всіх

порожнинах машини, отже,

$$\sigma = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{a + b + e - c \cdot \cos \theta + d \cdot \cos(\theta - \beta)}{B}.$$

За умов гармонійного переміщення витискачів у циліндрах об'єми робочих порожнин можна виразити так:

– для гарячої порожнини

$$V_G = 0,5 \cdot V_{OG} \cdot (1 - \cos \varphi + 0,5 \cdot \lambda_G \cdot \sin^2 \varphi);$$

– для проміжних порожнин

$$V_{II}^G = 0,5 \cdot V_{OG} \cdot (1 - \omega_G) \cdot (1 + \cos \varphi - 0,5 \cdot \lambda_G \cdot \sin^2 \varphi),$$

$$V_{II}^X = 0,5 \cdot V_{OG} \cdot (1 - \omega_X) \cdot [1 + \cos(\beta - \varphi) + 0,5 \cdot \lambda_X \cdot \sin^2(\beta - \varphi)] / \omega$$

– для холодної порожнини

$$V_X = 0,5 \cdot V_{OX} \cdot [1 - \cos(\beta - \varphi) + 0,5 \cdot \lambda_X \cdot \sin^2(\beta - \varphi)] \cdot \omega.$$

Тут

$$V_{OG} = V_{G\max} = \pi \cdot D_G^2 \cdot s_G / 4$$

– максимальний об'єм

$$V_{OX} = V_{X\max} = \pi \cdot D_X^2 \cdot s_X / 4$$

гарячої й холодної порожнин;

s_{Γ}, s_X – довжина ходу гарячого і холодного витискачів;

$\omega = \frac{V_{O\Gamma}}{V_{OX}}$ – коефіцієнтне відношення робочих об'ємів;

$\omega_{\Gamma} = \pi \cdot (d_{um}^{\Gamma})^2 \cdot s_{\Gamma} / 4 \cdot V_{O\Gamma}$, $\omega_X = \pi \cdot (d_{um}^X)^2 \cdot s_X \cdot \omega / 4 \cdot V_{O\Gamma}$ – коефіцієнт, що враховує об'єми, зайнятих штоками витискачів;

φ – кут повороту колінчастого вала;

$\lambda_{\Gamma} = s_{\Gamma} / 2 \cdot l_{\Gamma}$, $\lambda_X = s_X / 2 \cdot l_X$ – коефіцієнти, що враховують кінцеву довжину шатуна витискача.

Розрахункова модель циклу Вюлемьє – Таконіса базується на роздільному методі термодинамічного аналізу, в якому для визначення наявних або індикаторних величин теплопродуктивності \dot{Q}_X і \dot{Q}_{Γ} використовують ідеалізовані моделі, а теплові втрати визначають під час аналізу самостійних моделей процесів, що проходять в апаратах і елементах конструкції, за знайдених в ідеалізованій моделі температурах і масових витратах у граничних перерізах апаратів і елементів.

Описання гідродинамічної моделі та алгоритм розрахунку реального циклу наведені в [10].

2.3 Теплові насоси на базі струминної термокомпресії

2.3.1 Пароежекторні теплові насоси

Струминна термокомпресія в ПЕТН ґрунтується на тому, що теплота зовнішнього гарячого джерела і теплота низькопотенціального джерела витрачаються на пароутворення робочої речовини із формуванням парових струминних потоків, взаємодія яких забезпечує реалізацію потрібної термотрансформації.

Зазначена взаємодія струминних потоків відбувається у пристрої, що переважно узагальнюють терміном «ежектор».

В ежекторі відбуваються змішування і обмін енергіями двох потоків різних початкових тисків і температур та утворення змішаного потоку із проміжними термічними параметрами. Залежно від призначення як окремих елементів ежектора може виконувати функції вакуумного насоса або струминного компресора. В ежекторних термотрансформаторах під час термодинамічного аналізу ежектор розглядають як сукупність фіктивної турбіни і компресора, одночасно під турбіною йдеться про розгінний струминний пристрій.

Ежекторні теплові насоси і холодильні машини можуть працювати на будь-яких робочих речовинах. На практиці реалізовані пароводяні ежекторні машини і на робочих речовинах HFC- і HCFC-типу.

Ежекторні термотрансформатори, незалежно від режиму роботи і застосування робочої речовини, характеризуються низькою ефективністю, пов'язаною з великими незворотностями у процесах енергоперетворення безпосередньо в ежекторі.

Аналіз раціональних областей застосування пароежекторних теплових насосів свідчить, що вони можуть бути рекомендовані для тих умов експлуатації, де гріюче джерело для генерації пари високого тиску належить до категорії вторинних або природних відновлюваних (сонячна енергія) енергоресурсів. Необхідно також зауважити, що низька ефективність процесів у паровому ежекторі компенсується експлуатаційною надійністю, відсутністю рухомих частин і мастила, а також тривалим періодом експлуатації.

Незважаючи на загальноприйнятий аспект про низьку енергоефективність ежектора і пароежекторних холодильних машин, у теплонасосному режимі пароежекторна машина має більш високий COP_{Σ} , ніж для котельної установки або теплогенератора.

На рисунку 2.22 подані принципова схема і цикл пароежекторного теплового насоса.

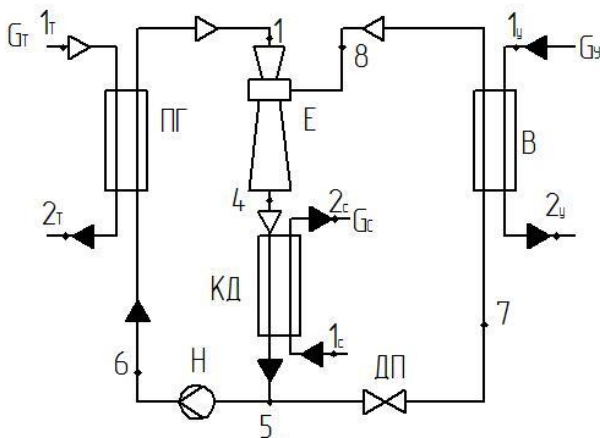
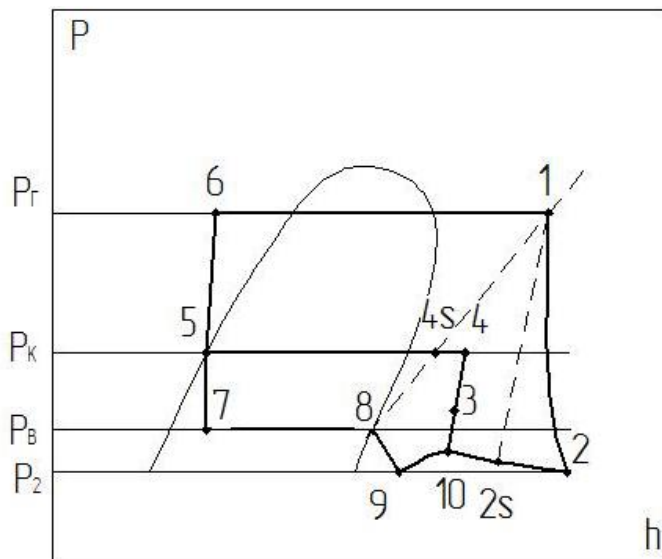


Рисунок 2.22 – Принципова схема (а)
і цикл пароежекторного теплового насоса (б)



б

Рисунок 2.22, аркуш 2

Згідно зі схемою пара робочої речовини генерується в парогенераторі за рахунок теплоти від гарячого теплоносія з масовою витратою G_T із зміною стану від 1_T до 2_T . Паровий потік робочої речовини за тиску p_T і стану 1 надходить до входу в робоче сопло. Цей потік зазвичай називають активним.

Пара робочої речовини за тиску p_B генерується у випарнику, як у будь-якому іншому типі теплового насоса, за рахунок низькопотенціальної теплоти техногенного або природного джерела з масовою витратою G_y та зі зміною параметрів від стану 1_y до 2_y . Паровий потік стану 8 (пасивний потік) також надходить до ежектора через відповідне сопло або канал. На виході з ежектора змішаний

потік стану 4 надходить до конденсатора, де у процесі теплообміну охолоджується і конденсується (процес 4–5).

Конденсат за тиску p_K розподіляється на два потоки: активний – через парогенератор і пасивний – через випарник. Активний потік одержує приріст тиску в конденсатному насосі до потрібного рівня в парогенераторі, а пасивний потік після дроселювання розширюється до тиску і температури, що відповідають умовам кипіння робочої речовини у випарнику.

Що стосується робочого процесу безпосередньо в ежекторі з паровими потоками, то він давно і докладно описаний у працях Е. Я. Соколова, Н. М Зінгера, В. А. Петренка та ін. [15–17].

Цикл пароежекторного теплового насоса у p, h -діаграмі показано на рис. 2.22 б. Робоча пара активного потоку з тиском p_T розширюється в робочому соплі ежектора до тиску p_2 у політропному процесі 1–2. Рівень тиску p_2 береться нижче ніж тиск у випарнику p_B із метою забезпечення для пасивного потоку його розширення та ежекції, процес 8–9.

На вході до камери змішування утворюється пара стану 10, що внаслідок перетворення кінетичної енергії на потенціальну за рахунок зміни форми конфігурації каналів переходить до змішувальної камери у стан 3 і остаточно – в дифузорі у стані 4 за необхідного тиску конденсації p_K . Подальша зміна змішаного потоку описана вище.

Газодинамічні основи роботи пароструминного ежектора розглянемо за схемою, наведеною на рисунку 2.23.

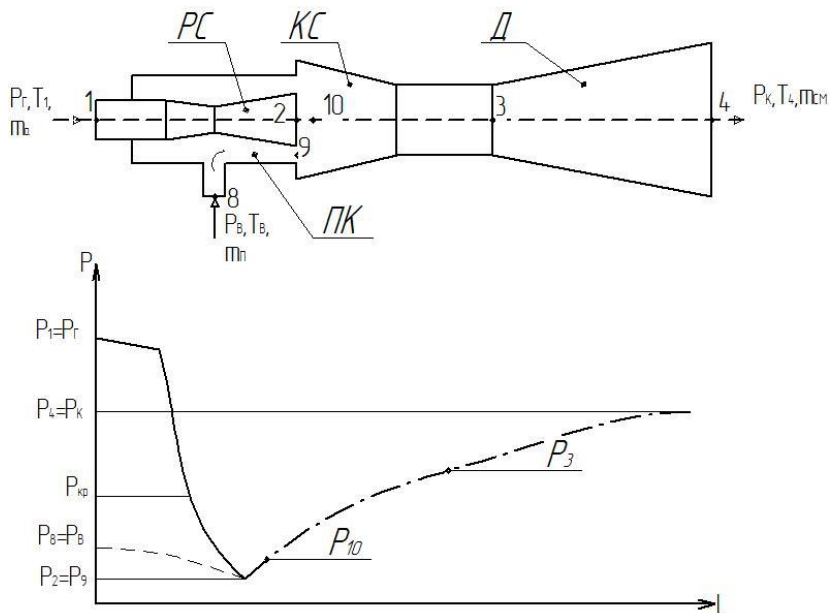


Рисунок 2.23 – Розрахункова схема пароструминного ежектора (а) і розподілу статичного тиску за довжиною елементів ежектора (б)

PC – робоче сопло; ПК – приймальна камера пасивного потоку; KC – змішувальна камера (конічно-циліндрична); Д – дифузор; \dot{m}_a – масова витрата активного потоку; $\dot{m}_п$ – масова витрата пасивного потоку; \dot{m}_{CM} – масова витрата змішаного потоку.

У пароструминних ежекторах використовують такі відношення параметрів:

$\Pi_a = p_1 / p_2$ – ступінь розширення активного потоку;

$\psi = p_K / p_B$ – ступінь збільшення пасивного потоку;

$u = \dot{m}_\Pi / \dot{m}_a$ – коефіцієнт ежекції.

У загальному разі коефіцієнт ежекції залежить від ψ і втрат енергії у проточній частині. Для вибраних значень p_Γ , p_K і p_B залежність $u = \int(\psi)$ матиме гіперболічний характер.

Будь-яка методика розрахунку пароструминного ежектора ґрунтується на законі збереження енергії для адіабатних умов:

$$\dot{m}_a \cdot h_1 + \dot{m}_\Pi \cdot h_8 = \dot{m}_{cm} \cdot h_4 \quad (2.68)$$

і законі збереження маси

$$\dot{m}_a + \dot{m}_\Pi = \dot{m}_{cm}. \quad (2.69)$$

Зв'язок рівнянь 2.68 і 2.69 зводиться до вигляду:

$$h_1 + u \cdot h_8 = (1 + u) \cdot h_4. \quad (2.70)$$

Із рівняння 2.70 одержуємо основну функціональну залежність для ежектора:

$$u = \frac{h_1 - h_4}{h_4 - h_8}. \quad (2.71)$$

Для розрахунку змішувальної камери конічної форми також необхідно використовувати закон імпульсів у вигляді:

$$\dot{m}_a \cdot w_2 + u \cdot w_0 - (1 + u) \cdot w_3 = p_3 \cdot f_3 + \int_{f_2}^{f_3} p df - (p_2 f_2 + p_9 f_9), \quad (2.72)$$

де w_2, w_9, w_3 – швидкості активного і пасивного потоків у вхідному перерізі камери змішування потоку у вихідному перерізі;

$p_2 = p_9$ – тиск активного і пасивного потоку на вході в змішувальну камеру, p_3 – тиск змішаного потоку на виході із змішувальної камери, f_2, f_9, f_3 – площі перерізів

відповідних потоків, $\int_{f_2}^{f_3} pdf$ – інтеграл імпульсу сил на

площу поверхні змішувальної камери між перерізами входу і виходу.

За розрахунку ежекторів використання газодинамічних функції $\lambda, \Pi, \lambda, q, \lambda$ та інших коректно лише для ідеального газового стану, потоків, що взаємодіють, для яких показник адиабати є сталою величиною.

Для робочих речовин, що використовують у холодильних машинах або в теплових насосах, процеси в елементах ежектора відбуваються в області насичення або незначного перегріву, де $k \neq const$. У цьому разі критичну швидкість і зміну параметрів робочих середовищ визначають за залежностями на основі адиабатних процесів і введення кореляційних коефіцієнтів швидкості. Такий підхід до розрахунку ежектора наводиться в 2.17.

Енергетичний баланс пароежекторного теплового насоса в межах на рис. 2.22 записується у вигляді:

$$N_{e,n} = G_T \cdot (h_{2T} - h_{1T}) + G_V \cdot (h_{2V} - h_{1V}) + G_C \cdot (h_{2C} - h_{1C}). \quad (2.73)$$

З урахуванням

$$\begin{aligned}\dot{Q}_T &= G_T \cdot (h_{1T} - h_{2T}), \\ \dot{Q}_V &= G_V \cdot (h_{1V} - h_{2V}), \\ \dot{Q}_C &= G_C \cdot (h_{1C} - h_{2C})\end{aligned}\quad (2.74)$$

вираз для теплопродуктивності набуде вигляду:

$$\dot{Q}_{TH} = \dot{Q}_C = \dot{Q}_T + \dot{Q}_V + N_{e,n}. \quad (2.75)$$

Для визначення складових рівняння 2.75 необхідно знайти масові витрати теплоносіїв на основі балансу теплових потоків у вигляді:

$$\begin{aligned}G_T (h_{1T} - h_{2T}) &= \dot{m}_a (h_1 - h_6), \\ G_V (h_{1V} - h_{2V}) &= \dot{m}_\Pi (h_8 - h_7), \\ G_C (h_{1C} - h_{2C}) &= (\dot{m}_a + \dot{m}_\Pi) \cdot (h_4 - h_5).\end{aligned}\quad (2.76)$$

Для забезпечення заданої теплопродуктивності на бажаному рівні температури конденсації необхідно, щоб виконувалася умова за коефіцієнтом ежекції у вигляді:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{TH} &= (\dot{m}_a + \dot{m}_\Pi)(h_4 - h_5), \\ u &= \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{m}_a (h_4 - h_5)} - 1.\end{aligned}\quad (2.77)$$

Позначивши

$$q_a = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{m}_a}, \quad q_{\kappa\delta} = h_4 - h_5,$$

одержуємо умову мінімуму ежекції, а саме: при $\frac{q_a}{q_{\kappa\delta}} = 1$ матимемо $u = 0$.

Отже, раціональним значенням коефіцієнта ежекції відповідає умова $q_a > q_{кд}$.

Енергетична ефективність пароежекторного теплового насоса записується у вигляді:

$$COP_{TH} = \dot{Q}_{TH} / (Q_T + N_H). \quad (2.78)$$

Нехтуючи потужністю насоса через її малість порівняно з тепловим навантаженням на парогенератор,

$$COP_{TH} \simeq \dot{Q}_{TH} / \dot{Q}_T.$$

Зокрема, $\dot{Q}_T = \dot{m}_a \cdot (h_1 - h_6) = \dot{m}_a \cdot q_{ПГ}$.

Отже, можна записати

$$COP_{TH} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_П)}{\dot{m}_a \cdot q_{ПГ}},$$

або

$$COP_{TH} = (1 + u) \cdot \frac{q_{кд}}{q_{ПГ}}. \quad (2.79)$$

Відношення питомих теплових навантажень на конденсатор і парогенератор залежить від вибору тисків P_K і $P_{ПГ}$ і лежать в інтервалі 0,95–1,2, на основі чого одержуємо

$$COP_{TH} \simeq 1 + u. \quad (2.80)$$

Отже, в будь-якому разі COP_{TH} більше за одиницю і залежить від величини коефіцієнта ежекції.

Для умов за температурою конденсації $t_K = 40 - 60 \text{ }^\circ\text{C}$ коефіцієнт ежекції знаходиться в інтервалі 0,4–0,1, і ці значення можуть бути використані у разі розрахунку циклу в першому наближенні.

Алгоритм розрахунку циклу пароежекторного теплового насоса поданий у вигляді такого прикладу.

2.3.2 Приклад розрахунку ПЕТН

За вхідні дані беремо параметри для розрахунку циклу в підпункті 2.2.2.

Робоча речовина – R236 fa,

$$Q_{TH} = 100 \text{ кВт}, t_{1C} = 45 \text{ }^\circ\text{C}, t_{2C} = 55 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{1X} = 15 \text{ }^\circ\text{C}, t_{2Y} = 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середовище, що нагрівається в конденсаторі, – вода.

Середовище низькопотенційного джерела для випарника – вода.

Теплоносій для парогенератора – суха насичена водяна пара за тиску $p_{1Г} = 0,2 \text{ МПа}$, з температурою насичення $t_{SAT} = t_{1Г} = t_{2Г} = 120,33 \text{ }^\circ\text{C}$; питома теплота конденсатора $r_{SAT} = 2202 \text{ кДж/кг}$; $\eta_{i,n} = 0,75$; $\eta_{мех,n} = 0,9$.

Основні розрахунки температури і тиску:

$$t_B = t_{2Y} - 5 \text{ }^\circ\text{C} = 10 - 5 = 5 \text{ }^\circ\text{C}, p_B = p_8 = 1,5 \text{ бар},$$

$$t_K = t_{2C} + 5 \text{ }^\circ\text{C} = 55 + 5 = 60 \text{ }^\circ\text{C}, p_K = p_4 = 1,8 \text{ бар},$$

$$t_{Г} = t_{2Г} - 20 \text{ }^\circ\text{C} = 120 - 20 = 100 \text{ }^\circ\text{C}, p_{Г} = p_1 = p_6 = 20 \text{ бар};$$

$$t_1 = t_{Г} + 15 \text{ }^\circ\text{C} = 100 + 15 = 115 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\text{Тиск } p_2 = p_9 = p_B - 0,1 \text{ бар} = 1,5 - 0,1 = 1,4 \text{ бар}$$

Параметри потоків у вузлових точках на основі вхідних даних із використанням p, h -діаграми для R236 fa:

$$h_1 = 440 \text{ кДж / кг}; h_{2_s} = 390 \text{ кДж / кг};$$

$$h_8 = 363 \text{ кДж / кг}; h_{9_s} = 361 \text{ кДж / кг};$$

$$h_5 = h_7 = 278 \text{ кДж / кг}; \rho_5 = 1250 \text{ кг / м}^3.$$

Попереднє розрахункове значення коефіцієнта ежекції відповідно до 2.2

$$u^* = \varphi_C \cdot \varphi_D \sqrt{l_{1-2_s} / l_{4_s-3}} - 1,$$

де φ_C, φ_D – коефіцієнти втрат у робочому соплі та дифузори;

$l_{1-2_s} = h_1 - h_{2_s}$ – питома адіабатна робота розширення активного потоку;

$l_{4_s-3} = h_{4_s} - h_3$ – питома адіабатна робота стиснення в дифузори.

Теоретичний процес стиснення в дифузори розглядається вздовж лінії, побудованої в p, h -діаграмі через точки перетину ізобари p_K і прямої, що з'єднує точки 1 і 8 (рис. 2.22 б). З огляду на відсутність на цьому етапі розрахунку значення ентальпії в точці 3 можна попередньо взяти:

$$h_3 \approx h_{2_s} \text{ або } h_3 = (1,06 - 1,1) \cdot h_8$$

З урахуванням вищевикладеного одержуємо:

$$l_{1-2_s} = 440 - 390 = 50 \text{ кДж / кг}, h_{4_s} = 412 \text{ кДж / кг},$$

$$l_{4_s-3} = 412 - 390 = 22 \text{ кДж / кг}, \varphi_C = 0,95, \varphi_D = 0,75,$$

$$u^* = 0,95 \cdot 0,98 \cdot \sqrt{50 / 22} - 1 = 0,074.$$

Одержане значення коефіцієнта ежекції порівняно низьке з огляду на необхідність забезпечення температури конденсації 60°C за ступеня підвищення тиску пасивного потоку $\psi = 7,8 / 1,5 = 5,2$. Для більш низьких значень ψ

будуть більш високі значення коефіцієнта ежекції і, відповідно, більш висока енергоефективність процесу теплонасосної термотрансформації.

На основі величини U^* визначаємо зміни параметрів потоків в ежекторі.

Реальний стан активного потоку в точці 2 розраховується за рівнянням:

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 - \varphi_C^2 \cdot (h_1 - h_{2s}) = h_1 - \varphi_C^2 \cdot l_{1-2s} = \\ &= 440 - 0,95^2 \cdot 50 = 394 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Стан у точці 9

$$\begin{aligned} h_9 &= h_8 - \varphi_C^2 \cdot (h_8 - h_{9s}) = \\ &= 363 - 0,95^2 \cdot (363 - 361) = 361,19 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Швидкість активного потоку на виході із робочого сопла:

- для ізоентропного процесу

$$w_{2s} = \sqrt{2000 \cdot (h_1 - h_{2s})} = \sqrt{2000 \cdot 50} = 316,23 \text{ м / с ;}$$

- для політропного процесу

$$w_2 = \varphi_C \cdot w_{2s} = 0,95 \cdot 316,23 = 300,4 \text{ м / с.}$$

Швидкість пасивного потоку на виході на зрізі робочого сопла

$$\begin{aligned} w_{9s} &= \sqrt{2000 \cdot (h_8 - h_{9s})} = \sqrt{2000 \cdot 2} = \\ &= 63,24 \text{ м / с,} \end{aligned}$$

$$w_9 = \varphi_C \cdot w_{9s} = 0,95 \cdot 63,24 = 60,08 \text{ м / с.}$$

Параметри змішаного потоку на вході до змішувальної камери (ентальпія і швидкість):

$$h_{10} = \frac{h_2 + u^* \cdot h_9}{1 + u^*} = \frac{394,87 + 0,074 \cdot 361,19}{1 + 0,074} = 392,55 \text{ кДж / кг ,}$$

$$w_{10} = \frac{w_2 + u^* \cdot w_9}{1 + u^*} = \frac{300,4 + 0,074 \cdot 60,08}{1 + 0,074} = 283,84 \text{ м / с.}$$

Параметри змішаного потоку на виході із камери змішання:

$$w_3 = \varphi_{KC} \cdot w_{10} = 0,863 \cdot 283,84 = 244,95 \text{ м/с}.$$

де φ_{KC} – сумарний коефіцієнт газодинамічних втрат на тертя активного і пасивного потоків і внаслідок удару потоків при $w_2 \gg w_9$. Для розрахунку використовується величина $\varphi_{KC} = 0,863$ із [17].

Втрата ексергії у змішувальній камері, [17]:

$$\Delta h_{KC} = w_2^2 \left(1 - \frac{\varphi_{KC}^2}{1+u^*}\right) / 2000, \text{ кДж/кг},$$

$$\Delta h_{KC} = 300,4^2 \left(1 - \frac{0,863^2}{1,074}\right) / 2000 = 13,83 \text{ кДж/кг},$$

$$h_3 = h_{10} + \frac{\Delta h_{KC}}{1+u^*} = 392,55 + 13,83 / 1,074 = 405,43 \text{ кДж/кг}.$$

Беремо швидкість змішаного потоку на виході з дифузора $w_4 = 20 \text{ м/с}$.

Стан у точці 4

$$h_4 = h_3 + \frac{w_3^2 - w_4^2}{2000} = 405,34 + \frac{244,95^2 - 20^2}{2000} = 435,23 \text{ кДж/кг}.$$

На основі даної величини h_4 за рівнянням балансу ексергії для ежектора (2.71) визначаємо досяжне значення коефіцієнта ежекції:

$$u = \frac{h_1 - h_4}{h_4 - h_8} = \frac{440 - 435,23}{435,23 - 363} = 0,066.$$

З огляду на те, що $u < u^*$, необхідно повторювати варіанти визначення коефіцієнта ежекції u для забезпечення збіжності.

У таблиці 2.3 подані результати ітераційного розрахунку коефіцієнта ежекції.

Таблиця 2.3 – Розрахунок варіантів коефіцієнта ежекції

u^*	h_{10} кДж/кг	ω_{10} м/с	$\Delta h_{КС}$ кДж/кг	h_3 кДж/кг	ω_3 м/с	h_4 кДж/кг	u	Оцінка збіжності
0,074	392,55	283,84	13,83	405,43	244,95	435,23	0,066	$u < u^*$
0,075	392,18	283,57	13,86	405,07	244,72	434,81	0,072	$u < u^*$
0,08	390,37	282,26	14,00	404,37	243,59	433,84	0,082	$u > u^*$
0,076	391,81	283,31	13,89	404,73	244,49	434,42	0,078	$u > u^*$
0,075	392,00	283,44	13,875	404,90	244,61	434,61	0,0755	$u \approx u^*$

На основі цих розрахунків, наведених у таблиці 2.3 беремо $u = 0,0755$, $h_4 = 434,61$ кДж / кг.

Стан у точці 6 визначимо на основі рівняння балансу енергії для насоса:

$$h_6 = h_5 + \frac{P_6 - P_5}{\rho_5 \cdot \eta_{н.і}} = 278 + \frac{2000 - 780}{1250 \cdot 0,75} = 279,3 \text{ кДж / кг.}$$

Режимні параметри циклу

Питоме теплове навантаження на парогенератор

$$q_{ПГ} = h_1 - h_6 = 440 - 279,3 = 160,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_{КД} = h_4 - h_5 = 434,61 - 278 = 156,61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на випарник

$$q_B = h_8 - h_7 = 363 - 278 = 85 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата змішаного потоку

$$\dot{m}_{см} = \dot{Q}_T / q_{кД} = 100 / 156,61 = 0,638 \text{ кг} / \text{с}.$$

Масова витрата активного потоку

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{см}}{1+u} = \frac{0,638}{1+0,0755} = 0,594 \text{ кг} / \text{с}.$$

Масова витрата пасивного потоку

$$\dot{m}_п = u \cdot \dot{m}_a = 0,044 \text{ кг} / \text{с}.$$

Теплове навантаження на парогенератор

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= \dot{Q}_{ПГ} = \dot{m}_a \cdot q_{ПГ} = 0,594 \cdot 160,7 = \\ &= 95,45 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Теплове навантаження на випарник

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_B = \dot{m}_п \cdot q_B = 0,044 \cdot 85 = 3,74 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність насоса

$$N_{e,n} = \frac{\dot{m}_a \cdot (h_6 - h_5)}{\eta_{мех,n}} = \frac{0,594 \cdot (279,3 - 278)}{0,95} = 0,81 \text{ кВт}.$$

Масова витрата теплоносія на парогенератор з урахуванням тепловтрат

$$G_T = \frac{1,3 \cdot \dot{Q}_{ПГ}}{r_{SAT}} = \frac{1,3 \cdot 95,45}{2202} = 0,446 \text{ кг} / \text{с} = 0,16 \text{ м} / \text{год}.$$

Масова витрата утилізованого середовища

$$\begin{aligned} G_Y &= \frac{\dot{Q}_B}{c_Y \cdot (t_{1Y} - t_{2Y})} = \frac{3,74}{4,188 \cdot (15 - 10)} = \\ &= 0,178 \text{ кг} / \text{с} = 0,643 \text{ м} / \text{год}. \end{aligned}$$

Масова витрата середовища, що нагрівається

$$\begin{aligned} G_C &= \frac{\dot{Q}_{ТН}}{c_C \cdot (t_{1C} - t_{2C})} = \frac{100}{4,174 \cdot (55 - 45)} = \\ &= 2,396 \text{ кг} / \text{с} = 8,625 \text{ м} / \text{год}. \end{aligned}$$

Об'ємна витрата холодоагенту через насос

$$\dot{V}_H = \frac{\dot{m}_a}{\rho_5} = \frac{0,594}{1250} = 0,000475 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1,71 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Енергоефективність циклу

Коефіцієнт перетворення за внутрішніми енерговитратами

$$COP_{TH} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{Q}_{TH} + N_{e,n}} = \frac{100}{95,45 + 0,81} = 1,039.$$

Коефіцієнт перетворення за початковим енергоресурсом

$$COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{Q}_{TH} / \eta_q + N_{e,n} / COP_{el}} = \frac{100}{95,45 / 0,9 + 0,81 / 0,3} = 0,92.$$

Висновки з розрахунку циклу

1 Для умов нагрівання середовища вторинного контуру теплонасосної установки до 55 °С за утилізації низькопотенційного тепла з температурою 15 °С застосовування ПЕТН на високотемпературних холодоагентах типу HFC – нераціональне з огляду на низькі значення коефіцієнтів ежекції та, відповідно, коефіцієнтів перетворення.

2 Більш високі показники можна одержати, використовуючи за робочу речовину водиу (R718), але в цьому разі буде мати вакуумний режим у випарнику й ежекторі та суттєве збільшення масогабаритних показників апаратів, особливо ежектора.

3 Для режимів роботи з $t_{IV} = 25 - 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $t_{2C} = 35 - 45 \text{ } ^\circ\text{C}$, можливо, економічно доцільно ПЕТН з урахуванням його позитивних властивостей, викладених у підпункті 2.3.1.

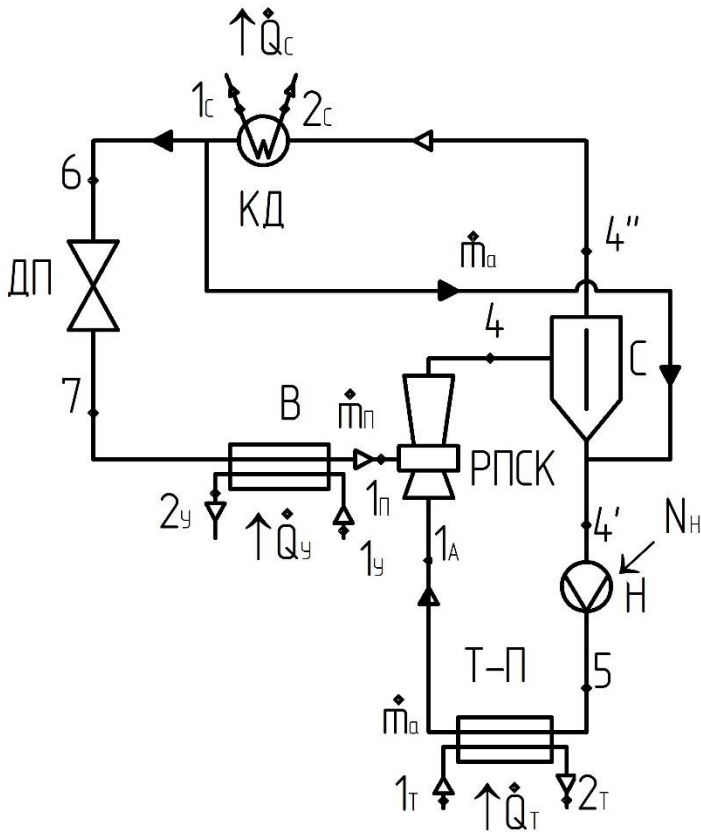
Розрахунок геометричних параметрів ежектора проводиться на основі розрахункових параметрів циклу і достатньо доступно викладений у роботах [15, 16].

2.3.3 Тепловий насос із використанням струминного термокомпресорного модуля

Аналіз схемних вирішень всіх вищерозглянутих типів термокомпресорних теплових насосів свідчить про обов'язкове вмикання теплообмінного апарата для передавання енергії від внутрішнього гарячого джерела у формі теплоти для пароутворення робочої речовини або її нагрівання під час реалізації транскритичного циклу. У цьому разі процес пароутворення або нагрівання робочої речовини відбувається поза ежектором, тобто головним пристроєм, де через взаємодію енергетичних потоків змішаний потік набуває необхідних параметрів теплонасосного режиму.

Новий принцип струминної терсокомпресії вперше був викладений у праці В. М. Марченка [18], використаний і застосований для термотрансформаторів у режимі теплового насоса і холодильної машини [19–23].

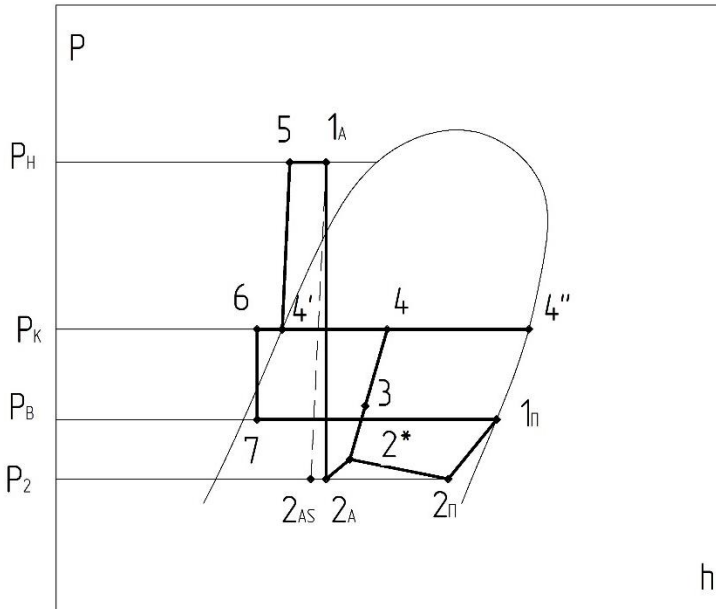
Концептуальна різниця запропонованого робочого процесу від того, що відбувається в пароежекторному тепловому насосі, полягає в тому, що процес пароутворення робочої речовини переноситься безпосередньо до сопла активного потоку ежектора. Енергія, потрібна для релаксаційного процесу краплинної рідини в насосі й теплообміннику, – підігрівачі (рисунок 2.24).



а)

Рисунок 2.24 – Принципова схема (а) і процеси у p, h -діаграмі (б) для теплового насоса із струминним термокомпресорним модулем (СТК-модуль):

РПСК – рідинно-паровий струминний компресор;
 С – сепаратор; Н – насос циркуляційного контуру;
 Т-П – теплообмінник-підігрівач; КД – конденсатор теплопостачання; ДП – дросельний пристрій; В – випарник.



б)
Рисунок 2.24, аркуш 2

У поданій на цьому рисунку схемі 4 елементи узагальнюються поняттям «СТК-модуль». Це – РПСК, сепаратор, насос і теплообмінник-підігрівач. Після подібного з’єднання зазначених елементів загальна схема набуває звичайного вигляду парокompресорного теплового насоса, що складається з чотирьох основних компонентів: компресор (СТК-модуль), конденсатор, дросель і випарник. На відміну від класичного компресора, СТК-модуль споживає енергію від зовнішніх джерел у двох формах: у формі теплоти для теплообмінника-підігрівача та у формі роботи для насоса.

З’єднання між собою елементів СТК-модуля утворює так званий циркуляційний контур.

Робочий процес СТК-модуля передбачає використання як активного середовища для РПСК, що закипає при витіканні недогрітої до насичення рідини. Течія робочого середовища активного потоку через сопло Лаваля супроводжується процесом релаксації пароутворення в її частині, що розширюється. У вихідному перерізі сопла активного потоку формується надзвуковий струмінь дрібнодисперсної парокраплинної структури з високим об'ємним паровмістом, стан 2_A . Цей струмінь інjektує перекачувану з випарника пару, що надходить спочатку до приймальної камери РПСК у стані 1_{II} і розширюється до тиску p_2 , беручи параметри стану 2_{II} .

На вході до змішувальної камери сумарний потік набуває стану 2, пропорційного масовим витратам активного і пасивного потоків. Далі у змішувальній камері відбувається гальмування змішаного потоку до стану 3, а потім у дифузорі процес перетворення кінетичної енергії на потенціальну завершується з досягненням на виході, потрібного за тиском p_K стану $4'$.

Стиснена в РПСК насичена пара стану 4 розподіляється в сепараторі на два потоки: суха насичена пара стану $4''$ подається у конденсатор для нагрівання середовища вторинного контуру із зміною параметрів $1c - 2c$ із заданою теплопродуктивністю, а насичена рідина стану $4'$ відбирається насосом до циркуляційного контура, і після нагрівання в теплообміннику-підігрівачі нагнітається у РПСК для формування робочого струменя. Можлива деяка перевиробничість стисненої пари за рахунок внутрішніх дисипативних процесів компенсується відбором частини конденсату після конденсатора в циркуляційний контур.

У конденсаторі можливе деяке переохолодження конденсату 6 або процес 4'–6 може бути реалізований в окремому апараті – субкулері.

Після дроселювання (процес 6–7) конденсат перетворюється у випарнику на суху насичену пару стану 1п у вигляді пасивного потоку для РПСК. Процес пароутворення у випарнику забезпечується за рахунок підведення низькопотенціальної теплоти середовища первинного контура теплонасосної установки зі зміною параметрів від стану 1_у до 2_у.

Після підведення теплоти від гарячого джерела, процес 1_т–2_т реалізується з істотно меншими енергозатратами на нагрівання рідкої фази робочої речовини, ніж в усіх інших схемах термокомпресії, якщо потрібно створити паровий потік через випаровування в парогенераторі.

Енергетичний баланс теплового насоса, що розглядається, записується у вигляді

$$N_{e,n} = G_C(h_{2C} - h_{1C}) + \\ + G_Y(h_{2Y} - h_{1Y}) + G_T(h_{2T} - h_{1T}), \quad (2.81)$$

де G_C, G_Y, G_T – масові витрати середовища, що нагрівається (наприклад, мережевої води), низькопотенціального утилізованого середовища і теплоносія, що гріє, відповідно;

$N_{e,n}$ – ефективна потужність насоса циркуляційного контуру.

З урахуванням виразів для зовнішніх теплових потоків

$$\dot{Q}_{TH} = G_C (h_{2C} - h_{1C}),$$

$$\dot{Q}_B = G_Y (h_{1Y} - h_{2Y}),$$

$$\dot{Q}_{III} = G_T (h_{1T} - h_{2T}).$$

Теплопродуктивність теплового насоса

$$\dot{Q}_{TH} = \dot{Q}_{T.II} + \dot{Q}_Y + N_{e,n}. \quad (2.82)$$

Зі свого боку, всі складові теплового балансу за рівнянням 2.82 можна виразити через параметри робочої речовини циклу:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{TH} &= \dot{Q}_{КД} = (\dot{m}_{II} + \dot{m}_0) \cdot (h_{4''} - h_4), \\ \dot{Q}_B &= \dot{m}_{II} \cdot (h_{1II} - h_7), \\ \dot{Q}_{T.I} &= \dot{m}_A \cdot (h_{1A} - h_5), \\ N_{e,n} &= \dot{m}_A \cdot l_{e,n} = \dot{m}_A (h_5 - h_{4'}) / \eta_{e,n}. \end{aligned} \quad (2.83)$$

У даних виразах позначено:

\dot{m}_A – масова витрата активного потоку;

\dot{m}_{II} – масова витрата пасивного потоку;

\dot{m}_0 – масова витрата сухої насиченої пари, стану 4'',
перевиробленої у РПСК.

Масова витрата пари, що надходить до конденсатора

$$\dot{m}_{КД} = \dot{m}_{II} + \dot{m}_0. \quad (2.84)$$

Відповідно до робочого процесу для РПСК вводиться параметр під назвою «ступінь перевиробництва пари», ψ_4 :

$$\psi_4 = \frac{\dot{m}_\Pi + \dot{m}_0}{\dot{m}_\Pi}. \quad (2.85)$$

Отже, масова витрата через конденсатор

$$\dot{m}_{КД} = \dot{m}_\Pi \cdot \psi_4. \quad (2.86)$$

Зокрема, у стані 4 виконуватиметься рівність

$$\dot{m}_\Pi + \dot{m}_0 = (\dot{m}_A + \dot{m}_\Pi) \cdot x_4. \quad (2.87)$$

Перетворення рівняння (2.87) дозволяє записати

$$1 + \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_\Pi} = \left(\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_\Pi} + 1 \right) \cdot x_4$$

або

$$\psi_4 = \frac{1+u}{u} \cdot x_4, \quad (2.88)$$

де $u = \dot{m}_\Pi / \dot{m}_A$ – коефіцієнт ежекції; x_4 – масовий паровміст робочої речовини на виході із РПСК у стані точки 4.

Функціональний зв'язок між u , ψ_4 , x_4 дозволяє встановити прохід до певної масової витрати активного потоку за заданою теплопродуктивністю теплового насоса на основі таких перетворень:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ТН} &= \dot{m}_\Pi \cdot \psi_4 (h_{4''} - h_{4'}) + \dot{m}_\Pi (h_{4'} - h_6), \\ \dot{Q}_{ТН} / \dot{m}_A &= u \cdot \psi_4 (h_{4''} - h_{4'}) + u (h_{4'} - h_6), \quad (2.89) \\ \dot{m}_A &= \frac{\dot{Q}_{ТН}}{u \cdot \psi_4 r_{SAT}(t_4) + u \cdot \Delta h_{SC}}. \end{aligned}$$

де $r_{SAT} t_4$ – питома теплота перетворення робочої речовини за температури конденсації $t_K = t_4$;

$$\Delta h_{SC} = h_{4'} - h_6 - \text{питома теплота}$$

переохолодження конденсату.

На основі чисельного експерименту для циклу теплового насоса із СТК-модулем на R134a для умов

$$t_{1T} = 90 \text{ }^\circ\text{C}, t_{2T} = 70 \text{ }^\circ\text{C}, t_K = 60 \text{ }^\circ\text{C}, t_B = -25 \dots 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

одержуємо відповідні інтервал величин

$$u = 0,0472 - 0,0582, \psi_4 = 1,142 - 1,322, x_4 = 0,0515 - 0,0727.$$

Ці показники свідчать про те, що процеси розширення та стиснення в РПСК відбуваються в області насиченої пари поблизу лівої граничної кривої. Незвично низькі значення коефіцієнта ежекції некоректно порівнювати з коефіцієнтом ежекції для пароструменевих ежекторів (компресорів) з огляду на те, що активний потік РПСК являє собою рідку фазу робочої речовини, а пасивний – парову. Для R134a за $t_{1A} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ густина рідини дорівнює $998,2 \text{ кг/м}^3$, а пари за $0 \text{ }^\circ\text{C}$ – $\rho_{i,H} = 15 \text{ кг/м}^3$, і коефіцієнт ежекції за об'ємними витратами за цих умов становить 3,33. Для пароструменевого ежектора при $t_{1A} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{1A} = 120 \text{ кг/м}^3$ і для досягнення об'ємного коефіцієнта ежекції $u_K = 3,33$ необхідно одержувати коефіцієнти ежекції за масовою витратою, що дорівнює 0,416, як впливає із розрахунку в підпункті 2.3.2 недосяжно за температури конденсації $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для наближених розрахунків теплового насоса на R134a в інтервалі визначених температур кипіння у випарнику, $t_{1A} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ і температури конденсації, що дорівнює $60 \text{ }^\circ\text{C}$, лінеаризація залежності $\psi_4 \cdot u = f(u)$ має вигляд:

$$\psi_4 \cdot u = 2,09458 \cdot u - 0,04496 \quad (2.90)$$

і може бути використана для визначення масової витрати активного потоку за рівнянням (2.95).

Математична модель робочого процесу РПСК заснована на прогнозуванні параметрів потоків, що взаємодіють з урахуванням їх теплофізичних властивостей і результатів експериментальних досліджень. На базі математичної моделі на кафедрі технічної теплофізики СумДУ розроблений програмний комплекс, в якому чисельно описується система рівнянь поточного процесу (збереження маси, кількості руху, енергії, метастабільного стану середовища та продуктивності ентропії).

Через неможливості використання для розрахунку двофазних течій апарату газодинамічних функцій система рівнянь доповнена залежностями з кінетики пароутворення, характеристиками дроблення і критичним режимом. Зазначена математична модель викладена в дисертації М. Г. Прокопова [24].

На основі експериментальних даних установлені такі чисельні значення швидкісних коефіцієнтів: сопла активного потоку – $\varphi_A = 0,95 - 0,98$; сопла пасивного кільцевого потоку – $\varphi_{II} = 0,93 - 0,95$; камери змішування $\varphi_{CM} = 0,91 - 0,92$ і дифузора $\varphi_D = 0,87 - 0,9$.

У процесі розрахунку циклу попередньо визначається область можливих режимів роботи РПСК за величиною тиску p_2 , за числом Маха M_3 у вхідному перерізі дифузора та ітераційним процесом встановлюється максимальне значення коефіцієнта ежекції за ентальпією потоку змішування на виході із РПСК.

Стан робочої речовини в точці 5 визначається на основі енергетичного балансу циркуляційного насоса:

$$h_5 - h_{4'} = (p_H - p_K) \cdot \nu_{4'} / \eta_{i,n}. \quad (2.91)$$

Температура робочого середовища на виході із насоса:

$$t_5 = t_{4'} + \frac{h_5 - h_{4'}}{\tilde{c}_f}, \quad (2.92)$$

де \tilde{c}_f – середня питома теплоємність робочого середовища в інтервалі температур t_4 і t_5 ; зважаючи на малість цієї різниці температур $\Delta t = t_5 - t_{4'}$, у разі розрахунку береться $\tilde{c}_f = c(t_{4'})$.

Задаючись величиною нагрівання в теплообміннику-підігрівачі $\Delta t_{T-II} = 2-3^\circ\text{C}$ визначаємо температуру активного потоку на вході в РПСК:

$$t_{1A} = t_5 + \Delta t_{III}.$$

Параметри активного потоку h_{1A} , s_{1A} , v_{1A} визначаються із таблиць або діаграм для умов p_H і t_{1A} .

Параметри активного потоку на виході з робочого сопла визначаються ітераційним розрахунком, через покрокове задання температур насичення $t_2 = t_B + \Delta t$ за відповідних тисків p_2 . Для точності розрахунку беремо крок $\Delta t = 0,01^\circ\text{C}$. Схема зазначеного розрахунку наводиться нижче:

– середня швидкість рівноважного ізоентропного витікання активного потоку, м/с,

$$\omega_{2AS} = \sqrt{2000 h_{1A} - h_2 - (s_{1A} - s_2) \cdot T_2}; \quad (2.93)$$

– середня швидкість активного потоку на виході із сопла, м/с,

$$\omega_{2A} = \varphi_A \cdot \omega_{2AS}; \quad (2.94)$$

– питома ентропія активного потоку на виході із сопла, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$,

$$s_{2A} = s_{1A} + (1 - \varphi_A^2) \frac{\omega_{2AS}^2}{2000 \cdot T_2}; \quad (2.95)$$

– масовий паровміст активного потоку на виході із сопла,

$$x_{2A} = \frac{s_{2A} - s_{2'}}{s_{2''} - s_{2'}}; \quad (2.96)$$

– перевірка подібності розрахунку за ентальпією на вході до робочого сопла, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$h_{1A}^* = h_{2'} + x_{2A}(h_{2''} - h_{2'}) + \frac{\omega_{2A}^2}{2000}, \quad (2.97)$$

необхідно, щоб виконувалась умова

$$h_{1A}^* = h_{1A}.$$

На базі значення x_{2A} визначаються ентальпія і питомий об'єм робочого середовища на виході із сопла:

$$\begin{aligned} h_{2A} &= h_{2'} + x_{2A}(h_{2''} - h_{2'}), \\ v_{2A} &= v_{2'} + x_{2A}(v_{2''} - v_{2'}). \end{aligned} \quad (2.98)$$

Подібним ітераційним процесом визначають також параметри пасивного потоку у вхідному кільцевому перерізі цього потоку, а саме:

$$p_{2П}, \omega_{2ПS}, \omega_{2П}, s_{2П}, x_{2П}, h_{1П}^*, h_{2П} \text{ і } v_{3П}.$$

Необхідно відзначити, що положення точки l_{II} практично знаходиться на правій граничній кривій за тиску $p_{2П} \approx p_{2A} = p_2$.

Після визначення параметрів активного і пасивного потоків на виході з відповідних сопел виконується

розрахунок гальмування змішаного потоку у змішувальній камері та дифузорі за моделлю ітераційного процесу. На базі роботи [24] з урахуванням практично рівності не лише тисків потоків, що взаємодіють, а й головне – середніх швидкостей, що приводить до відчутного або повного зниження втрат на «удар» у змішувальній камері.

Покрокова зміна тиску p_3 від величини p_{2*} дозволяє визначити ентальпії на виході із змішувальної камери h_3 , далі за вибраного числа Маха M_3 визначають швидкість ω_3 , що в кінцевому підсумку дозволяє визначити основний параметр енергоперетворення в ежекторі – ентальпію на виході h_4 за необхідної температури t_K і тиску p_K . Подібність розрахунку визначається за рівності коефіцієнта ежекції на основі рівняння балансу РПСК

$$u = \frac{h_4 - h_{1A}}{h_{1II} - h_4} \quad (2.99)$$

і коефіцієнта ежекції u_K , що являє собою відношення технічних робіт стиснення і розширення з урахуванням геометричного ступеня розширення каналу і термодинамічних параметрів потоку змішування, v_{2CM} , v_3 , p_3 , p_4 , K , M_3 та ін.

На базі зазначеної розрахункової моделі робочого процесу у РПСК також визначаються величини, необхідні для розрахунку геометричних параметрів елементів РПСК. Як рекомендації можна брати:

- кут розкриття дифузорної частини робочого сопла 8° ;
- швидкість пасивного потоку в кільцевому перерізі приймальної камери 20–25 м/с;
- конфузорність камери змішування $\alpha_K = 6^\circ$;

– кут розкриття дифузора 8° .

Енергоефективність циклу оцінюється величинами коефіцієнтів перетворення COP і COP_Σ , а також ексергетичною ефективністю

$$COP = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{Q}_{T-П} + N_{e,n}}. \quad (2.100)$$

З урахуванням питомих навантажень

$$COP = \psi_4 \cdot u \cdot \frac{r_{SAT}(t_4) + \Delta h_{SC}}{q_{T-П} + l_{e,n}}, \quad (2.101)$$

де $q_{T-П} = h_{1A} - h_5$; $l_{e,n} = v_4 (p_H - p_K) / \eta_{e,n}$,

$$COP_\Sigma = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{Q}_{T-П} / \eta_q + N_{e,n} / (COP_{ET} \cdot \eta_{e/\partial\partial})}, \quad (2.102)$$

де $\eta_q = 0,9$ – коефіцієнт тепловтрат під час передавання енергії первинного енергоресурсу у вигляді тепла;

$COP_{ET} = COP_{ТЕС} \cdot COP_{ЛЕП}$ – коефіцієнт перетворення первинного енергоресурсу під час виробництва електроенергії як виробництва COP теплоелектростанції на COP лінії електропередачі до електродвигуна; $\eta_{e/\partial\partial}$ – к.к.д електродвигуна.

Для виведення рівняння для ексергетичної ефективності теплового насоса із СТК-модулем розглянемо схему ексергетичних перетворень у межах рисунка 2.25.

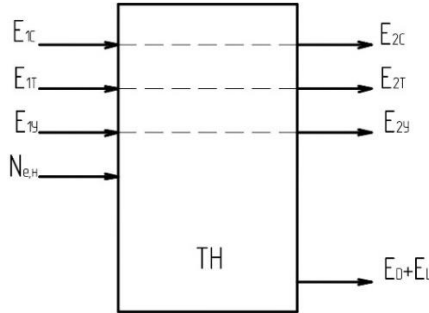


Рисунок 2.25 – Формалізована схема ексергетичних перетворень у тепловому насосі

Згідно з методами ексергетичного аналізу, запропонованого Дж. Тсатсаронісом [2], маємо:

- ексергія потоку продукту:

$$E_P = E_{2c} - E_{1c} = G_c (e_{2c} - e_{1c}) ;$$

- ексергія потоку палива:

$$E_F = (E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1Y} - E_{2Y}) + N_{e,n}$$

або

$$E_F = G_T (e_{1T} - e_{2T}) + G_Y (e_{1Y} - e_{2Y}) + N_{e,n} ;$$

- ексергетична ефективність:

$$\varepsilon_{ex} = E_P / E_F ,$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{G_c (e_{2c} - e_{1c})}{G_T (e_{1T} - e_{2T}) + G_Y (e_{1Y} - e_{2Y}) + N_{e,n}} . \quad (2.103)$$

Для розрахунку різниць питомих ексергій використовують рівняння, наведені в [1] або викладені в попередніх розділах.

Розрахунок ексергетичної ефективності за рівнянням (2.109) потребує попереднього оцінювання (або задання) гідравлічного опору зовнішніх потоків у теплообмінних апаратах. Для визначення ε_{ex} можна

використовувати величини ексергії теплових потоків, що формують E_p і E_F :

$$E_p = \dot{Q}_{TH} \left(1 - \frac{T_{HC}}{T_{KD}}\right), \quad (2.104)$$

$$E_F = \dot{Q}_{TH} \left(1 - \frac{T_{HC}}{T_{T-П}}\right) + \dot{Q}_B \left(1 - \frac{T_{HC}}{T_B}\right) + N_{e,n}, \quad (2.105)$$

де T_{KD} , $T_{T-П}$, T_B – середні температури теплоносіїв (наприклад, води) в конденсаторі, теплообміннику-підігрівачу та випарнику.

Для системи, до якої входить цей тепловий насос і теплогенератор, із споживанням паливного газу для виробництва гарячого теплоносія для теплообмінника-підігрівача розглядається потік ексергії газу:

$$E_{газ} = \alpha_{газ} \cdot \dot{V}_{газ} \cdot H_u, \\ \text{або} \quad E_{газ} = \alpha_{газ} \cdot \dot{Q}_{ТГ}, \quad (2.106)$$

де $\alpha_{газ} = 0,95$ – кореляційний коефіцієнт для хімічної ексергії газового палива [1].

Звідси

$$\varepsilon_{ex}^* = \frac{\dot{Q}_{TH} \left(1 - \frac{T_{HC}}{T_{KD}}\right)}{E_{газ} + \dot{Q}_B \left(1 - \frac{T_{HC}}{T_B}\right) + N_{e,n}}. \quad (2.107)$$

Оптимум енергоефективності теплових насосів із СТК-модулем досягається під час нагрівання активного потоку в теплообміннику-підігрівачі на 2–4 °С. Що стосується рівня тиску нагнітання насоса, то його величина залежить від типу холодильного агенту і для синтезованих

холодильних агентів становить $(1,25-1,5)p_K$. Рекомендації для вибору P_H, P_2 достатньо повно наведені у [21, 22].

2.3.4 Приклад розрахунку циклу теплового насоса з використанням СТК-модуля

У цьому прикладі розглядається цикл теплового насоса, що працює за схемою, наведеною на рисунку 2.24. Розрахунок ґрунтується на частковому використанні результатів моделювання робочого процесу у програмному комплексі М. Г. Прокопова і М. І. Проценка.

Вхідні дані: робоча речовина R134a; $\dot{Q}_{TH} = 100$ кВт; $t_{1c} = 45$ °C; $t_{2c} = 55$ °C; $t_{1y} = 15$ °C; $t_{2y} = 10$ °C; теплоносій для теплообмінника-підігрівача – гаряча вода котельної установки із $t_{1T} = 90$ °C; $t_{2T} = 70$ °C. Середовище, що нагрівається в конденсаторі, – вода. Середовище низькопотенціального джерела теплоти також вода. Для насоса беремо $\eta_{in} = 0,8$; $\eta_{e,h} = 0,72$.

Розрахункові термічні параметри:

$$t_B = t_{2x} - 5 \text{ °C}; t_B = 10 - 5 = 5 \text{ °C}; p_B = 3,5 \text{ бар};$$

$$t_K = t_{2c} + 5 \text{ °C}; t_K = 55 + 5 = 60 \text{ °C}; p_K = 16,813 \text{ бар};$$

$$p_H = 22 \text{ бар}; \Delta t_{T-II} = 2 \text{ °C}; t_6 = t_{1c} + 5 \text{ °C} = 45 + 5 = 50 \text{ °C}$$

$$p_2 = 1,86 \text{ бар}, \text{ що визначається на основі ітераційного}$$

розрахунку з покроковою зміною $t_2 = t_6 + \Delta t$.

У подальших таблицях наведені параметри R134a у вузлових точках циклу на основі табличних даних (табл. 2.3) і на основі розрахунку у програмному комплексі (табл. 2.4).

Таблиця 2.3 – Параметри циклу у вузлових точках

Параметр	1п	2'	2''	4'	4''	6	7	7'
p, бар	3,496	1,86	1,86	16,81	16,81	16,81	3,496	3,496
t, °C	5	-12,1	-12,1	60	60	50	5	5
h, кДж/кг	400,07	184,36	390,12	287,39	425,96	271,42	271,42	206,67
s, кДж/(кг·К)	1,7194	0,9418	1,7297	1,2843	1,7003	1,2365	1,25	1,204
$v \cdot 10^3, \text{м}^3/\text{кг}$	58,005	0,7492	106,78	0,9488	11,41	0,9064	0,3003	0,7821

Таблиця 2.4 – Розрахункові параметри циклу

Параметр	5	1А	2А	2п	2см	3	4
$u = 0,047; \psi_4 = 1,322; \varphi_A = \varphi_{II} = 0,95; M_3 = 0,8$							
p, бар	22	22	1,86	1,86	1,8633	11,6	16,81
t, °C	60,2	62,2	-12,1	-12,1	-11,9	45,02	60
h, кДж/кг	287,41	290,72	277,73	390,98	283,11	293,9	295,6
s, кДж/(кг·К)	1,284	1,294	1,2993	1,7697	1,32	1,3081	1,3091
$v \cdot 10^3, \text{м}^3/\text{кг}$			48,87	112,95	54,51	4	1,6
x			0,4538	1,0	0,4785	0,193	0,06

Параметри робочого середовища, наведені в таблиці 2.4, як було показано вище, визначені за розрахунковою моделлю програмного комплексу.

На основі наведених у цих таблицях даних розраховують режимні параметри теплового насоса.

Масові витрати потоків:

- за рівнянням (2.89)

$$\dot{m}_A = \frac{100}{0,047 \cdot 1,322 \cdot 138,57 + (287,39 - 271,42) \cdot 0,047} =$$

$$= 10,683 \text{ кг/с};$$

$$\dot{m}_{II} = u \cdot \dot{m}_A = 0,047 \cdot 10,683 = 0,502 \text{ кг/с};$$

$$\dot{m}_{CM} = \dot{m}_A + \dot{m}_H = 11,185 \text{ кг/с};$$

- масова витрата холодоагенту на вході до конденсатора рівняння (2.86)

$$\dot{m}_{KD} = 0,502 \cdot 1,322 = 0,664 \text{ кг/с};$$

- масова витрата перевиробленої пари

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_{KD} - \dot{m}_H = 0,664 - 0,502 = 0,162 \text{ кг/с}.$$

Режимні параметри конденсатора:

$$\begin{aligned} G_C &= \frac{\dot{Q}_{TH}}{\tilde{c}_C \cdot (t_{2c} - t_{1c})} = \frac{100}{4,174 \cdot 10} = \\ &= 2,396 \text{ кг/с} = 8,625 \text{ м/год}; \\ \dot{V}_C &= G_C / \tilde{\rho}_C = 2,396 / 988,1 = \\ &= 0,00242 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 8,78 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}. \end{aligned}$$

Режимні параметри випарника:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_B &= \dot{m}_H (h_{1H} - h_6) = 0,502 \times \\ &\times (400,07 - 271,42) = 64,58 \text{ кВт}; \\ G_Y &= \frac{\dot{Q}_B}{\tilde{C}_C \cdot (t_{2y} - t_{1y})} = \frac{64,58}{4,189 \cdot 5} = 3,08 \text{ кг/с} = \\ &= 11,1 \text{ м/год}; \\ \dot{V}_Y &= G_Y / \tilde{\rho}_Y = 3 / 999,5 = \\ &= 0,0031 \text{ м}^3 / \text{с} = 11,09 \text{ м}^3 / \text{год}. \end{aligned}$$

Режимні параметри циркуляційного насоса:

$$\Delta p_H = p_H - p_K = 2200 - 1681 = 519 \text{ кПа};$$

$$\dot{V}_H = \dot{m}_A \cdot v_A = 10,683 \cdot 0,0009488 =$$

$$= 0,01014 \text{ м}^3 / \text{с} = 36,5 \text{ м}^3 / \text{год};$$

$$N_{e,H} = \Delta P_H \cdot \dot{V}_H / \eta_{e,H} = 519 \cdot 0,01014 = 7,31 \text{ кВт};$$

$$N_{ел,H} = N_{e,H} / \eta_{ел/дв} = 7,31 / 0,9 = 8,122 \text{ кВт}.$$

Режимні параметри теплообмінника-підігрівача:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{T-II} &= \dot{m}_A (h_{1A} - h_5) = 10,414 \cdot (290,72 - 287,41) = \\ &= 35,158 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

– теплове навантаження на теплогенератор (котельну установку), що виробляє теплоносій у вигляді гарячої води:

$$\dot{Q}_{TG} = 1,05 \cdot \dot{Q}_{T-II} / \eta_a = 1,05 \cdot 34,47 / 0,9 = 41,018 \text{ кВт};$$

– об'ємна витрата газоподібного палива для генерації теплового потоку \dot{Q}_{TG} :

$$\begin{aligned} \dot{V}_{газ} &= \dot{Q}_{TG} / H_i = 41,018 / 36500 = 0,00112 \frac{\text{нм}^3}{\text{с}} = \\ &= 4,016 \frac{\text{нм}^3}{\text{год}}, \end{aligned}$$

де $H_i = 36,5 \text{ МДж} / \text{нм}^3$ – теплота згоряння одного м^3 природного газу за нормальних умов;

– питома витрата паливного газу:

$$\begin{aligned} \tilde{g}_{газ} &= \dot{V}_{газ} / \dot{Q}_{TH} = 4,046 / 100 = 0,046 \frac{\text{нм}^3}{\text{кВт} \cdot \text{год}} = \\ &= 47,1 \text{ нм}^3 / \text{Гкал}; \end{aligned}$$

– витрата теплоносія через теплообмінник-підігрівач:

$$G_T = \frac{1,05 \cdot \dot{Q}_{T-II}}{\tilde{C}_T(t_{1T} - t_{2T})} = \frac{1,05 \cdot 35,158}{4,195 \cdot (90 - 70)} =$$

$$= 0,44 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 1,584 \frac{\text{т}}{\text{год}};$$

$$\dot{V}_T = G_T / \tilde{\rho}_T = 0,44 / 971,8 = 0,000453 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1,63 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Оцінювання енергоефективності:

$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{Q}_{T-II} + N_{el,n}} = \frac{100}{35,158 + 8,122} = 2,31,$$

$$COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\dot{Q}_{IT} + N_{el,n} / (COP_{TEC} \cdot COP_{ЛЕП})} =$$

$$= \frac{100}{41,018 + \frac{8,122}{0,3 \cdot 0,95}} = \frac{100}{41,018 + 28,498} = 1,44.$$

Ексергетична ефективність теплового насоса згідно з рівняннями 2.104, 2.105 і 2.107

$$\varepsilon_{ex} = \frac{100 \cdot \left(1 - \frac{273}{323}\right)}{35,158 \cdot \left(1 - \frac{273}{353}\right) + 64,58 \cdot \left(1 - \frac{273}{283}\right) + 8,122} = 0,88,$$

$$\varepsilon_{ex}^* = \frac{100 \cdot \left(1 - \frac{273}{323}\right)}{0,95 \cdot 41,018 + 64,58 \cdot \left(1 - \frac{273}{283}\right) + 8,122} = 0,314.$$

Порівнюючи енергоефективність парокомпресорного теплового насоса за аналогічних умов $t_B = 5\text{ }^\circ\text{C}$, $t_K = 60\text{ }^\circ\text{C}$ і $\eta_{s,km} = 0,8$, характеризується величиною $COP_\Sigma = 0,98 - 1,0$, що майже в 1,5 раза нижче ніж для розглянутого теплового насоса.

2.3.5 Тепловий насос із струминною термокомпресією водоаміачної робочої речовини на базі СТК-модуля

Аналіз чисельного моделювання теплового насоса на базі СТК-модуля на робочих речовинах НС і НФС-типу показав достатньо високі показники його енергоефективності, порівнюючи із традиційними теплогенераторами і тепловими насосами [20, 21]. Проте використання чистих вуглеводів і синтезованих холодоагентів характеризується низкою недоліків, із яких можна виділити основні:

- обмеження за температурою конденсації $t_K < 0,7 - 0,8 \cdot t_{кр}$ лімітується нагрівання теплоносія до рівня, не більше ніж $80\text{ }^\circ\text{C}$, що не задовольняє вимог опалювальних систем у більшості регіонів України;

- високотемпературні синтезовані холодоагенти типу R236 fa, R245 fa маловивчені та виготовлені в обмеженій кількості;

- високотемпературний холодоагент R142b – озоноруйнівний, а чисті вуглеводні R600a, R600 (ізобутан, бутан) є горючими речовинами.

Альтернативою для розглянутих вище робочих речовин може слугувати бінарна суміш «агент – сорбент», наприклад, водоаміачний розчин, що характеризується

нижче такими позитивними властивостями для теплових насосів:

- суміщення високих термодинамічних властивостей води і аміаку; нульове значення екологічних факторів ODP і GWP; неізотермічність у процесах фазового переходу, що знижує необоротність під час теплообміну із джерелами змінної температури; можливість підтримання температур конденсації до 150–160 °С; можливість одночасного нагрівання теплоносія на двох і більше температурних рівнях (для опалення і гарячого водопостачання) та ін.

Принципова схема розглядуваного теплового насоса подана на рисунку 2.26.

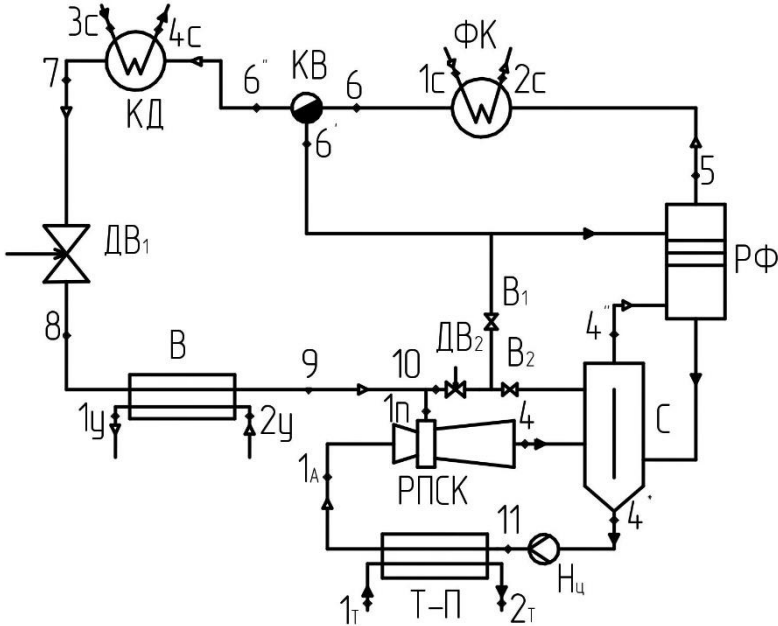


Рисунок 2.26 – Принципова схема теплового насоса на водоаміачному розчині із СТК-модулем:

РПСК – рідинно-паровий струминний компресор; С – сепаратор; Т-П – теплообмінник-підігрівач; РФ – ректифікатор; ФК – форконденсатор; КВ – конденсаторіввідник; КД – конденсатор; В – випарник; ДВ₁, ДВ₂ – дросельні вентиля, Н_ц – насос циркуляційний.

На рисунку 2.27 поданий цикл даного теплового насоса в h, ξ -діаграмі, де ξ – концентрація аміаку в розчині.

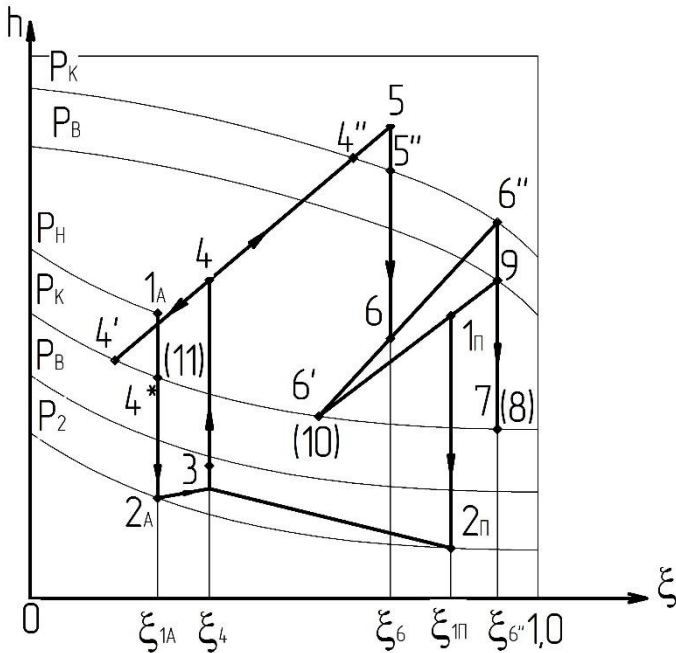


Рисунок 2.27 – Цикл теплового насоса у h, ξ -діаграмі

Робочий процес у СТК-модулі розглядуваного теплового насоса аналогічний, описаному в підпункті 2.3.3, під час використання синтезованих холодоагентів. Сформований у робочому соплі потік дрібнодисперсної парокраплинної структури інжектуються паром із випарника. Стиснена у РПСК насичена пара стану 4 розділяється в сепараторі на два потоки: суху насичену пару стану 4'' після підвищення конденсації за аміаком в ректифікаторі надходить до конденсатора, а насичена рідина відводиться циркуляційним насосом до контура активного потоку після нагрівання в теплообміннику-підігрівачі надходить до робочого сопла із стану 1А.

У форконденсаторі реалізується часткова конденсація робочої суміші, характеризувана масовим паровмістом x_6 . Рідка фаза з форконденсатора після конденсаторівідвідника розділяється на дві частини. Одна частина як флегма подається на зрошення до ректифікатора, а інша частина повинна бути перепущена через сепаратор для підтримання балансу масової витрати в циркуляційному контурі СТК-модуля. За надлишку конденсату певна його кількість може бути дросельована у ДВ₂ і змішана з потоком пари, що виходить із випарника. Для розрахункового режиму теплового насоса потрібно такий вибір величини x_6 , щоб виключити потік конденсату, дросельований у ДВ₂.

Наявність у схемі ректифікатора і перепускання перевиробленої пари, конденсованої у форконденсаторі, змінює стан рідини, що виходить із сепаратора і характеризується точкою 4*.

Суха насичена пара стану 6'' далі надходить до конденсатора, а після дроселювання в ДВ₁ – до випарника, звідси у вигляді пасивного потоку проходить на всмоктування у РПСК.

Під час конденсації пари в форконденсаторі відбувається нагрівання води (або іншого теплоносія) для опалювальної системи або технологічного теплопостачання. Конденсація пари в основному конденсаторі дозволяє реалізувати нагрівання мережевої води для системи гарячого водопостачання.

Тепловий потік у випарнику підводиться або безпосередньо від утилізованого середовища, або із використанням проміжного контуру.

Нагрівання водоаміачного розчину від стану 11 до 1_A відбувається в теплообміннику-підігрівачі за рахунок

теплоносія водогрійного котла або інших теплогенерувальних пристроїв.

За заданими температурами входу і виходу зовнішніх теплоносіїв виконується підбір параметрів робочої речовини в теплообмінних апаратах теплового насоса. Рівень допустимої недорекуперації береться 8–10 °С.

Зв'язок параметрів між процесом теплообміну та енергетичного перетворення у РПСК можна встановити на основі матеріального балансу за аміаком для частини системи, наведеної на рисунку 2.28. Одночасно допускається, що кількість флегми для ректифікатора дорівнює кількості конденсату, отриманої із перегрітої пари у форконденсаторі (за умови закриття вентиля В₁ на рис. 2.26).

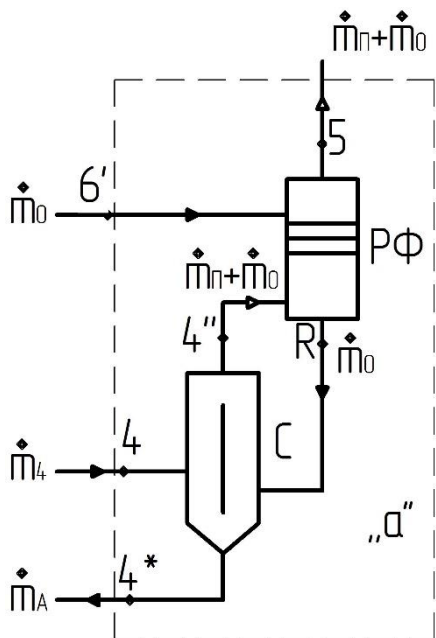


Рисунок 2.28 – Розрахункова схема вузла, «сепаратор – ректифікатор» теплового насоса

На схемі позначено:

\dot{m}_Π , \dot{m}_A – масові витрати пасивного і активного потоків відповідно;

\dot{m}_0 – масова витрата перевиробленої пари у РПСК;

$\dot{m}_0 = \dot{m}_\Pi + \dot{m}_A$ – масова витрата потоку змішування на виході із РПСК.

Відповідно до точки 4 на виході із РПСК робоча речовина активного потоку перебуває в рідкому стані і в точці 4 описується такими рівняннями:

$$\begin{aligned} \dot{m}_4 &= (1+u) \cdot \dot{m}_A, \\ \psi_4 &= \frac{1+u}{u} \cdot x_4, \\ \dot{m}_0 &= (\psi_4 - 1) \cdot \dot{m}_\Pi. \end{aligned} \quad (2.108)$$

Рівняння матеріального балансу за низькокиплячим компонентом у межах контуру «а» на рисунку 2.28 виглядає:

$$\dot{m}_4 \cdot \xi_4 + \dot{m}_0 \cdot \xi_{6'} = (\dot{m}_\Pi + \dot{m}_0) \cdot \xi_5 + \dot{m}_A \cdot \xi_{4*} \quad (2.109)$$

З урахуванням виразів 2.114 і рівності концентрацій

$\xi_5 = \xi_6$ і $\xi_{4*} = \xi_{1A}$ одержуємо:

$$(1+u) \cdot \xi_4 + (\psi_4 - 1) \cdot u \cdot \xi_{6'} = \psi_4 \cdot u \cdot \xi_6 + \xi_{1A}. \quad (2.110)$$

Масова витрата пари, що виходить із форконденсатора, визначається масовим паровмістом x_6 , тобто:

$$\dot{m}_\Pi = (\dot{m}_\Pi + \dot{m}_0) \cdot x_6$$

або після ділення на \dot{m}_Π

$$1 = \psi_4 \cdot x_6,$$

звідси

$$\psi_4 = 1/x_6. \quad (2.111)$$

На основі рівнянь 2.110 і 2.111 одержуємо:

$$\xi_4 = \frac{u}{1+u} \cdot \left(\frac{\xi_{1A}}{u} + \xi_6 + \frac{\xi_6 - \xi_{6'}}{x_6} \right). \quad (2.112)$$

Рівняння 2.112 разом із рівнянням для коефіцієнта ежекції

$$u = \frac{h_4 - h_{1A}}{h_{1II} - h_4}$$

використовуються для оцінювання подібності ітераційного розрахунку вихідних параметрів РПСК h_4 , x_4 , ξ_4 , \dot{m}_4 .

Стан у точці 5 визначається із балансових рівнянь ректифікатора:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{II} \cdot \psi_4 \cdot \xi_5 + \dot{m}_{II}(\psi_4 - 1) \cdot \xi_R &= \dot{m}_{II} \cdot \psi_4 \cdot \xi_{4''} + \\ &+ \dot{m}_{II}(\psi_4 - 1) \cdot \xi_{6'}, \\ \dot{m}_{II} \cdot \psi_4 \cdot h_5 + \dot{m}_{II}(\psi_4 - 1) \cdot h_R &= \dot{m}_{II} \cdot \psi_4 \cdot h_{4''} + \\ &+ \dot{m}_{II}(\psi_4 - 1) \cdot \xi_{6'}. \end{aligned}$$

або в перетвореному вигляді

$$\xi_5 = \xi_{4''} + \frac{\psi_4 - 1}{\psi_4} (\xi_R - \xi_{6'}), \quad (2.113)$$

$$h_5 = h_{4''} + \frac{\psi_4 - 1}{\psi_4} (h_R - h_{6'}), \quad (2.114)$$

де ξ_6 і h_R – характеризують стан кубової рідини на виході з ректифікатора.

З огляду на те, що $\xi_5 = \xi_6$ рівняння 2.113 зазвичай використовують для визначення концентрації ξ_R .

Для роботи ректифікатора необхідне виконання умови $\xi_{6'} > \xi_{4''}$, що повинно враховуватися під час вибору температури T_6 на виході з форконденсатора.

За закритого вентиля B_1 стан пасивного потоку на вході у РПСК характеризуватиметься точкою 9 і процес $1_{\Pi} - 2_{\Pi}$ подається як $9 - 2_{\Pi}$.

Теплопродуктивність теплового насоса розглядається як сумарне теплове навантаження на форконденсатор і конденсатор:

$$\dot{Q}_{TH} = \dot{Q}_{\Phi K} + Q_{KD}. \quad (2.115)$$

За заданим тепловим навантаженням на форконденсатор визначається навантаження на конденсатор або у зворотному порядку:

$$\dot{m}_{\Pi} = \frac{\dot{Q}_{\Phi K}}{\psi_4 \cdot (h_5 - h_6)}, \quad (2.116)$$

$$\dot{Q}_{KD} = \dot{m}_{\Pi} (h_{6''} - h_7). \quad (2.117)$$

Теплове навантаження на випарник

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{\Pi} (h_9 - h_7). \quad (2.118)$$

Теплове навантаження на теплообмінник-підігрівач

$$\dot{Q}_{T-\Pi} = \dot{m}_A (h_{1A} - h_{11}). \quad (2.119)$$

Ефективна потужність циркуляційного насоса

$$N_{e,n} = \dot{m}_a (h_{11} - h_4) / \eta_{e,n}. \quad (2.120)$$

Коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\Phi K} + \dot{Q}_{KD}}{\dot{Q}_{T-\Pi} + N_{e,n}}. \quad (2.121)$$

2.4 Тепловий насос із хімічною термокомпресією на твердих сорбентах

2.4.1 Загальні відомості

Даний тип тепловикористовувального теплового насоса за традиційною класифікацією належить до категорії абсорбційних термотрансформаторів. Для реалізації робочого процесу в абсорбційних теплових насосах використовують газоподібні (пароподібні) агенти, адсорбент у твердому стані. Як агент можуть використовуватися чисті природні робочі речовини (H_2O , NH_3), а також синтезовані НФС-типу. Як адсорбент – природні та синтетичні речовини з розвиненою пористою структурою у твердому стані (активоване вугілля, вуглецеве волокно, сілікагель, алюмогель, синтетичні та природні цеоліти та ін.). Адсорбент застосовують у вигляді насипного об'єму із гранул, а також у вигляді покриття й оребрення теплообмінних металевих поверхонь.

Термохімічна компресія в адсорбційному теплому насосі характеризується циклічністю процесів взаємодії агенту й адсорбенту в часі. Під час описування теплового процесу адсорбційного теплового насоса розглядаються дві фази взаємодії: адсорбція і десорбція. Адсорбція супроводжується виділенням теплоти і зумовлена процесами перетворення поверхневого тяжіння і мікроконденсацією парів агенту в порах (капілярах).

В адсорберах теплових насосів зазвичай реалізується фізична адсорбція без хімічної реакції між молекулами агенту та поверхневими молекулами поглинача (адсорбенту).

Реалізація фізичної адсорбції потребує відведення теплоти від адсорбенту зовнішнім, більш холодним джерелом. У протилежному разі процес поглинання матиме швидко загасальний характер, що звичайно, унеможлиблює

бажану термотрансформацію низькопотенційного джерела тепла.

Теплота, що передається зовнішньому джерелу, – нагрівальному середовищу споживача, додає теплоту парового потоку, що генерується у випарнику, і теплоту екзотермічної реакції фізичної адсорбції.

На рисунку 2.29 а подане умовне зображення характеру злиття теплових потоків в адсорбері в період фази адсорбції.

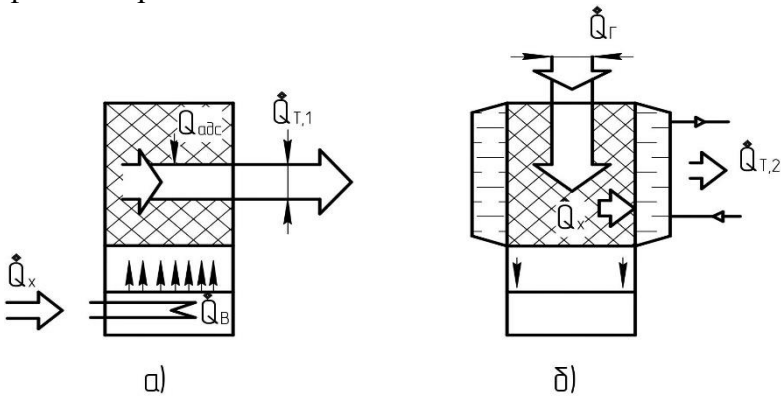


Рисунок 2.29 – Схеми теплових потоків в адсорбційному тепловому насосі: а) фаза адсорбції, б) фаза десорбції

Згідно зі схемою «а» маємо:

$$\dot{Q}_{T,1} = \dot{Q}_{адс.},$$

$$\dot{Q}_B = \dot{Q}_X,$$

де $\dot{Q}_{T,1}$ – тепловий потік, що передається нагрівальному середовищу середовищу споживача у фазі адсорбції;

\dot{Q}_B – тепловий потік процесу випаровування агенту;

$\dot{Q}_{ад}$ – тепловий потік процесу адсорбції;

\dot{Q}_X – тепловий потік низькопотенційного джерела теплоти (утилізованого середовища).

Вилучення адсорбованого агента із твердого поглинача (десорбція) є необхідним процесом адсорбційного термотрансформатора. Десорбція реалізується через випаровування поглиненого агента під час нагрівання шару адсорбенту. Тепло, необхідна для процесу десорбції, підводиться від зовнішнього гарячого джерела з температурою 130–250 °С залежно від пористої структури адсорбенту і теплофізичних властивостей агента.

Схемне уявлення фази десорбції на рис. 2.29 б полягає в такому:

– тепловий потік від зовнішнього гарячого джерела, \dot{Q}_r витрачається в адсорбері на нагрівання адсорбенту і конструкції (метала й ізоляції) \dot{Q}_n ; на випаровування агента з пор адсорбенту, власне десорбції $\dot{Q}_{дес}$ і втрат у навколишнє середовище $\dot{Q}_{н.с.}$, або

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_{дес} + \dot{Q}_n + \dot{Q}_{н.с.};$$

– витягнена у процесі десорбції пара агента конденсується або в окремому апараті, або, як показано на рис. 2.29 б, на зовнішній поверхні з боку адсорбенту сорочки, через яку циркулює нагрівальне середовище споживача.

Отже, для фази десорбції маємо $\dot{Q}_{т,2} = \dot{Q}_к$.

Процеси адсорбції та десорбції будуть розмежовані в часі, якщо вся кількість необхідного адсорбенту розміщена в одному апараті під назвою «реактор». У цьому разі час адсорбції (фази «заряджання») може істотно перевищувати довжину десорбційного процесу («розрядження», що властиво для режиму холодильної машини).

На рисунку 2.30 наведена принципова схема однореакторного теплового насоса.

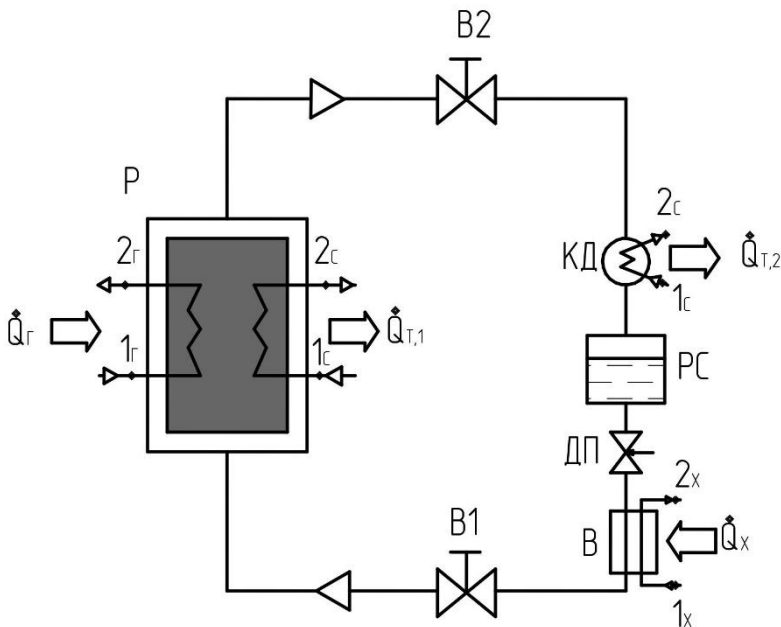


Рисунок 2.30 – Принципова схема АДТН

Р – реактор; КД – конденсатор; РС – ресивер;
 В – випарник; ДП – дросельний пристрій; В1, В2 – вентилі
 зі зворотним клапаном

У період адсорбції вентиль В1 відкритий, а вентиль В2 закритий. Згенерована у випарнику пара агента, за рахунок теплоти низькопотенціального джерела, надходить до реактора, з якого відводиться тепловий потік $\dot{Q}_{T,1}$ і передається нагрівальному середовищу. У період десорбції, навпаки, закритий вентиль В1 і відкритий вентиль В2. Це дозволяє пропустити пару агента, що виділяється за рахунок нагрівання теплоти гарячого джерела в конденсатор і таким способом передати нагрівальному середовищу тепловий потік $\dot{Q}_{T,2}$. Потім конденсат із ресивера дроселюється у випарнику, і фаза десорбції

закінчується. Тепло десорбції та адсорбції може бути передане різним споживачам теплового навантаження або відповідно скомутувати для загального споживання.

Під час використання двох роторів і синхронного перемикання триходових клапанів можна реалізувати одночасне споживання теплоти потоків $\dot{Q}_Г$ і $\dot{Q}_Б$ і одночасність передавання нагрівальному середовищу теплових потоків $\dot{Q}_{Т,1}$ і $\dot{Q}_{Т,2}$ (рисунок 2.31).

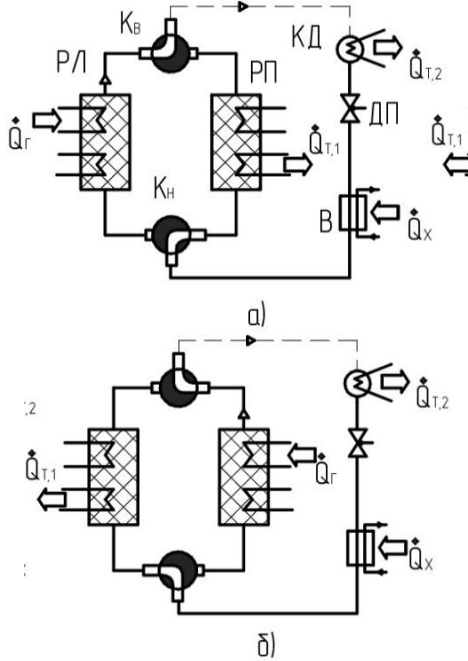


Рисунок 2.31 – Адсорбційний тепловий насос із двома реакторами: а) із фазою адсорбції у правому реакторі та фазою десорбції в лівому реакторі; б) із фазою адсорбції в лівому реакторі і фазою десорбції у правому реакторі;
 ----- десорбована пара агента; РП, РЛ – реактори правий і лівий; K_B, K_H – клапани верхній і нижній; КД – конденсатор; ДП – дросельний пристрій; В – випарник

На рисунку 2.31 не показано відповідного з'єднання і перемикання потоків гріючого середовища для десорбції та відведення теплоти адсорбції.

Існують також інші схеми рішення адсорбційних теплових насосів і холодильних машин, наприклад, із додатковою циркуляцією рідкого агента через реактор, каскадні машини та ін. [2].

2.4.2 Характеристики адсорбентів

Як було зазначено вище, як адсорбент застосовують тверді речовини з великою питомою поверхнею, що зазвичай належать до одиниці маси речовини.

Адсорбенти мають різні за діаметром капілярні канали – пори, що умовно можна розділити на макропори (більші за $2 \cdot 10^{-4}$ мм), перехідні пори ($6 \cdot 10^{-6} - 2 \cdot 10^{-4}$ мм) і мікропори ($2 \cdot 10^{-6} - 6 \cdot 10^{-6}$ мм). У макропори адсорбується незначна кількість молекул агента. На поверхні пор у процесі адсорбції утворюються шари поглиненої речовини. Розміри мікропор наближаються до розмірів адсорбованих молекул, це призводить до заповнення їх об'єму.

У сучасних комерційних адсорбційних теплових насосах, наприклад, фірм Vaillant або Viessmann (модель VITOSORR – 200F) застосовують як адсорбенти штучні цеоліти типів NaX, NaA, що характеризуються найнижчою температурою регенерації (десорбції). Як агент у зазначених теплових насосах використовують водяну пару або пароповітряну суміш.

Адсорбенти характеризуються своєю поглинальною здатністю, що визначається концентрацією агента в одиниці маси або об'ємі адсорбенту.

Поглиналину здатність називають також активністю адсорбенту, і вона в загальному випадку залежить від

температури і тиску, за яких відбувається процес адсорбції, і від концентрації поглиненої речовини.

Максимально можливу за цих умов поглинальну здатність адсорбенту умовно називають його рівноважною активністю.

Крива рівноваги за сталої температури $a_{cm} = f(P)$ має назву ізотерми адсорбції та є основною характеристикою статички процесу. На рисунку 2.32 поданий загальний вигляд ізотерм адсорбції вологи із повітря цеолітом NaX.

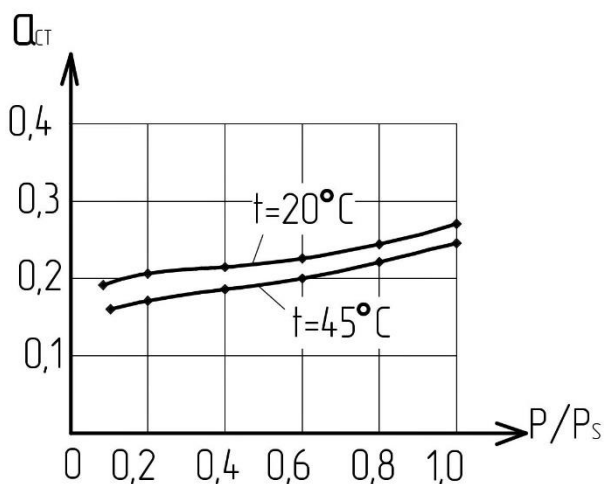


Рисунок 2.32 – Ізотерми адсорбції

Існують декілька методів математичного вираження ізотерм адсорбції, що відрізняються моделями, використовуваними для описання процесу адсорбції. Також використовують метод перерахунку параметрів ізотерми стандартної речовини за температури T_1 , для іншої пари – за температури T_2 .

Рівняння ізотерм адсорбції наводяться в літературі, присвяченій питанням фізичної хімії сорбційних процесів, а також у довідковій літературі.

У міру поглинання адсорбентом парів агента поглинальна статична активність знижується, і в розрахунках процесу адсорбції використовують поняття динамічної активності адсорбенту, а саме – активності до моменту «проскакування» агента, тобто його появи за шаром адсорбенту. За наявності ізотерми адсорбції величину динамічної активності (ємності) в першому наближенні можна визначити з виразу:

$$\alpha_g = \alpha_{ст} \cdot \eta_{ад},$$

де коефіцієнт $\eta_{ад}$ для целатів дорівнює 0,85–0,9.

Динамічна активність адсорбенту досить різко знижується з підвищенням температури процесу (на 30 % за підвищення $\Delta t = 10$ °C).

Важливою характеристикою взаємодії між агентом і адсорбентом є питома теплота адсорбції $q_{ад}$. За розмірністю вона може бути віднесена до одиниці маси адсорбенту, наприклад, Дж/кг адс або до одиниці маси агента, вираженої в кг або молях.

Теплота адсорбції додає теплоту внутрішньопарової конденсації та теплоту змочування. У загальному вигляді питома теплота адсорбції є функцією від активності адсорбенту та для розрахунків використовують апроксимаційні вирази на зразок

$$q_{ад} = ta^n,$$

де t і n – константи, одержані на основі експериментальних досліджень.

Питома теплота адсорбції залежить від виду адсорбції. Як було зазначено вище, розрізняють фізичну адсорбцію і хімічну (хемосорбцію). Фізична адсорбція проходить під дією сил Ван-дер-Ваальса адгезійного характеру і є оборотним екзотермічним процесом. За підвищення температури адсорбція зменшується, а десорбція, навпаки, зростає.

Питома теплота фізичної адсорбції невелика і зазвичай становить 8–40 кДж/моль.

Хемосорбція супроводжується більш високим тепловим ефектом і відповідає за порядком величині теплового ефекту хімічної реакції та приблизно дорівнює теплоті утворення хімічної сполуки 80–8 000 кДж/моль.

Хемосорбція часто необоротна (не можна провести десорбцію) і призводить до утворення міцних поверхневих з'єднань між адсорбентом і адсорбатом (агентом). Зрозуміло, хемосорбція є неприйнятним процесом для реалізації теплонасосної термотрансформації.

Теплофізичні властивості синтетичних цеолітів характеризуються такими величинами:

- густиною (об'ємна маса) 700 кг/м³;
- густиною насипною 420–490 кг/м³;
- розміром пор 4–6 нм;
- пористістю 30–40 %;
- вмістом S і O₂ 71,5 %;
- теплоємністю 1,05 кДж/(кг·К);
- тепловим потоком, що передається нагрівальному

середовищу, кВт, $\dot{Q}_{T1} = \dot{Q}_{адс} = \dot{m}_a^{адс} \cdot q_{адс}$

де $q_{адс}$ – питома теплота адсорбції агента за тиску і температури процесу;

– швидкість парового потоку агента, віднесена до всього перерізу реактора (фіктивна швидкість у насипному варіанті заповнення порожнини реактора адсорбентом) $W_a = 0,008 - 0,08$ м/с;

– площа перерізу шару адсорбенту в реакторі, м², $F_{адс} = \dot{m}_a^{адс} / (\rho_a \cdot W_a)$, де ρ_a – густина пари агента за тиску і температури процесу адсорбції;

– внутрішній діаметр реактора з урахуванням розміщення в шарі адсорбенту каналів (труб) для циркуляції нагрівального і гріючого середовища, м,

$D_{вн} = \left(\frac{\mu}{\pi} \cdot F_{вн}\right)^{0,5}$, де $F_{вн} = (1,2 - 1,4 F_{адс})$;

– висота шару адсорбент, м, $H_{адс} = M_{адс} / (F_{адс} \rho_{адс})$,
де $\rho_{адс}$ – насипна густина адсорбенту, кг/м³;

– площа поверхні змійовика для нагрівального середовища $F_{зм} = \dot{Q}_{адс} / (k_{зм} \cdot \Delta \bar{t}_{зм})$, м², де $k_{зм}$ та $\Delta \bar{t}_{зм}$ – коефіцієнт теплопередачі від адсорбенту нагрівальному середовищу і середня температура між середовищами.
У першому приближенні $q_{зм} = k_{зм} \cdot \Delta \bar{t}_{зм} = 50 - 800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

2.4.3 Наближена розрахункова модель однореакторного адсорбційного теплового насоса

Розрахунок базується на завданні таких основних параметрів:

- теплопродуктивність загальна, $\dot{Q}_{тн}$;
- агент: вид (водяна пара та ін.);
- адсорбент: вид (синтетичний цеоліт NaX та ін.);
- вид і температура холодного джерела на вході t_{1x} і на виході t_{2x} ;
- вид і температура гріючого джерела $t_{1г}$ і $t_{2г}$;
- вид і температура нагрівального середовища споживача t_{1c} і t_{2c} ;
- тривалість фази адсорбції, $\tau_{адс}$;
- тривалість фази десорбції, $\tau_{дес}$;
- попередні значення коефіцієнта перетворення, $\text{COP}_{тн}$.

Режим адсорбції:

- теплове навантаження на випарник

$$\dot{Q}_в = \dot{Q}_{тн} \left(\frac{\text{COP}_{тн} - 1}{\text{COP}_{тн}} \right);$$

- масова витрата пари агента, що надходить на адсорбцію з випарника, кг/с,

$$\dot{m}_a^{адс} = \dot{Q}_в / q_в = \dot{Q}_в / r_{SAT}(t_в),$$

де $q_b = r_{SAT}(t_b)$ – питомий тепловий потік агента, що дорівнює теплоті пароутворення за температури випаровування, t_b ;

– кількість пари агента, що поглинається адсорбентом за період $\tau_{адс}$, кг,

$$M_a^{адс} = \dot{m}_a^{адс} \cdot \tau_{адс};$$

– кількість адсорбенту в реакторі, необхідна для поглинання за час $\tau_{адс}$ маси пари агента $M_a^{адс}$, кг,

$$M_{адс} = M_a^{адс} / a_d;$$

Режим десорбції:

– масова витрата агента, десорбованого з адсорбенту, кг/с,

$$\dot{m}_a^{дес} = M_a^{адс} / \tau_{дес};$$

– тепловий потік, що передається нагрівальному середовищу, кВт,

$$\dot{Q}_{T2} = \dot{Q}_k = \dot{m}_a^{дес} \cdot q_k;$$

де q_k – питома теплота конденсації пари агента за температури і тиску процесу конденсації;

– тепловий потік, що підводиться до адсорбентів від гріючого джерела, кВт,

$$\dot{Q}_r = 1,2(\dot{Q}_{адс} + \dot{Q}_k - \dot{Q}_b);$$

– коефіцієнт перетворення:

$$COP_{TH} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_r};$$

– ексергетична ефективність:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_{QT1} + E_{QT2}}{E_{Qr}},$$

де ексергія потоку теплоти визначається за загальним рівнянням

$$E_{Qj} = \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_j} \right);$$

– масова витрата гарячого теплоносія, кг/с

$$G_r = \dot{Q}_r / (h_{1r} - h_{2r});$$

– теплопередавальна поверхня змійовика для гриючого теплоносія, м²

$$F_r = \dot{Q}_r / (k_r \cdot \overline{\Delta t}_r).$$

де k_r – коефіцієнт теплопередачі від гриючого теплоносія до адсорбенту, $\overline{\Delta t}_r$ – середня різниця температур між гриючим теплоносієм і адсорбентом.

Розрахунок температурного поля шару адсорбенту, в якому розміщуються нагрівальні або охолоджувальні трубчасті елементи, виконується за наближеним методом теплопровідності та у цьому посібнику не розглядається. Для орієнтовного оцінювання величини F_r можна застосовувати $\overline{\Delta t}_r = 0,5(T_{r,sp} + 1,2 \cdot t_k)$. Під час розрахунків можна брати рівність температури адсорбції та температури конденсації.

Для газоподібних теплоносіїв у першому наближенні беруть $k_r = 10 - 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, для рідких – $k_r = 500 - 800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$, для конденсованої пари теплоносія – $k_r = 800 - 1500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

Після наближених теплових розрахунків реактора виконують його ескізне компоновальне рішення, і на основі режимних і конструкційних параметрів виконують перевірочні, коригувальні розрахунки теплообмінних елементів.

Сучасна тенденція конструктивного виконання реактора полягає у відмові від шарового розміщення гранульованого адсорбенту. Одним із раціональних рішень є гвинтове оребрення адсорбентом зовнішніх поверхонь труб для теплоносіїв, у вигляді чохла, насадженого на трубі, у цьому випадку необхідна автоматизація перемикання потоків через внутрішню порожнину труб залежно від фази процесу – адсорбції або десорбції. Розрахунок таких

реакторів базується на експериментальних даних і на цей час відкрита інформація відсутня.

У висновку необхідно відзначити досить перспективний напрям у заміні парокомпресорних теплових насосів, теплопродуктивністю 2–20 кВт, на адсорбційні, що характеризуються більш високими значеннями COP_{Σ} , вищою надійністю та економічною чистотою.

Контрольні запитання до розділу 2

- 1 Види термокомпресії.
- 2 Переваги і недоліки тепловикористовувальної термотрансформації низькопотенційної теплоти.
- 3 Сформулюйте ідею суміщення прямого і зворотного циклів за схемою Чистякова – Плотнікова.
- 4 Зобразіть цикл Чистякова – Плотнікова в h, s -діаграмі.
- 5 Як впливає збільшення кратності циркуляції на показники енергоефективності циклу Чистякова – Плотнікова?
- 6 Поясніть різницю між COP та COP_{Σ} .
- 7 Поясніть переваги встановлення регенеративних теплообмінників у контурах прямого і зворотного циклів за схемою Чистякова – Плотнікова.
- 8 Поясніть перевагу циклу теплового насоса на суміші $NH_3 + H_2O$ як модифікації схеми Чистякова – Плотнікова.
- 9 У чому полягає перевага застосування діоксиду вуглецю як робочого середовища термокомпресійного теплового насоса?
- 10 Поясніть роль неізотермічності процесів для середовищ у газоохолоднику циклу CO_2 .
- 11 Сформулюйте відмінності циклу Стірлінга від циклу Карно.

- 12 В якому елементі теплового насоса за циклом Стірлінга – Філіпса спостерігається суміщення процесів перетворення енергії?
- 13 Поясніть, у чому різниця заміни робочого поршня на витискач для машин Стірлінга?
- 14 Сформулюйте допущення для ідеалізованої машини Стірлінга.
- 15 Поясніть ідею термотрансформації за схемою Вюлемьє – Таконіса.
- 16 Сформулюйте переваги і недоліки пароежекторного теплового насоса.
- 17 Поясніть характер залежності коефіцієнта ежекції від відношення тиску змішаного і пасивного потоків.
- 18 Як залежить енергоефективність пароежекторного теплового насоса від величини коефіцієнта ежекції?
- 19 Перелічіть елементи та їх призначення у СТК-модулі.
- 20 Чим обумовлена більш висока енергоефективність циклу теплового насоса із СТК-модулем, порівнюючи зі звичайним пароежекторним тепловим насосом?
- 21 Сформулюйте переваги і недоліки адсорбційного теплового насоса.

Список літератури до розділу 2

1. Арсеньєв В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.
2. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса, 2006. – 712 с.
3. Морозюк Л. И. Применение водоаммиачной смеси в современных холодильных машинах и тепловых насосах / Л. И. Морозюк, Т. В. Морозюк // Вестник Международной академии холода. – 2000. – № 2. – С. 18–21.

4. Морозюк Л. И. Развитие теории и методов исследования процессов преобразования и получения тепла и холода в установках с многокомпонентными и многофазными рабочими веществами : дис... д-ра техн. наук: 05.14.06 / Л. И. Морозюк. – Одесса : ОДАХ, 2013. – 352 с.

5. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности / А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак. – Киев : Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2014. – 320 с.

6. Гайдук С. В. Передумови створення термо-трансформаторів з діоксидом вуглецю в якості робочої речовини / С. В. Гайдук // Сталий розвиток і штучний холод : збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон : Гринь Д. С., 2012. – С. 118–123.

7. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода / Л. И. Морозюк, Т. В. Морозюк, С. В. Гайдук / Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 2. – С. 30–34.

8. Морозюк Л. И. Аналіз характеристик прямого циклу тепловикористальної компресорної машини з R744 / Л. И. Морозюк, С. В. Гайдук, Б. Г. Грудка // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Том 52, – Вип. 2. – С. 12–21.

9. Уокер Г. Машины, работающие по циклам Стирлинга: пер. с англ. – Москва : Энергия, 1978. – 152 с.

10. Новотельнов В. Н. Криогенные машины : учебник для вузов по спец. «Техника и физика низких температур» / В. Н. Новотельнов, А. Д. Суслов, В. Б. Потараус. – Санкт-Петербург : Политехника, 1991. – 335 с.

11. Архаров А. М. Криогенные системы: Основы теории и расчета : учебник для студентов вузов по спец.

«Криогенная техника» / А. М. Архаров, Н. В. Марфенина, Е. И. Никулин. – Москва : Машиностроение, 1988. – 464 с.

12. Кузнецов В. В. Теоретический анализ термогазодинамических параметров газовых холодильных машин на температурный уровень 150–250 К : дис... канд. техн. наук / В. В. Кузнецов. – Харьков, 2014. – С. 24–31.

13. Трандафілов В. В. Вдосконалення конструкції газової холодильної машини Стірлінга / В. В. Трандафілов, М. Г. Хмельнюк, О. Ю. Яковлева, О. В. Остапенко // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – Том 52, – Вип. 1. – С. 18–22.

14. Трандафиллов В. В. Перспективы развития газовых холодильных машин Стирлинга умеренного холода / В. В. Трандафиллов, О. Ю. Яковлева, М. Г. Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – Том 51, – Вип. 3. – С. 26–32.

15. Соколов Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – Москва : Энергия, 1970. – 258 с.

16. Соколов Е. Я. Энергетические основы терансформации тепла и процессов охлаждения / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 320 с.

17. Сақун И. А. Холодильные машины / под. ред. И. А. Сақуна. – Ленинград : Машиностроение, 1985. – 510 с.

18. Марченко В. Н. Струйная термокомпрессионная установка (СТК): назначение, принцип действия, термодинамическая модель и результаты расчетных исследований параметров рабочего процесса / В. Н. Марченко, Н. А. Жиленко // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 50–60.

19. Парова термотрансформаторна установка : патент на корисну модель № 28398, Україна, МПК (2006)

F25B1/00 / В. М. Марченко, В. М. Арсеньев, К. О. Зубров : заявл. 11.07.2007, опубл. 10.12.2007.

20. Марченко В. Н. Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора / В. Н. Марченко, М. Г. Прокопов // Холодильна техніка і технологія. – 2009. – № 5 (121). – С. 51–56.

21. Применение струйной термокомпрессии в понижающих термотрансформаторах / В. М. Арсеньев, В. Н. Марченко, М. Г. Прокопов, М. И. Проценко // Холодильна техніка і технологія. – 2009. – № 5 (121). – С. 51–56.

22. Марченко В. Н. Принцип струйной термокомпрессии и его применение в системах энергосберегающего теплоснабжения / В. Н. Марченко, М. Г. Прокопов, А. С. Лобова // Вісник СумДУ. – 2009. – № 1.

23. Арсеньев В. М. Гибридный термотрансформатор со струйной термокомпрессией водоаммиачного рабочего вещества / В. М. Арсеньев, М. И. Проценко, Ю. С. Мерзляков // Холодильна техніка і технологія. – 2010. – № 5(127). – С. 26–29.

24. Прокопов М. Г. Теплофизическая модель рабочего процесса жидкостно-парового струйного компрессора : дис... канд. техн. наук / М. Г. Прокопов. – Сумы, 2011. – 188 с.

РОЗДІЛ 3 АБСОРБЦІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ

3.1 Загальні питання

Абсорбційні теплові насоси являють собою складну термодинамічну систему зі суміщенням прямого й зворотного циклів. Процеси і цикли абсорбційного теплового насоса здійснюють за допомогою розчину, складеного з двох, а іноді з трьох компонентів. Застосовувані розчини поділяють на два основних види – водоаміачні та сольові. Для теплонасосних режимів абсорбційних термотрансформаторів найбільш раціональним є використання сольових розчинів. У світовій практиці використовують здебільшого водний розчин броміду літію.

Бінарний розчин (H_2O) + (LiBr) розглядають як сукупність абсорбенту (поглинача) і холодоагенту (робочої речовини), при цьому на відміну від водоаміачних розчинів холодоагентом є вода, а бромід літію – абсорбентом.

У свою чергу, за допомогою абсорбенту реалізується прямий термодинамічний цикл, а за допомогою холодоагенту – зворотний цикл.

Основними вимогами, що ставляться до абсорбенту, є:

- повна та швидка розчинність в ньому холодоагенту;
- значно вища нормальна температура кипіння абсорбенту порівняно з холодоагентом.

Абсорбційні теплові насоси поділяють на знижувальні та підвищувальні. Схема знижувального термотрансформатора повністю відповідає схемі абсорбційної холодильної машини. Підвищувальний термотрансформатор працює за зворотною схемою холодильної машини за умови, що температура джерела об'єкта вища від температури гріючого джерела.

За видами високотемпературної споживаної теплоти абсорбційні теплові насоси поділяють на машини з паровим (водяним) і вогняним обігрівом на газоподібному або рідкому паливі. За теплодинамічним циклом абсорбційні теплові насоси виконують з одноступеневою або двоступеневою регенерацією розчину, а також двоступеневою абсорбцією.

Теплові розрахунки процесів абсорбційних термотрансформаторів наочно виконувати за допомогою діаграм «концентрація солі (аміака) – ентальпія». На цей час також розроблені математичні моделі та комп'ютерні програми для розрахунків процесів і характеристик обладнання теплових насосів, що розглядаються [1, 2, 3, 4, 5].

Абсорбційні теплові насоси можуть використовуватися для нагрівання гарячої води на потреби опалення та гарячого водопостачання, для нагрівання та охолодження технологічних засобів у промисловості, енергетиці, аграрному виробництві і т. д.

Можливе також використання абсорбційних теплових насосів для одночасного вироблення тепла і холоду.

Переваги абсорбційних теплових насосів над парокompресійними характеризуються такими показниками:

- високими значеннями коефіцієнта перетворення за повним ланцюгом від використання первинного енергоресурсу, $COP_{\Sigma} = 1,6-1,8$;
- великими абсолютними значеннями тепловиробництва, $Q_T = 1-5$ МВт;
- екологічною чистотою за рахунок меншої кількості CO_2 , що виділяється при спалюванні викопного палива на одиницю теплопродуктивності в 1,5–2 рази;

- безшумністю під час роботи за рахунок відсутності компресорного устаткування.

Як недоліки можна відзначити таке:

- підвищена металомісткість;
- робочий процес для бромисто-літієвих машин реалізується в умовах вакууму;
- корозійна активність бромистого літію.

Основні виробники абсорбційних теплових насосів:

- ТЕПЛОСІБМАШ (Росія);
- CARRIER (Франція);
- TRANE (США);
- KAWASAKI, SANYO (Японія);
- SHUNGLIANG (Китай) та інші.

3.2 Абсорбційні теплові насоси знижувального типу

Абсорбційні теплові насоси знижувального типу працюють за схемою абсорбційної холодильної машини в режимі використання для випарника утилізованого середовища з температурним потенціалом, близьким до рівня навколишнього середовища.

В абсорбційному тепловому насосі має місце поєднання прямого і зворотного термодинамічного циклів. Для ідеальних процесів енергоперетворень це рішення наведено на рисунку 3.1 у координатах температура – питома ентропія.

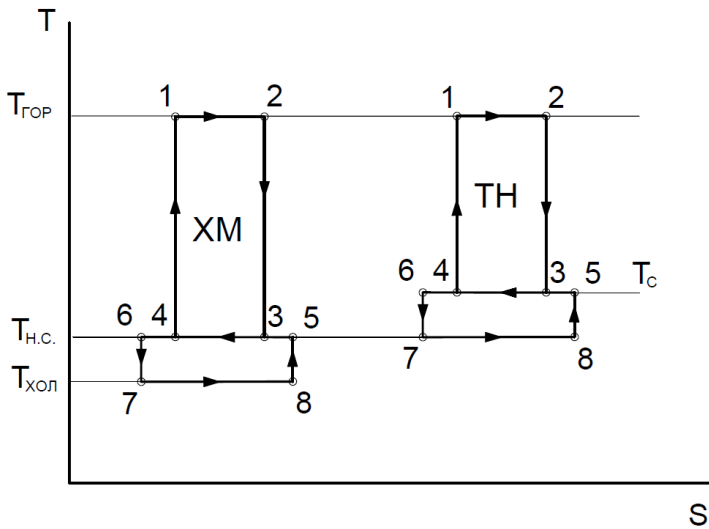


Рисунок 3.1 – Суміщення прямого і зворотного циклів тепловикористовувального термотрансформатора в режимі холодильної машини (XM) і теплового насоса (TH)

Як впливає з цього рисунка, процеси в тепловикористовувальному трансформаторі проходять за трьох рівнів температур:

$T_{гор}$ – температура гріючого джерела;

$T_{н.с.}$ – температура довкілля (навколишнього середовища);

$T_{хол}$ – температура холодного джерела, нижча за $T_{н.с.}$ для циклу холодильної машини, а для теплового насоса $T_{хол} = T_c$, де T_c – температура середовища споживача теплового навантаження.

У цьому разі розглядають ідеальні цикли «Карно-Карно» з відповідною нумерацією вузлових точок 1-2-3-4 і 5-6-7-8.

Таким чином, для холодильної машини процеси конденсації прямого і зворотного циклів проходять за $T_{н. с.}$, а для теплового насоса – за більш високої (необхідної споживачеві теплового навантаження) температури T_c .

Для абсорбційного термотрансформатора має місце неізотермічність процесів підведення і відведення теплоти та збільшення ентропії в процесах збільшення тиску або його зниження. Сукупність процесів кипіння розчину та абсорбції парів холодоагенту відіграють роль хімічної термокомпресії і супроводжуються виділенням теплоти абсорбції з температурним рівнем для реального термотрансформатора, дещо підвищуючи температуру конденсації.

На рисунку 3.2 наведена принципова схема абсорбційного теплового насоса знижувального типу на водному розчині LiBr.

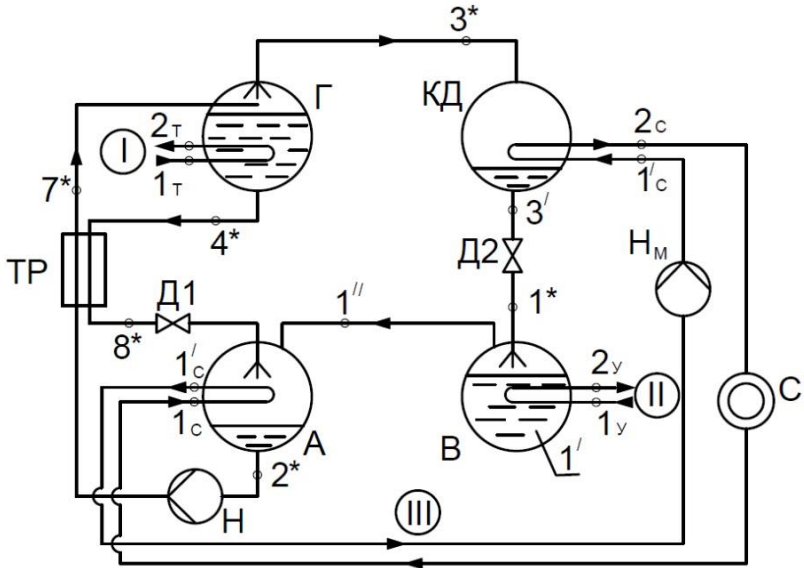


Рисунок 3.2 – Схема абсорбційного бромисто-літійового знижувального теплового насоса:

- Г – генератор;
- КД – конденсатор;
- В – випарник;
- А – абсорбер;
- Н – насос міцного розчину (за H_2O);
- ТР – теплообмінник розчинів;
- Д1, Д2 – дросельні пристрої;
- С – споживач теплового навантаження (теплова мережа);
- Н_М – насос мережної води;
- І – потік гріючого теплоносія;
- ІІ – потік гріючого середовища;
- ІІІ – циркуляційний контур середовища споживача теплового навантаження

Як впливає з рисунка, тепловий насос містить 4 основних компоненти: генератор (Г), конденсатор (КД), випарник (В), абсорбер (А) і групу допоміжного обладнання: теплообмінник розчину, насоси та дросельні пристрої. Наведений тепловий насос призначений для подавання нагрітого теплоносія в опалювальну мережу (С).

Розглянутий тепловий насос працює таким чином. У генераторі відбувається кипіння міцного (за холодоагентом) розчину за рахунок підведення теплового потоку $\dot{Q}_Г$ від зовнішнього джерела. Процес кипіння проходить за сталого тиску і безперервного зменшення концентрації розчину та підвищення температури його кипіння.

Утворена при цьому пара холодоагенту та абсорбенту надходить у конденсатор, де конденсується внаслідок відведення від нього теплоти $\dot{Q}_{КД}$ потоком мережевої води, що циркулює за допомогою насоса N_M у контурі споживача теплового навантаження.

Концентрація за, що надходить у конденсатор, буде значно вищою від концентрації киплячого розчину. Конденсація пари відбувається за тиску P_K , що відповідає температурі конденсації суміші, причому якщо нормальні температури кипіння холодоагенту та абсорбенту відрізняються істотно (на 200–300 °С), то пара практично складається лише з холодоагенту, і його конденсація відбувається за сталої температури, а отже, й сталого тиску.

Для розчину (H_2O) + ($LiBr$) різниця температур становить (1 265–100) °С, тобто 1 165 °С, що істотно відбивається на вигляді процесів у ξ , h -діаграмі порівняно із зображенням робочого процесу для водоаміачних машин.

Рідина (в цьому разі вода), одержана в конденсаторі, дроселюється в дросельному пристрої Д2 від тиску P_K до тиску P_B у випарнику і надходить в останній. Тиск у випарнику залежить від температури кипіння

холодоагенту, яка, у свою чергу, визначається температурою утилізованого середовища, що надходить в гріючу порожнину випарника з температурою t_{1y} і виходить із нього t_{2y} . У результаті підведення теплоти \dot{Q}_B від низькопотенціального джерела утилізованого середовища у випарнику відбувається кипіння рідини.

При цьому пара, що утворилася, надходить в абсорбер, де вона розпочинає масообмінну взаємодію зі слабким (за холодоагентом) розчином із генератора, яка дроселюється в Д1. У абсорбері підтримується тиск, як і у випарнику, $P_B < P_K$.

В абсорбері проводиться поглинання пари після випарника слабким розчином, унаслідок цього його концентрація підвищується і доходить до концентрації, що дорівнює початковій концентрації в процесі кипіння в генераторі.

Процес абсорбції супроводжується виділенням теплоти абсорбції \dot{Q}_A , що витрачається на нагрівання мережевої води після приладів зняття теплового навантаження споживача.

Міцний розчин з абсорбера перекачується насосом H у генератор через теплообмінник розчинів для попереднього нагрівання міцного розчину за рахунок теплоти слабого розчину, що виходить із генератора.

Тепловий баланс розглянутого теплового насоса можна записати у вигляді

$$\dot{Q}_T + \dot{Q}_o + N_H = \dot{Q}_K + \dot{Q}_A, \quad (3.1)$$

де N_H – потужність насоса міцного розчину.

Сума теплових потоків, що відводяться від конденсатора і абсорбера, є корисною теплопродуктивністю теплового насоса:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_K + \dot{Q}_A. \quad (3.2)$$

Енергетична ефективність циклу визначається коефіцієнтом перетворення

$$COP_{\text{АБХМ}} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_T + N_H} . \quad (3.3)$$

З урахуванням малих значень потужності насоса міцного розчину

$$COP_{\text{АБХМ}} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_T} . \quad (3.4)$$

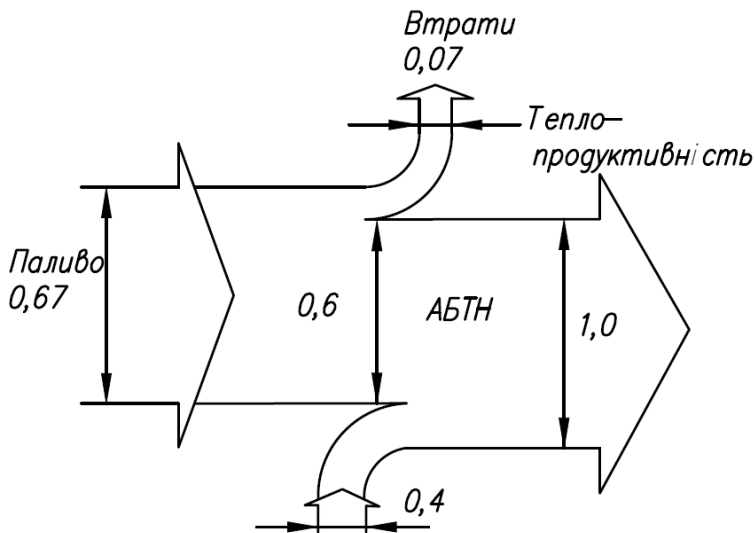
Для АБТН із нагріванням теплоносія для генератора полум'ям

$$(COP_{\Sigma})_{\text{АБХМ}} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_T} \eta_q , \quad (3.5)$$

де $\eta_q = 0,9$ – коефіцієнт втрат тепла під час передавання енергії, що підводиться спалюванням вихопного палива.

Коефіцієнт перетворення COP_{Σ} для АБТН, що працює за простим циклом, становить 1,4–1,5, за більш складним циклом – 1,7–1,9.

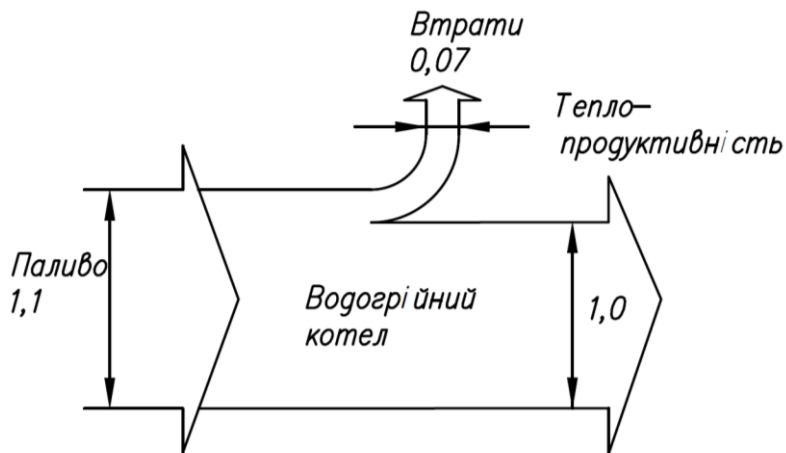
На рисунку 3.3 подане порівняння паливної економічності абсорбційних теплових насосів знижувального типу та водогрійного котла з порожниною горіння і теплообмінним блоком.



Теплота, що утилізується

$$(COP_{\Sigma})_{\text{АБТН}} = \frac{1}{0,67} = 1,49$$

Рисунок 3.3 – Порівняння енергоефективності абсорбційного теплового насоса і водогрійного котла



$$(COP_{\Sigma})_{BK} = \frac{1}{1,1} = 0,91$$

Рисунок 3.3, аркуш 2

На рисунку 3.4 подані теоретичні процеси абсорбційного бромисто-літійового теплового насоса в діаграмах ξ (концентрація броміду літію), h (питома ентальпія). Вузлові точки теоретичних процесів мають нарядковий індекс * і відповідають їх положенню на рисунку принципової схеми (рисунок 3.2).

Для точок 1* і 3* зазначений стан насиченої рідини у вигляді 1' , 3', а сухої насиченої пари – 1'' і 3''.

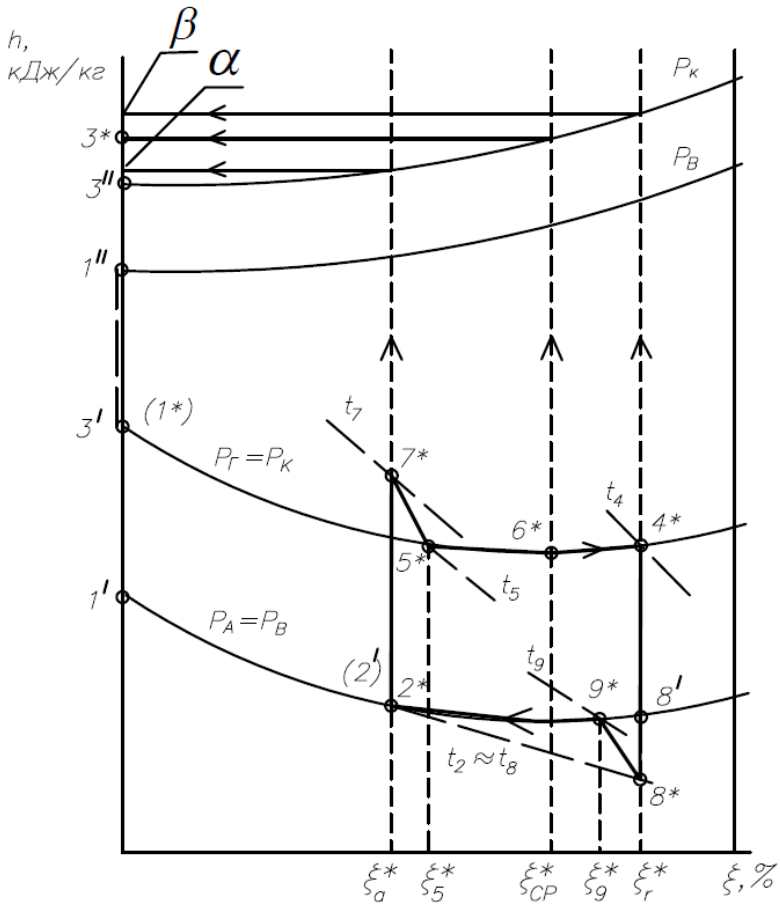
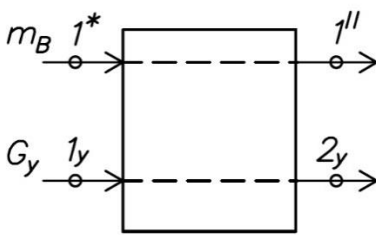


Рисунок 3.4 – Теоретичні процеси циклу бромисто-літійового теплового насоса

Відповідно до цього рисунка розглянемо зміну термодинамічного стану середовищ, що взаємодіють у формалізованому вигляді за компонентами теплового насоса.

Випарник



Після дроселювання в Д2 конденсат холодоагентів (вода) $3'$ за тиску P_B переходить у стан насиченої пари 1^* .

Кипіння рідкої фази холодоагенту у випарнику характеризується зміною стану $1' \rightarrow 1''$, а загальний процес у випарнику $1^* \rightarrow 1''$, тобто утворення сухої насиченої пари за P_B .

Процес пароутворення у випарнику відбувається за рахунок теплоти утилізованого середовища низькопотенціального джерела (природного або техногенного). Під час проходження через випарник утилізоване середовище охолоджується від t_{1y} до t_{2y} .

Тепловий баланс для випарника записується у вигляді

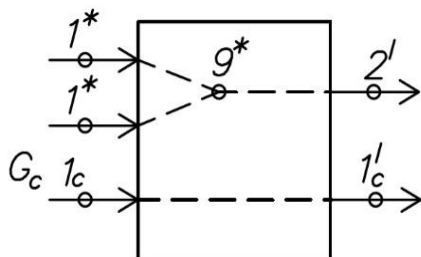
$$\dot{m}_B (h_{1''} - h_1) = G_y (h_{1y} - h_{2y}), \quad (3.6)$$

де \dot{m}_B – масова витрата розчину через випарник;

G_y – масова витрата утилізованого середовища через випарник;

h_1 – питома ентальпія розчину на вході у випарник для реального циклу.

Абсорбер

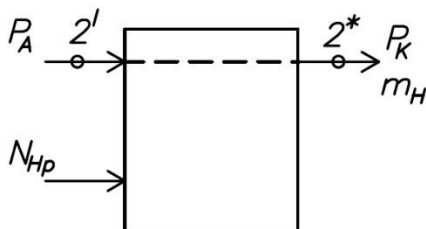


Після дроселювання в Д1 слабкий розчин (за холодоагентом) 8^* перебуває в переохоложеному стані в абсорбері при $P_A = P_B$ (порівняно з рівноважним станом, $8'$).

Тому процес абсорбції складається з двох процесів: адиабатного-ізобарного процесу $8^* \rightarrow 9^*$, що супроводжується підвищенням температури розчину від t_8 до t_9 і зниженням його концентрації від ξ_7^* до ξ_9^* і процесу спільного тепломасоперенесення $9^* \rightarrow 2'$, що характеризується зниженням температури розчину від t_9 до t_2 та його концентрації – від ξ_9^* до ξ_a^* .

Теплота, що виділяється в процесі абсорбції, відводиться потоком мережевої води в процесі $1c \rightarrow 1'c$. Температура мережевої води на виході з абсорбера нижча від температури розчину, тобто $t_2 - t_{1'c} = (3-50)^\circ\text{C}$.

Насос циркуляції розчину між абсорбером і генератором



У насосі розчину відбувається процес підвищення тиску від P_A до P_K за сталої концентрації ξ_a^* .

Якщо на всмоктуванні розчин перебуває в стані киплячої рідини, $2'$, то після насоса він переходить у стан недогріву до насиченості 2^* (за тиску P_K).

Потужність насоса визначається із залежності

$$N_H = \dot{m}_H \cdot \Delta P \cdot v_{2'},$$

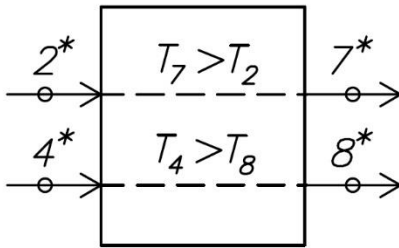
де \dot{m}_H – масова витрата розчину через насос;

$\Delta P = P_K - P_A$ – перепад тиску на насосі;

$v_{2'}$ – питомий об'єм розчину за $P = P_A$;

$\xi = \xi_2$ у стані точки 2'.

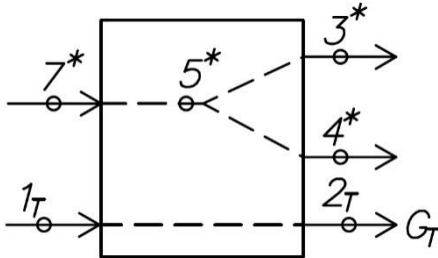
Теплообмінник розчинів



Міцний розчин (за холодоагентом), точка 2*, з тиском P_K і сталою концентрацією ξ_a^* нагрівається слабким розчином із генератора до стану перегріву порівняно з рівноважним станом, точка 7*.

У свою чергу, слабкий розчин виходить із генератора зі станом 4* за температури t_4 й тиску P_K із концентрацією ξ_r^* і в теплообміні охолоджується міцним розчином до стану 8* зі сталою концентрацією ξ_r^* , а потім дроселюється в Д1 перед виходом в абсорбер.

Генератор



Процес утворення пари в генераторі розподіляється на два процеси:
 1) 7* – 5* – адіабатно-ізобарний процес десорбції, що супроводжується

зниженням температури розчину від T_7 до T_5 і збільшенням його концентрації за абсорбентом від ξ_a^* до ξ_5^* ;
 2) $5^* - 4^*$ – процес кипіння розчину зі спільним тепломасоперенесенням, що характеризується підвищенням температури розчину від T_5 до T_4 і збільшенням його концентрації за абсорбентом від ξ_5^* до ξ_r^* .

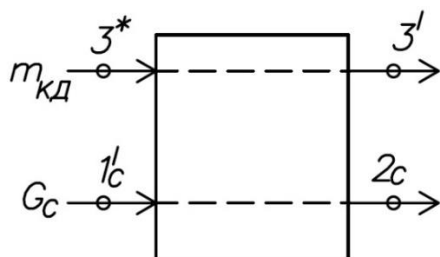
На початку процесу десорбції в генераторі утворюється пара стану α (зображення на шкалі ординат), рівноважного слабкому за абсорбентом розчину стану 7^* на вході його в генератор, а в кінці процесу кипіння – пара стану β , рівноважного розчину стану 4^* перед виходом його з генератора з концентрацією ξ_r^* .

Пара, що утворюється в генераторі в процесі десорбції та кипіння розчину, є перегрітою (точка 7^* лежить вище від кривої насичення за P_T) і надходить у конденсатор в стані 3^* , рівноважному середній концентрації розчину ξ_{cp}^* (точка 6^* на лінії кипіння в генераторі).

Процес десорбції та кипіння розчину в генераторі забезпечується за рахунок підведення теплоти від гріючого теплоносія, що змінює свій стан від 1_T до 2_T , з витратою G_T , необхідною для передавання розчину теплового навантаження \dot{Q}_T .

Температура теплоносія на виході з генератора t_{2T} береться вищою від температури розчину в стані 4^* на $(10-20)^\circ\text{C}$.

Конденсатор



У конденсаторі здійснюються відведення теплоти перегріву від пари холодоагенту та її конденсації, процеси $3^* - 3''$ і $3'' - 3'$.

Конденсат із конденсатора виходить у стані насичення 3', дроселюється в Д2 і надходить у випарник.

Нагрівання мережевої води в конденсаторі становить 4–5 °С, а сумарне нагрівання в абсорбері та конденсаторі становить 9–10 °С. Зважаючи на компактність розміщення конденсатора і абсорбера, температура мережевої води на вході в конденсатор дорівнює температурі на виході з абсорбера.

Питомі теплові потоки в апаратах бромистолітєвого знижувального теплового насоса з теоретичними процесами мають такий вигляд:

- у випарнику $q_{\text{В}}^* = h_{1''} - h_{1^*}$;
- у конденсаторі $q_{\text{К}}^* = h_{3^*} - h_{3'}$;
- в абсорбері $q_{\text{а}}^* = h_{1''} + (f^* - 1)h_{8^*} - f^* \cdot h_{2'}$;
- у генераторі $q_{\text{Г}}^* = h_{3^*} + (f^* - 1)h_{4^*} - f^* \cdot h_{7^*}$;
- у теплообміннику розчинів
 $q_{\text{ТР}}^* = f^*(h_{7^*} - h_{2^*}) = (f^* - 1)(h_{4^*} - h_{8^*})$,

де $f^* = \frac{\xi_r^*}{\xi_r^* - \xi_a^*}$ – теоретична кратність циркуляції.

Ця величина являє собою співвідношення кількості розчину, що надходить у генератор та припадає на 1 кг пари, і конденсується в конденсаторі.

Із матеріального балансу апаратів впливає

$$G_{2'} = \dot{m}_{\text{Н}} = G_{7^*}$$

– масова витрата розчину, збагаченого холодоносієм, що виходить з абсорбера та дорівнює масовій витраті через насос і масовій витраті на вході в генератор;

$$\dot{m}_{\text{КД}} = \dot{m}_{\text{В}}$$

– рівність масових витрат у процесах пара – конденсат – пара для конденсатора і випарника. Таким чином, циркуляція, кг/кг, являє собою

$$f^* = \frac{G_{7^*}}{\dot{m}_{\text{кд}}}.$$

Введення до розгляду кратності циркуляції дозволяє записати

$$q_{\Gamma}^* + q_{\text{В}}^* = q_{\text{К}}^* + q_{\text{А}}^*,$$

$$\text{де } q_{\Gamma}^* = \frac{\dot{Q}_{\Gamma}^*}{\dot{m}_{\text{кд}}}, \quad q_{\text{В}}^* = \frac{\dot{Q}_{\text{В}}^*}{\dot{m}_{\text{кд}}}, \quad q_{\text{А}}^* = \frac{\dot{Q}_{\text{А}}^*}{\dot{m}_{\text{кд}}}, \quad q_{\text{кд}}^* = \frac{\dot{Q}_{\text{кд}}^*}{\dot{m}_{\text{кд}}}.$$

3.3 Аналіз реальних процесів абсорбційного бромисто-літійового теплового насоса знижувального типу

Під час роботи абсорбційних машин реальні процеси, що проходять в окремих елементах машин, істотно відрізняються від теоретичних розрахункових процесів, викладених у попередньому розділі. Це зумовлено низкою факторів:

- впливом гідростатичного тиску стовпа рідини в процесі її кипіння в генераторі та випарнику;
- нерівноважним станом між парою і рідиною в кінці процесу кипіння, абсорбції та конденсації через обмеження площі поверхні тепломасообміну й кінцевого часу контакту середовищ, унаслідок цього має місце недовипарювання або недонасиченість розчину;
- наявністю гідродинамічних опорів у з'єднувальних трубопроводах між апаратами;
- втратою теплоти в навколишнє середовище.

Перелічені фактори, що впливають на відхилення дійсних процесів від теоретичних, обумовлюють такі особливості й коригування розрахунку абсорбційного насоса.

Генератор

У генераторі затопленого типу процес кипіння розчину проходить по лінії 5-4 за змінного тиску, рисунок 3.5.

Унаслідок цього має місце недовипарювання розчину, що характеризується різницею концентрацій

$$\Delta \xi_r = \xi_r^* - \xi_r.$$

У розрахунках величину $\Delta \xi_r$ беруть 1-2,5 % залежно від типу генератора.

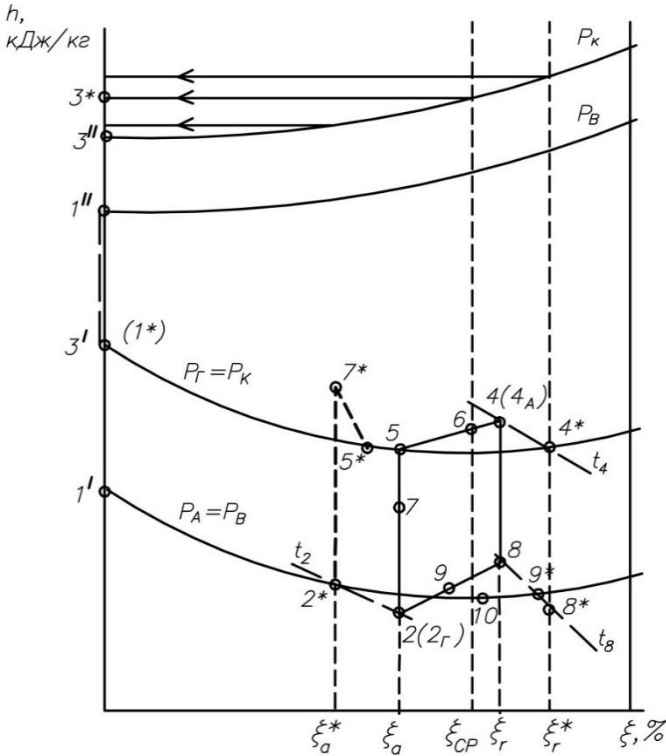


Рисунок 3.5 – Дійсні процеси абсорбційного теплового насоса знижувального типу

Абсорбер

У зв'язку із рециркуляцією розчину в абсорбер (точка 8) змішується зі слабким (за холодоагентом) розчином (точка 2) і утворюється розчин стану 9.

У дійсному процесі абсорбера рідина в кінці процесу абсорбції не досягає рівноважного стану, що характеризується точкою 2*.

У результаті кінцевої швидкості процесу абсорбції, обмежених поверхонь і часу контакту пари та абсорбенту можливе недонасичення розчину, що характеризується різницею концентрацій:

$$\Delta \xi_r = \xi_a - \xi_a^*$$

Недонасичення $\Delta \xi_a$ беруть у розрахунках в інтервалі 0,5 – 0,8 % . Для зменшення впливу різниці тиску у випарнику й абсорбері ці апарати об'єднують в одному корпусі, як це показано на рисунках 3.6 і 3.7.

При використанні як теплоносій гарячу воду або пару конденсатор і генератор об'єднуються в одну порожнину (рисунок 3.6). Реальність процесів у теплообміннику розчинів урахують величиною недорекуперації в стані точки 8, а саме:

$$t_8 = t_2 + \Delta t_{HP},$$

де $\Delta t_{HP} = (10 - 15)^\circ\text{C}$ температура в стані точки 2 береться вищою, ніж температура насичення за P_A на $(5 - 10)^\circ\text{C}$. Варіювання вибором температури в точці 2 виконується доти, поки зона дегазації розчину

$\Delta \xi = \xi_r - \xi_a$ не становитиме 3 – 5 % .

Питомі теплові потоки в апаратах із дійсними процесами набирають такого вигляду:

$$q_B = h_{1''} - h_1,$$

$$q_K = h_3 - h_{3'},$$

$$q_a = h_{1''} + (f - 1)h_8 - fh_2.$$

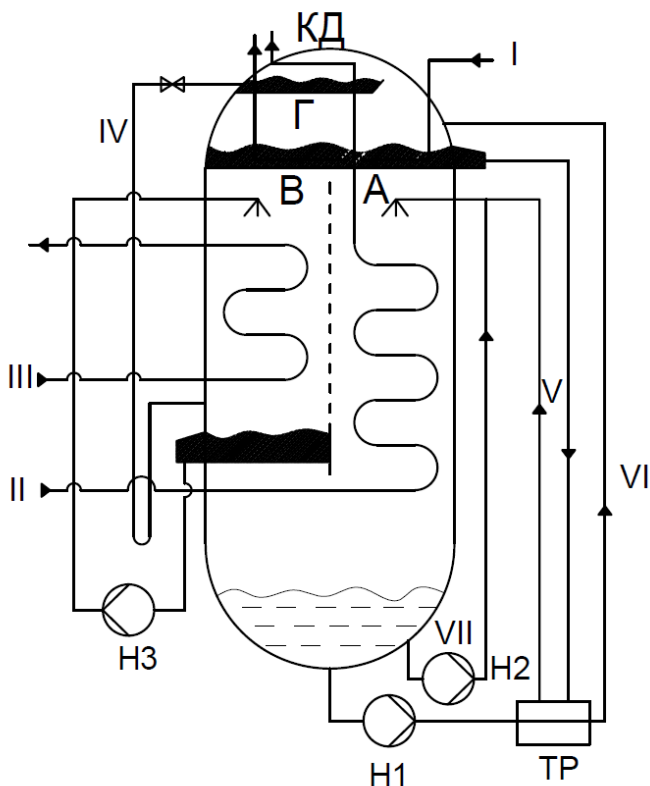


Рисунок 3.6 – Абсорбційний бромисто-літійовий тепловий насос із генератором затопленого типу з водяним і паровим обігрівом:

Г, КД, В, А – робочі порожнини генератора, конденсатора, випарника і абсорбера; ТР – теплообмінник розчинів; Н1 – насос циркуляції розчину між абсорбером і генератором; Н2 – насос рециркуляції розчину в абсорбері; Н3 – насос рециркуляції холодоагенту (води) у випарнику; I – потік гріючого теплоносія; II – потік нагрівальної (мережевої) води; III – потік охолоджувальної (утилізованої) води; IV – лінія перепуску конденсату у випарник; V – лінія охолодження розчину перед абсорбером; VI – лінія подавання розчину в генератор; VII – лінія рециркуляції розчину в абсорбері.

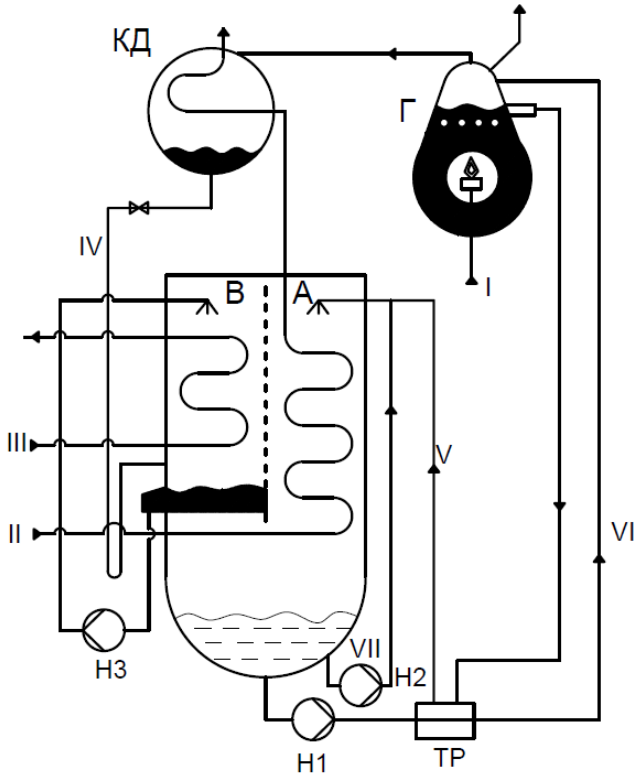


Рисунок 3.7 – Схема абсорбційного бромисто-літійового теплового насоса на газовому або рідкому паливі:

Г – генератор; КД – конденсатор; В, А – робочі порожнини випарника та абсорбера; ТР – теплообмінник розчинів; Н1, Н2, Н3 – насоси розчинів холодоагенту; I – потік палива; II – потік гріючої води; IV – лінія перепуску конденсату у випарник; V – лінія охолодження розчину перед абсорбером; VI – лінія подавання розчину в генератор; VII – лінія рециркуляції розчину в абсорбері.

Отже,

$$q_{\Gamma} = h_3 + (f - 1)h_4 - fh_7,$$

$$q_{TP} = f(h_7 - h_{2r}) = (f - 1)(h_{чА} - h_8),$$

$$f = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a} - \text{дійсна кратність циркуляції розчину.}$$

Зазначені на схемі (рисунок 3.4) і в рівнянні для $q_{\text{тр}}$ стану в точках 2_{Γ} і $4_{\text{А}}$ відповідають тиску в генераторі й абсорбері відповідно через зміни в насосі та дросельному пристрої Д1.

Рівняння режимних навантажень можуть бути записані для дійсних процесів у такому вигляді:

$$G_7 = f \dot{m}_{\text{кд}},$$

$$q_{\Gamma} + q_{\text{В}} = q_{\text{К}} + q_{\text{А}},$$

$$q_{\Gamma} = \dot{Q}_{\Gamma} / \dot{m}_{\text{кд}}; q_{\text{В}} = \dot{Q}_{\text{В}} / \dot{m}_{\text{кд}},$$

$$q_{\text{А}} = \dot{Q}_{\text{А}} / \dot{m}_{\text{кд}}; q_{\text{К}} = \dot{Q}_{\text{К}} / \dot{m}_{\text{кд}}.$$

3.4 Розрахунок параметрів циклу

Вихідними даними для розрахунку циклу абсорбційного теплового насоса є:

- вид гріючого середовища;
- термічні параметри гріючого середовища (тиск, температура на вході для парових потоків і температури на вході й виході для потоків гарячої рідини або продуктів згоряння) $P_{1\Gamma}, t_{1\Gamma}, t_{2\Gamma}$;
- температура мережевої води (технологічного теплоносія) t_{1c}, t_{2c} ;
- температура утилізованого середовища на вході у випарник, t_{1y} ;
- вид циркуляції гріючого середовища через адсорбер і конденсатор (послідовна або паралельна).

Вузлові точки в ξ, h -діаграмі для розчину $(Li Br) + (H_2O)$ визначають за вихідною температурою зовнішніх джерел, взятих значень перепадів температури в апаратах і втрат дійсних процесів.

Найнижча температура розчину в абсорбері

$$t_2 = t_{1c} + (6-8) \text{ }^\circ\text{C};$$

температура кипіння у випарнику

$$t_b = t_{1y} - (5-8) \text{ }^\circ\text{C};$$

тиск насиченої пари в абсорбері

$$P_a = P_b - (0,08-0,1) \text{ кПа},$$

де тиск P_b визначається за таблицями або за діаграмою для температури t_b .

Недонасичення розчину в абсорбері береться на рівні

$$\Delta\xi_a = (0,5-1,0) \text{ } \%.$$

За величинами t_2 , P_b і $\Delta\xi_a$ установлюють концентрацію слабкого розчину за бромідом літію ξ_a^* і ξ_a . Нагрівання мережевої води при послідовному подаванні в абсорбер і конденсатор дорівнює

$$\Delta t_c = t_{2c} - t_{1c} = 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації визначається за виразом

$$t_K = (t_{1c} + \Delta t_c) + (4-6) \text{ }^\circ\text{C}.$$

За величиною t_K обчислюється тиск насиченої пари в конденсаторі:

$$P_K = f(t_K).$$

Вища температура розчину в генераторі

$$t_4 = t_{2T} - (5-10) \text{ }^\circ\text{C}.$$

Недовипарювання розчинів у затопленому генераторі становить

$$\Delta\xi_r = (2,3-2,5) \%$$

Концентрацію міцного розчину за бромідом літію визначають за t_4 , P_K і $\Delta\xi_r$, ξ_r та ξ_a .

Зона дегазації розчину

$$\Delta\xi = \xi_r - \xi_a.$$

Задаючись іншими значеннями t_2 , знову виконують розрахунок за викладеною послідовністю доти, поки зона дегазації не буде розміщуватися в межах 3,5– 4,5 % .

За величинами t_2 , t_4 і t_K для варіанта з оптимальною зоною дегазації обчислюють положення точок 2 і 4 в ξ , h -діаграмі, для яких можна знайти h_2 і h_4 .

Продовження розрахунку має таку послідовність:

– визначається температура міцного розчину біля виходу з теплообмінника:

$$t_8 = t_2 + (12-15) \text{ }^\circ\text{C} ;$$

– при цьому необхідно враховувати, що t_8 у зоні високих концентрацій повинна бути на 12– 15 $^\circ\text{C}$ вищою за температуру кристалізації розчину. Звідси визначають:

– кратність циркуляції розчину:

$$f = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a};$$

– питому теплову навантаження на теплообмінник слабкого (за холодоагентом) розчину, що виходить із генератора, кДж/кг,

$$q_{TP} = (f - 1)(h_4 - h_8);$$

– ентальпію міцного (за холодоагентом) розчину на виході з теплообмінника (на вході у генератор):

$$h_7 = h_2 + q_{TP}/f;$$

– температуру t_7 за значенням ентальпії h_7 і концентрації ξ_a ;

– за тиском P_r і концентрацією ξ_a , якою є температура міцного розчину на початку процесу кипіння t_5 ;

– середню температуру розчину в генераторі:

$$t_{r,сep} = t_6 = 0,5(t_4 + t_5);$$

– концентрацію розчину в генераторі $\xi_6 = \langle \xi \rangle$, відповідає середній температурі t_6 (для точки 6), за ξ , h -діаграмою за умов t_6 і лінії з'єднання точок 5 і 4;

– ентальпію перегрітої пари на виході з генератора h_3 за відомих P_r і ξ_6 ;

– концентрацію змішаного розчину в абсорбері:

$$\xi_9 = \xi_a + \Delta\xi_{cm},$$

де $\Delta\xi_{cm}$ дорівнює (0,8 – 1) %;

– температуру змішаного розчину в абсорбері t_9 за ξ , h -діаграмою за умов ξ_9 і лінії з'єднання точок 2 і 8;

– температуру змішаного розчину в абсорбері в результаті його охолодження на теплообмінній поверхні

$$t_{10} = t_9 - (8-10) \text{ } ^\circ\text{C};$$

– положення точки 10 за умов $\xi_{10} = \xi_9$ і t_{10} , і, у свою чергу, лінія 10-2 характеризує розпилення розчину в порожнині абсорбції.

3.5 Режимні параметри

Для теплового та конструктивного розрахунків компонентів АБТН, а також визначення ексергетичної ефективності необхідно мати розрахункові залежності витрат матеріальних потоків, що беруть участь в енергетичній взаємодії.

Основним параметром для розрахунку будь-якого типового насоса зазвичай є теплопродуктивність, що забезпечує споживачеві нагрівання мережевої води (або іншого теплоносія) в інтервалі температур t_{1c} і t_{2c} .

На основі виконання теплового розрахунку процесів циклу або за методиками, викладеними в [2, 3, 6], або за програмними комплексами визначають термічні та калоритні характери стану у вузлових точках P_j , t_j , h_j , s_j , що використовують для обчислення питомих і повних навантажень компонентів теплового насоса.

Якщо зазначені програми і методики не містять розрахунку витратних характеристик, то для їх визначення можна використовувати нижченаведені вирази:

– масову витрату парового потоку на вході в конденсатор, кг/с :

$$\dot{m}_{\text{кд}} = \frac{\dot{Q}_T}{q_K + q_A};$$

– теплові навантаження на апарати, Вт(кВт):

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{\text{кд}} q_K,$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{\text{кд}} q_A,$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{\text{кд}} q_B,$$

$$\dot{Q}_Г = \dot{m}_{\text{кд}} q_Г;$$

– масову витрату мережевої води, кг/с:

$$G_c = \frac{\dot{Q}_T}{\tilde{c}_c(t_{2c} - t_{1c})},$$

де \tilde{c}_c – середня теплоємність мережевої води в інтервалі температур t_{2c} і t_{1c} ;

– об'ємну витрату мережної води, м³/с:

$$\dot{V}_c = G_c / \rho_M,$$

де ρ_M – густину мережевої води за її середньої температури:

$$t_{M, \text{сеп}} = 0,5(t_{1c} + t_{2c});$$

– масову витрату утилізованого середовища, що охолоджується у випарнику, кг/с:

$$G_y = \frac{\dot{Q}_B}{\tilde{c}_y(t_{1y} - t_{2y})},$$

де \tilde{c}_y – середня теплоємність середовища, що утилізується в інтервалі температур t_{1y} і t_{2y} . Якщо рівень охолодження $\Delta t_y = t_{1y} - t_{2y}$ не лімітується технологічним регламентом установки, для якої це середовище повинно бути охолодженим, то величину Δt_y беруть (3–5)К;

– об'ємну витрату утилизованого середовища, м³/с:

$$\dot{V}_y = G_y / \rho_y,$$

де ρ_y – густина утилизованого середовища за його середньої температури $t_{y,сep} = 0,5(t_{1y} + t_{2y})$;

– масову витрату гріючого теплоносія для потоку насиченої або перегрітої пари, кг/с:

$$G_{T/H} = \frac{\dot{Q}_r}{h_{1T} - h_{2T}};$$

– масову витрату гріючого теплоносія для потоків гарячої рідини або димових газів, кг/с:

$$G_{T/H} = \frac{\dot{Q}_r}{\tilde{c}_{p,T}(t_{1T} - t_{2T})},$$

де $\tilde{c}_{p,T}$ – середня теплоємність гарячої рідини або димових газів в інтервалі температур t_{1T} і t_{2T} .

Для продуктів згоряння природного газу середня теплоємність кДж/(кг·К) може бути визначена за залежністю

$$\tilde{c}_{p,T} = 1,105 + 0,000132t_{сep,T},$$

де $t_{сep,T} = 0,5(t_{1T} + t_{2T})$;

– об'ємну витрату гарячої рідини, м³/с:

$$\dot{V}_T = G_{T/H} / \rho_T,$$

де ρ_T – густина гарячої рідини за її середньої температури;

– об'ємну витрату паливного газу, нм³/с, при вогневому нагріванні розчину в генераторі (рис. 3.7):

$$\dot{V}_{\text{газ}} = \frac{\dot{Q}_r}{\eta_{\text{КС}} Q_H^c},$$

де Q_H^c – нижча теплота згоряння паливного газу, кДж/нм³, взята за сухою масою;

$\eta_{\text{КС}}$ – коефіцієнт корисної дії камери згоряння, що дорівнює 0,9–0,95 ;

– масову витрату розчину, що надходить в абсорбер, кг/с:

$$G_8 = G_4 = G_7 - \dot{m}_{\text{кд}} = (f - 1)\dot{m}_{\text{кд}};$$

– масову витрату розчину, кг/с, що надходить у генератор:

$$G_7 = G_2 = f\dot{m}_{\text{кд}};$$

– об'ємні витрати розчину, м³/с:

$$\dot{V}_8 = (f - 1)\dot{m}_{\text{кд}}/\rho_8,$$

$$\dot{V}_7 = f\dot{m}_{\text{кд}}/\rho_7,$$

де ρ_8, ρ_7 – густина розчину у відповідних станах, що залежить від температури і концентрації абсорбенту.

На рисунку 3.8 подана графічна залежність $\rho = f(t, \xi)$ для водного розчину броміду літію, а в таблиці 3.1 – дані з роботи [7, 8].

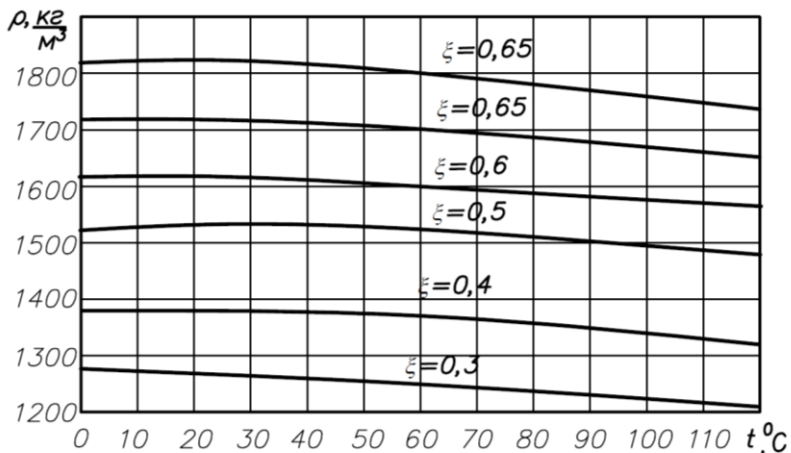


Рисунок 3.8 – Залежність густини рідини для суміші води та броміду літію

Таблиця 3.1 – Густина водних розчинів броміду літію, кг/м³

°C	Концентрація LiBr, масова, %						
	10	20	30	40	50	60	65
0	1078	1166,7	1269,5	1391,5	1541,2	–	–
10	1077	1164,7	1266,7	1388	1536,9	–	–
20	1074,7	1161,6	1262,9	1383,6	1531,6	1720	–
25	1073,2	1159,8	1260,7	1381,1	1528,8	1716,5	–
30	1071,5	1157,8	1258,5	1378,6	1525,9	1712,8	1826,6
40	1067,6	1153,6	1253,9	1373,4	1520	1705,7	1817,9
50	1063,2	1149	1249	1368,1	1514,2	1698,7	1809,5
60	1058,3	1144,1	1243,9	1362,7	1508,3	1691,8	1801,6
70	1052,9	1138,7	1236,5	1357,3	1502,4	1685,1	1794,1
80	1047,1	1133	1232,9	1351,6	1496,5	1678,4	1786,8
90	1040,9	1126,9	1227	1345,8	1490,6	1671,7	1779,7
100	1034,2	1120,4	1220,7	1339,8	1484,5	1665,1	1772,6
110	1027,1	1113,5	1214	1333,4	1478,2	1658,3	1756,3
120	1018,9	1104,9	1205,1	1324,1	1468,7	1648,8	1755,8
130	1011,9	1098,7	1199,9	1320	1464,7	1643,3	1751,7
140	1003,9	1090,9	1192,6	1313,3	1458,1	1636,3	1746,5
150	995,8	1082,8	1184,8	1305,6	1449,7	1626,6	1737,9

3.6 Ексергетичний аналіз

Для ексергетичного оцінювання ступеня досконалості абсорбційного теплового насоса в межах системи за рисунком 3.1 без споживача теплового навантаження формалізовані схеми ексергетичних перетворень наведені на рисунках 3.9 і 3.10.

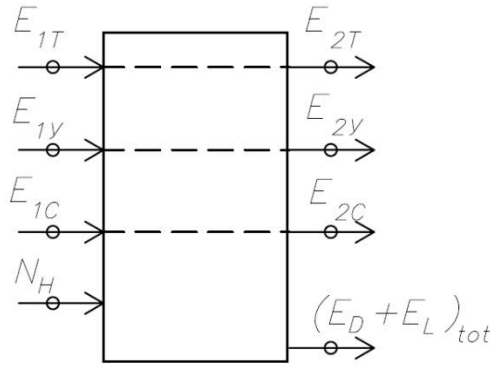


Рисунок 3.9 – Формалізована схема ексергетичних перетворень в АБТН

На поданих схемах зазначені вхідні й вихідні ексергетичні потоки такого вигляду:

E_1, E_2, \dots, E_8 – робочі речовини абсорбційного бромисто-літійового теплового насоса;

$N_H, \Sigma N_H$ – енергетичні для привода насосів;

$E_{1y}, E_{2y}, E_{1c}, E_{1'c}, E_{2c}, E_{1T}, E_{2T}$ – робочих середовищ зовнішніх джерел (утилізованого середовища, середовища споживача теплового навантаження, гріючого середовища);

P_k – деструкції і втрати ексергії для k-го компонента;

$(E_D + E_L)_{tof}$ – деструкції і втрати ексергії для системи в цілому.

Відповідно до методології ексергетичного аналізу Д. Тсатсороніса системи в цілому можна записати:

– ексергію «палива»:

$$(E_F)_{\text{АБТН}} = (E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1y} - E_{2y}) + \Sigma N_H;$$

– ексергію «продукту»:

$$(E_P)_{\text{АБТН}} = E_{2c} - E_{1c};$$

– ексергетичну ефективність:

$$(\varepsilon_{ex})_{\text{АБТН}} = \frac{E_{2c} - E_{1c}}{(E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1y} - E_{2y}) + \Sigma N_H};$$

– деструкцію і втрати ексергії:

$$(E_D + E_L)_{\text{tof}} = (E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1y} - E_{2y}) - (E_{2c} - E_{1c}) + \Sigma N_H;$$

– відносну величину деструкції і втрат ексергії:

$$(Y_{D+L})_{\text{АБТН}} = \frac{(E_D + E_L)}{(E_F)_{\text{АБТН}}},$$

або

$$(Y_{D+L})_{\text{АБТН}} = 1 - (\varepsilon_{ex})_{\text{АБТН}}.$$

Наведені рівняння дозволяють досить просто на основі даних за температурою, тиском і продуктивністю робочих середовищ зовнішніх джерел на вході й виході з теплового насоса визначити ексергетичні показники.

Ексергетичні критерії компонентів:

– випарника:

$$E_F = E_{1y} - E_{2y}, E_P = E_{1''} - E_1,$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{кд}(e_{1''} - e_1)}{G_y(e_{1y} - e_{2y})};$$

– абсорбера:

$$E_F = (E_8 + E_{1''}) - E_2, E_P = E_{1'c},$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{G_c(e_{1'c} - e_{1c})}{G_8 e_8 + \dot{m}_{кд} e_{1''} - G_7 e_2};$$

– насоса циркуляції розчину між абсорбером та генератором:

$$E_F = N_H, E_P = E_{2\Gamma} - E_2,$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_{2\Gamma} - E_2}{N_H};$$

– теплообмінника розчинів:

$$E_F = E_{4A} - E_8, E_P = E_7 - E_{2\Gamma},$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{G_8(e_{4A} - e_8)}{G_7(e_7 - e_{2\Gamma})} = \frac{f-1}{f} \cdot \frac{e_{4A} - e_8}{e_7 - e_{2\Gamma}};$$

– генератора:

$$E_F = E_{1T} - E_{2T}, E_P = E_3 + E_4 - E_7,$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{m}_{кд} e_3 + G_8 e_4 - G_7 e_7}{G_T(e_{1T} - e_{2T})};$$

– конденсатора:

$$E_F = E_3 - E_{3'}, E_P = E_{2c} - E_{1c},$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{G_c(e_{2c} - e_{1c})}{\dot{m}_{кд}(e_3 - e_{3'})};$$

– дросельного пристрою Д1:

$$E_F = E_4, E_P = E_{4A},$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{e_{4A}}{e_4};$$

– дросельного пристрою Д2:

$$E_F = E_{3'}, E_P = E_1,$$

$$\varepsilon_{ex} = \frac{e_1}{e_{3'}}.$$

Під час розрахунку питомої ексергії розчину $LiBr$ для стану j -ї точки циклу можна використовувати рівняння загального вигляду

$$e_j = (h_j - h_{н.с}) - T_{н.с}(s_j - s_{н.с})$$

або рівняння для нестисливої рідини у вигляді

$$e_j = \tilde{c}_{pj}(t_j - t_{н.с}) + \frac{P_j - P_{н.с}}{\tilde{\rho}_j} - T_{н.с} \tilde{c}_{pj} \ln \frac{T_j}{T_{н.с}}$$

У цих рівняннях позначено:

h_j, s_j – питому ентальпію та ентропію розчину в j -й точці циклу за P_j, t_j, ξ_j ;

$h_{н.с}, s_{н.с}$ – питому ентальпію та ентропію розчину в стан взятих параметрів навколишнього середовища, $t_{н.с}$ і $P_{н.с}$;

$\tilde{\rho}_j$ – середню густину розчину за умов t_j, ξ_j .

У таблиці 3.2 наведені дані за ізобарною теплоємністю водного розчину броміду літію. При розрахунку ексергетичних показників також можна використовувати дані з ентальпії та ентропії з [7, – 9].

Таблиця 3.2 – Ізобарна теплоємність водного розчину бромиду літію

$\xi, \%$	Значення c_p , кДж/(кг · К), за t °С												
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	4,216	4,191	4,183	4,178	4,178	4,183	4,187	4,191	4,195	4,204	4,216	4,229	4,245
5	3,936	3,940	3,944	3,948	3,958	3,961	3,965	3,964	3,977	3,986	3,994	4,007	4,019
10	3,663	3,688	3,705	3,714	3,718	3,726	3,735	3,739	3,743	3,751	3,760	3,768	3,781
15	3,400	3,450	3,483	3,492	3,496	3,504	3,508	3,525	3,534	3,542	3,546	3,550	3,559
20	3,140	3,203	3,249	3,266	3,278	3,291	3,295	3,303	3,312	3,320	3,324	3,324	3,328
25	2,885	2,964	3,023	3,048	3,065	3,073	3,081	3,090	3,098	3,102	3,107	3,111	3,111
30	2,646	2,734	2,805	2,834	2,859	2,872	2,885	2,893	2,897	2,901	2,901	2,906	2,901
35	2,424	2,533	2,600	2,633	2,659	2,671	2,684	2,692	2,696	2,700	2,700	2,696	2,696
40	2,219	2,315	2,403	2,453	2,474	2,495	2,504	2,516	2,520	2,525	2,520	2,516	2,508
45	2,026	2,131	2,232	2,278	2,311	2,332	2,349	2,357	2,366	2,370	2,366	2,366	2,366
50	1,842	1,959	2,081	2,135	2,173	2,194	2,211	2,219	2,223	2,223	2,219	2,219	2,219
55	1,678	1,809	1,951	2,010	2,047	2,068	2,085	2,098	2,106	2,110	2,110	2,110	2,110
60	–	–	1,842	1,901	1,938	1,959	1,980	1,993	2,001	2,010	2,018	2,018	2,018

3.7 Режимні характеристики

Більшість виробників абсорбційних бромисто-літєвих теплових насосів наводять режимні характеристики у вигляді таблиць із параметрами номінального режиму [10].

У таблиці 3.3 подані дані щодо машин ТОВ «ОКБ Теплосібмаш» із позначеннями параметрів, взятих у попередніх розділах.

Таблиця 3.3

Марка теплового насоса	Номінальні параметри, за винятком АБТН-200, $\frac{t_{1y}}{t_{2y}} = \frac{30}{25} \text{ } ^\circ\text{C} : \frac{t_{1c}}{t_{2c}} = \frac{40}{70} \text{ } ^\circ\text{C}$					
	Q_T/\dot{Q}_B	$\frac{\dot{V}_{\text{ГАЗ}}}{G_{\text{ПАР}}}$	\dot{V}_C/\dot{V}_Y	t_{1c}/t_{2c}	t_{1y}/t_{2y}	Нел
	кВт	$\frac{\text{м}^3/\text{ГОД}}{\text{кг}/\text{ГОД}}$	м ³ /год	°C	°C	кВт
із паровим обігрівом , $P_{1T} = 0,5 \text{ Мпа}$						
АБТН-600П	1725/660	— /1540	45/115	40/70	30/25	4,5
АБТН-1000П	3300/1260	— /2900	87/217	40/70	30/25	8,0
АБТН-1500П	5000/1860	— /4300	128/320	40/70	30/25	18,0
АБТН-2000П	2000/720	— /1840	35/43	40/70	30/25	10,0
АБТН-3000П	8300/3200	— /7400	225/550	30/80	35/20	14,0
АБТН-4000П	11000/4260	— /9900	300/610	40/70	30/25	16,0
із газовим обігрівом						
АБТН-600Г	1725/660	105/—	45/115	40/70	30/25	6,5
АБТН-1000Г	3300/1260	200/—	87/217	40/70	30/25	11,0
АБТН-1500Г	5000/1860	295/—	128/320	40/70	30/25	17,5
АБТН-2000Г	1900/720	140/—	34,4/43	30/77,5	35/20	10,0
АБТН-3000Г	8300/3200	510/—	300/610	40/70	30/25	23,5

Підприємство-виробник поданих у цій таблиці теплових насосів на основі розрахункових та експериментальних даних наводить графіки для визначення режимних параметрів на режимах, що відрізняються від номінального (рис. 3.11 і 3.12).

Під відносною теплопродуктивністю розуміють відношення

$$\bar{Q}_T = \frac{\dot{Q}_T}{(\dot{Q}_T)_{\text{ном}}},$$

де \dot{Q}_T – теплопродуктивність за параметрів від’ємних від номінальних.

Під час розрахунку \bar{Q}_T береться сталість витрати і термічних параметрів теплоносія для обігрівання генератора. У цьому разі зміна відносної теплопродуктивності дорівнює зміні коефіцієнта перетворення, тобто

$$\frac{COP}{(COP)_{\text{ном}}} = \bar{Q}_T,$$

Отже, якщо відносна теплопродуктивність знижується до рівня 50 – 60 %, коефіцієнт перетворення АБТН відповідає ефективності звичайного теплогенератора, та переваги теплового насоса зникають. Як і для парокompресорних теплових насосів, зменшення енергоефективності в АБТН зумовлені підвищенням температури конденсації, зниженням температури кипіння у випарнику або одночасно і тим, і іншим. У свою чергу, зростання t_K пов’язане із забезпеченням більш високого нагрівання середовища споживача теплового навантаження на виході з теплового насоса t_{2c} . Зниження t_B порівняно з номінальним значенням для природних джерел утилізованої теплоти залежить від сезонних коливань. Для техногенних потоків зменшення t_{2y} або t_{1y} пов’язане з технологічними вимогами за рівнем охолодження в автономних і централізованих системах оборотного водопостачання.

На відміну від парокompресійних теплових насосів, де за збільшення різниці $t_K - t_B$ компенсація енергії на термотрансформацію виражається в прирості споживаної

потужності компресора, у тепловикористовувальних теплових насосах компенсація реалізується за рахунок збільшення потужності нагрівання теплового потоку.

Якщо витрати потужності потоків роботи і теплоти підтримуються незмінними за відхилених параметрів від номінальних, то це призводить до зменшення інтенсивності термотрансформації за видатковими величинами, а саме до зменшення і холодопродуктивності, що й ілюструють графіки, наведені на рисунках 3.11 і 3.12.

Ці графіки є корисним інформаційним матеріалом для створення та реконструкції теплонасосних установок великої потужності з використанням утилізованого середовища з температурою на вході в АБТН 20–40 °С.

3.8 Термодинамічні особливості абсорбційних теплових насосів підвищувального типу

Як було відзначено в розділі 3.2, у тепловикористовувальних теплових насосах має місце поєднання прямого і зворотного циклів типу «Карно-Карно». Зазначене поєднання для абсорбційних теплових насосів підвищувального типу ілюструє рисунок 3.13.

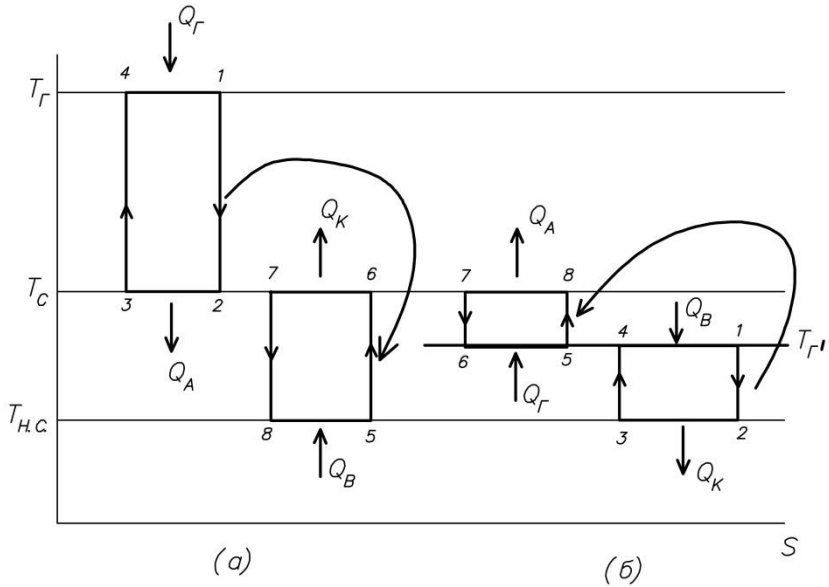


Рисунок 3.13 – Суміщення прямого і зворотного циклів для знижувального (а) і підвищувального (б) абсорбційних теплових насосів:

T_G , $T_{G'}$ – температури теплоносія генератора для знижувального та підвищувального теплових насосів; T_C – температура середовища споживача теплового навантаження (нагрівальним середовищем); $T_{H.C} \approx T_y$ – температура утилизованого середовища (холодного джерела); $\dot{Q}_G, \dot{Q}_A, \dot{Q}_K, \dot{Q}_B$ – теплові потоки генератора, абсорбера, конденсатора і випарника; 1,2,3,4 – вузлові точки процесів прямого циклу; 5, 6, 7, 8 – вузлові точки зворотного циклу

Стрілками показано перенесення необхідної кількості ексергії з прямого циклу в зворотний.

Абсорбційний тепловий насос умовно складається з такого:

- термохімічного модуля з режимом компресії – з'єднання генератора, абсорбера, дросельного пристрою і

насоса, а також будь-яких допоміжних елементів на лініях міцного і слабкого розчинів. У цьому модулі реалізується прямий термодинамічний цикл для компресії холодоагенту у зворотному циклі;

- основного процесу – з'єднання конденсатора, дросельного пристрою, випарника, а також допоміжних елементів на лінії холодоагенту. Основний процес із термохімічним модулем реалізує зворотний термодинамічний цикл.

Цей поділ чітко узгоджується під час розгляду простого схемного вирішення для теплового насоса знижувального типу (рис. 3.14).

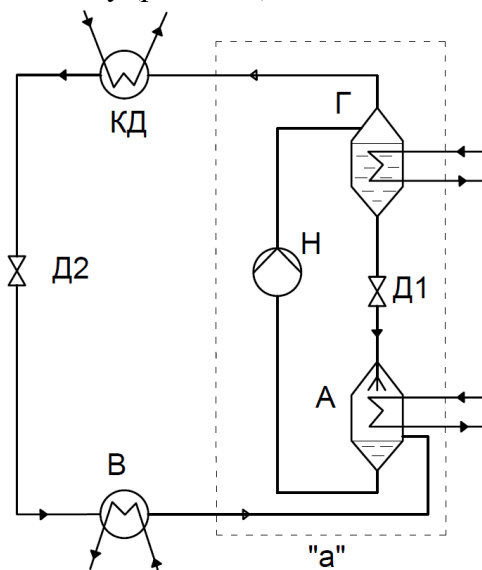


Рисунок 3.14 – Схема АБТН знижувального типу з виділенням «термохімічного модуля»: «а» – термохімічний модуль; Г – генератор; А – абсорбер; КД – конденсатор; В – випарник; Д1, Д2 – дросельний пристрій; Н – насос

Для термохімічної компресії поглинальна здатність адсорбенту в абсорбері реалізує процес всмоктування, а десорбція в генераторі – процес нагнітання. Підвищення щільності холодоагенту (процес стиснення) відбувається за рахунок роботи насоса, що перекачує розчин із поглиненими парами холодоагенту і подальшим термічним впливом теплоносія в генераторі на виділення пари за більш високого тиску, ніж тиск в абсорбері.

Застосування способу термохімічної компресії з незначними витратами енергії за насосного підвищення тиску порівняно з механічним стисканням обумовлює більш високу енергоефективність термотрансформації, ніж у парокompресорному циклі.

Принцип термохімічного перетворення термічних параметрів реалізується і в абсорбційних теплових насосах підвищувального типу. Однак через те, що рівень температури гріючого теплоносія $T_{Г/}$ (рис. 3.13) нижчий від температури середовища, що нагрівається в абсорбері, необхідно підтримувати в абсорбері та випарнику вищий тиск, ніж у генераторі. Ця обставина призводить до таких вимог у схемному режимі:

- перепускання слабкого розчину (за холодоагентом) з генератора в абсорбер відбувається за допомогою насоса;
- подавання міцного розчину (за холодоагентом) у генератор з абсорбера відбувається за рахунок дроселювання, через те що $P_A > P_G$;
- конденсат із конденсатора надходить на вхід у випарник за рахунок роботи насоса, через те що $P_K < P_B$;
- для генератора і випарника можна використовувати одне й те саме джерело низькопотенціальної теплоти з паралельним розведенням середовища цього джерела для генератора і випарника;
- для конденсатора необхідне джерело з найбільш низькою температурою (вода природних водоймищ,

артезіанська вода), що свідчить про доцільність застосування цього типу абсорбційних теплових насосів для опалювальних цілей.

З урахуванням зазначених особливостей принципова схема АБТН підвищувального типу не містить елементів удосконалення циклу і наведена на рисунку 3.15.

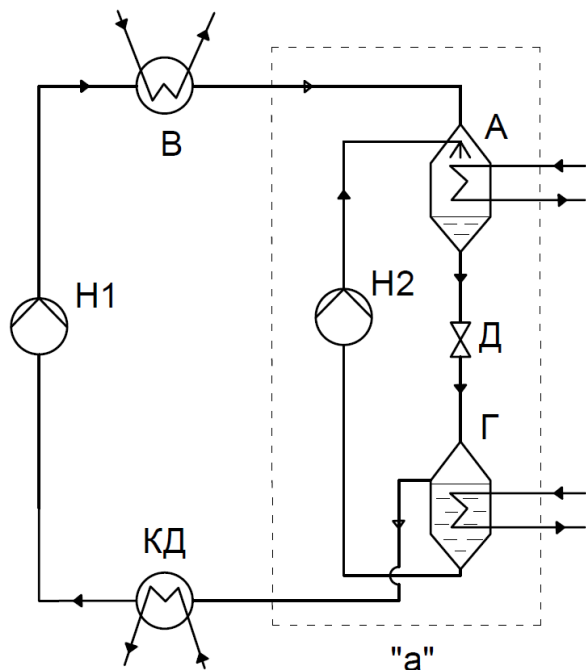


Рисунок 3.15 – Схема АБТН підвищувального типу з виділенням «термохімічного модуля»:

«а» – термохімічний модуль; А – абсорбер; Г – генератор; КД – конденсатор; В – випарник; Н1, Н2 – насоси; Д – дросельний пристрій

Для цієї схеми умовний поділ можна розглядати у вигляді:

- термохімічного модуля в режимі декомпресії – об'єднання адсорбера, генератора, дросельного пристрою і

насоса Н2, а також будь-яких інших елементів на лініях міцного і слабкого розчинів. У цьому модулі реалізується зворотний термодинамічний цикл за рахунок енергії, що одержується в прямому циклі;

- основного процесу – об'єднання конденсатора, насоса Н1, випарника, а також допоміжних елементів на лінії холодоагенту. Основний процес із термохімічним модулем у режимі декомпресії реалізує прямий термодинамічний цикл на низькокиплячому компоненті суміші (холодоагенті).

Термохімічний розширювальний процес аналогічний процесу розширення пари в паровій турбіні. Зміна ентальпії в процесі розширення зумовлена різницею тиску в абсорбері та генераторі.

Зворотний термодинамічний цикл у термохімічному модулі за рахунок абсорбції та десорбції здійснює перенесення низькопотенціальної теплоти в генераторі на більш високий рівень в абсорбері з подальшим передаванням теплоти абсорбції споживачеві теплового навантаження.

3.9 Розрахунок абсорбційного теплового насоса підвищувального типу

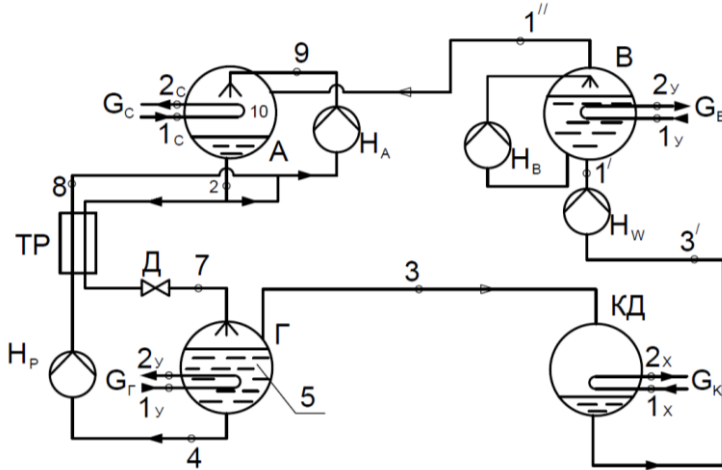


Рисунок 3.16 – Принципова схема для розрахунку абсорбційного теплового насоса підвищувального типу, що працює на водяному розчині броміду – літію:

Г – генератор; КД – конденсатор; В – випарник; А – абсорбер; ТР – теплообмінник розчинів; Нр – насос міцного розчину (за холодоагентом); Нв – насос подавання холодоагенту (води) з конденсатора у випарник; НА, НВ – рециркуляційні насоси для розчину в абсорбері та випарнику;

1с, 2с – вузлові точки стану середовищ споживача теплового навантаження, що нагріваються з масовою витратою G_c ;

1у, 2у – вузлові точки стану утилізованого середовища, підведеного паралельно генератору і випарнику з відповідними масовими витратами G_g і G_b ;

1х, 2х – вузлові точки стану холодоносія для відведення теплоти конденсації з масовою витратою G_k

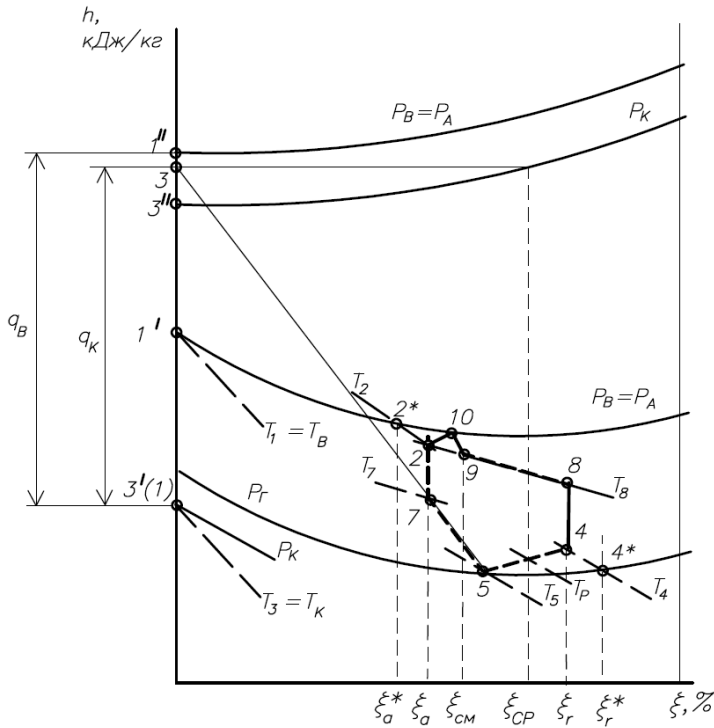


Рисунок 3.17 – Дійсні процеси, що проходять в АТНУ

Процеси, наведені на рисунку 3.17, проходять таким чином:

- 1 – 1'' – кипіння робочого тіла у випарнику;
- 2 – 7 – охолодження міцного розчину (за холодоагентом) у теплообміннику розчинів;
- 7 – 5 – адіабатно-ізобарна адсорбція міцного розчину (за холодоагентом) у генераторі;
- 5 – 4 – кипіння розчину в генераторі;
- 4 – 8 – нагрівання слабкого розчину (за холодоагентом) у теплообміннику розчинів;
- 8 – 2 – змішування міцного і слабкого розчинів (стану 9 із концентрацією $\xi_{см}$ в абсорбері);

9 – 10 – 2 – абсорбція пари робочого тіла в абсорбері;

3 – 3' – відведення теплоти перегріву (3 – 3'') та конденсація парів води в конденсаторі.

Тиск пари в генераторі береться вищим, ніж тиск конденсації, на величину сумарних гідравлічних опорів проходження пари з генератора в конденсатор:

$$P_{\Gamma} = P_{\kappa} + (0,067 - 0,133) \text{ кПа} .$$

У зв'язку з достатньо високим тиском пари у випарнику гідравлічними опором його проходження в абсорбері нехтують, $P_A = P_B$.

Наведені допущення за тиском відображені на положенні точок 1 та 3'. Зазначені на діаграмі точки 2* і 4* відповідають ідеальним процесам в абсорбері та генераторі.

Енергетичний баланс абсорбційного теплового насоса підвищувального типу має такий вигляд:

$$\dot{Q}_{\Gamma} + \dot{Q}_B + \sum N_H = \dot{Q}_A + \dot{Q}_K.$$

Теплопродуктивність цього теплового насоса визначає теплове навантаження абсорбера, що сприймається нагрівальним середовищем:

$$\dot{Q}_T = Q_A;$$

коефіцієнт перетворення

$$COP = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{\Gamma} + \dot{Q}_B};$$

ексергетична ефективність

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_{2c} - E_{1c}}{(G_{\Gamma} + G_B)(e_{1y} - e_{2y}) + \sum N_H}.$$

Величина COP_{Σ} для теплонасосного типу зазвичай не розглядається через перевагу використання для генератора

і випарника вторинних теплових енергоресурсів (теплових стоків різних теплоносіїв).

Показники енергоефективності АБТН знижувального типу характеризуються такими величинами: $COP = 0,4-0,48$; ексергетичною ефективністю $\varepsilon_{ex} = 0,6-0,68$.

При цьому необхідно відзначити, що величина ε_{ex} для АБТН підвищувального типу перевищує значення ε_{ex} для АБТН знижувального типу ($\Delta\varepsilon_{ex} = 0,05-0,07$) залежно від необхідного рівня нагрівання мережевої води в абсорбері. Зазначений рівень температури, у свою чергу, є критерієм доцільності застосування абсорбційних теплових насосів, що подано на рис. 3.18.

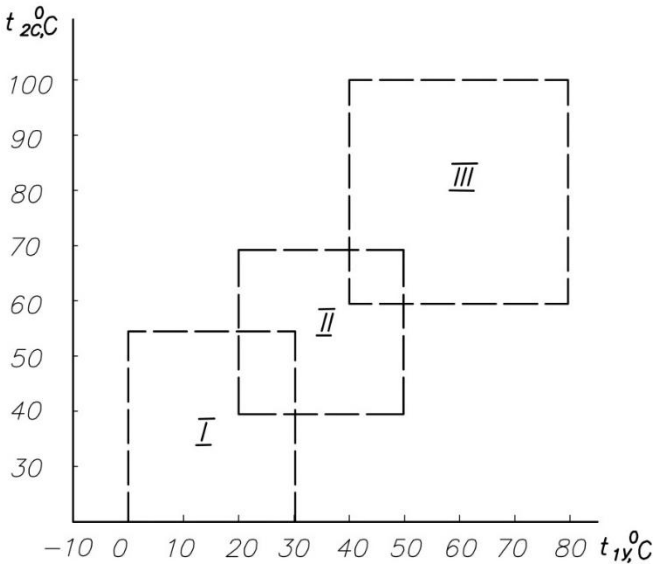


Рисунок 3.18 – Области застосування теплових насосів:

I – парокомпресійні ТНУ на синтезованих холодоагентах;

II – абсорбційні ТНУ підвищувального типу;

III – абсорбційні ТНУ знижувального типу

Як випливає з рисунка 3.18, абсорбційні теплові насоси підвищувального типу доцільно застосовувати для утилізації вторинних теплових енергоресурсів середнього потенціалу для повернення утилізованої теплоти на більш високому рівні – 90–100 °С .

Розрахункова модель для АТБН підвищувального типу аналогічна моделі, викладеній у розділі 3. Вихідними температурами є температура утилізованого середовища t_{1y} і температура холодоносія t_{1x} для конденсатора. Температура середовища, що нагрівається в абсорбері, є результатом розрахунку циклу, і для забезпечення необхідного рівня t_{2c} розрахунок циклу набирає ітераційного характеру.

Після визначення за t_{1y} і t_{1x} тисків у генераторі та конденсаторі можна знайти T_4 і положення точки 4^* , що дозволяє за ξ , h -діаграмою визначити концентрацію ξ_r^* .

Задаючись значенням величини недовипарювання в генераторі $\Delta\xi_r = (4-5)\%$, обчислюємо діючу концентрацію ξ_r , і після взяття зони дегазації в циклі, що дорівнює 4 %, визначаємо справжню концентрацію ξ_a .

Далі беремо значення тиску пари у випарнику й абсорбері ($P_b = P_a$); задаємо недонасичення розчину в абсорбері, $\Delta\xi_a = 0,5\%$ і після знаходження $\xi_a^* = \xi_a - \Delta\xi_a$ визначаємо за діаграмою температуру T_2 відповідно положення точки 2. Подальший розрахунок проводимо аналогічно алгоритму для АБТН знижувального типу. Різниця концентрації змішаного $\xi_{см}$ і слабкого (за абсорбентом) ξ_a розчинів беремо у межах (1–1,5) % .

Температуру води, що нагрівається на вході в абсорбер, беремо на (5–5,5)°С нижчою від температури при виході її з абсорбера. У свою чергу, температура t_{2c} на (4–5)°С нижча за вищу температуру абсорбції, тобто $t_{2c} = t_{10} - (4-5)^\circ\text{C}$.

Контрольні запитання до розділу 3

1 Який вид енергії реалізує термотрансформацію низькопотенціальної теплоти в абсорбційних теплових насосах (АБТН)?

2 Які робочі речовини використовують в АБТН?

3 Який компонент у розчині броміду літію є холодоалітом?

4 У чому полягає відмінність АБТН понижувального типу від АБТН підвищувального типу?

5 Назвіть переваги АБТН над парокомпресорними.

6 У яких апаратах АБТН має місце суміщення теплових і масообмінних процесів?

7 Яка роль теплообмінника розчинів на схемі АБТН знижувального типу.

8 Поясніть необхідність установки в складі АБТН знижувального типу насоса розчину і дросельних пристроїв.

9 Визначте відмінність АБТН знижувального типу від абсорбційної холодильної машини.

10 У яких елементах АБТН відбувається нагрівання середовища споживача теплового навантаження?

11 Запишіть тепловий баланс АБТН.

12 Поясніть принцип енергетичного зіставлення у виразах COP і COP_{Σ} для АБТН знижувального типу.

13 Назвіть причини, через які енергоефективність АБТН вища, ніж для водогрійного котла.

14 Концентрація якого компонента розчину броміду літію покладена в основу циклу АБТН?

15 Поясніть фізичний зміст кратності циркуляції розчину в АБТН.

16 Що таке «зона дегазации» в циклі АБТН?

17 Перелічіть відмінності циклу АБТН і з реальними процесами від теоретичних.

18 Чим пояснюється наявність у дійсному АБТН різниць концентрацій $\Delta\xi_a$ і $\Delta\xi_r$?

19 Уявіть формалізовані схеми ексергетичних перетворень для випарника, абсорбера, генератора і конденсатора.

20 Запишіть критерії ексергетичного аналізу для абсорбера і генератора.

21 Функціональне призначення термохімічного модуля в АБТН знижувального і підвищувального типів.

22 В якому елементі АБТН підвищувального типу створюється тепловий потік для системи теплопостачання?

Список літератури до розділу 3

1. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса : Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

2. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Расчет циклов, термодинамических и физических свойств рабочих веществ / Л. С. Тимофеевский, В. Н. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др.; под ред. Л. С. Тимофеевского. – Санкт-Петербург : ГУНиПТ, 2006. – 260 с.

3. Холодильные машины : учебник / под ред. Л. С. Тимофеевского. – Санкт-Петербург : Политехника, 2006. – 944 с.

4. Дзино А. А. Системы прямых и обратных термодинамических циклов для получения тепла и холода / А. А. Дзино, О. С. Малинина // VII Международная науч.-техн. конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке». – Санкт-Петербург : Университет ИТМО, 2015. – С. 141–144.

5. Морозюк Л. И. Высокотемпературный водоаммиачный тепловой насос / Л. И. Морозюк, Т. В. Морозюк // Вестник Международной академии холода. – 2000. – № 3. – С. 24–26.
6. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др.: под общ. ред. И. А. Сакуна. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 510 с.
7. Дзино А. А. Абсорбционные холодильные машины: учебно-метод. Пособие / А. А. Дзино. – Санкт Петербург : Университет ИТМО, 2015. – 68 с.
8. Караван С. В. Интегральные энтальпии и энтропии водного раствора бромида лития / С. В. Караван, О. А. Пинчук // Вестник международной академии холода. – 2013. – № 4.
9. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ : справочник / С. Н. Богданов, С. И. Бурцев, О. П. Иванов, А. В. Куприянова ; под ред. С. Н. Богданова. – 4-е изд. перераб. и доп. – Санкт-Петербург : ГАХПТ, 1999. – 320 с.
10. Попов А. В. Опыт разработки и создания абсорбционных бромистолитеевых тепловых насосов / А. В. Попов, А. И. Богданов, А. Г. Паздников. – Промышленная энергетика, 1999. – № 8. – С. 15–18.

РОЗДІЛ 4 КОМПРЕСОРНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ РЕЧОВИНАХ

4.1 Загальні відомості

Повітря (R 729)

Історія створення розвитку кліматичної техніки (холодильні машини, теплові насоси, системи кондиціонування) починалася з використання повітря як робочої речовини. Саме перша холодильна машина на повітрі як прообраз усіх машин із компресійним холодильним циклом була запропонована і створена Джоном Горі (США) у 1849 р.

Основні переваги повітря як природної (натуральної) робочої речовини полягають в його абсолютній екологічній чистоті і нульовій вартості. За цих умов жодний із газів не може бути альтернативою повітрю. Використання повітря в теплонасосних режимах роботи підвищувального термотрансформатора було запропоновано в 1936 році К. Чемберленом (Германія).

Однак повітрю властиві три серйозних термодинамічних недоліки:

- мале значення питомої теплоємності;
- більше значення питомого об'єму в області умов всмоктування в компресор;
- практично нульовий дросельний ефект в області температур теплонасосного режиму.

За низьких значень теплоємності потрібні більш високі значення масової витрати повітря для передавання еквівалентного теплового навантаження порівняно з синтезованими робочими речовинами. На всмоктування в компресор до високих масових витрат додається високе значення питомої об'єму v_1 і, як наслідок, об'ємна продуктивність компресора на повітрі стає недоречною для машин об'ємного принципу дії, тобто $\dot{V}_1 = \dot{m}_1 v_1$.

Для теплового насоса, що працює на повітрі, термічні параметри розміщені в області ідеально-газового стану та під час дроселювання температура змінюється незначно, тому в цьому разі необхідно від дроселювання переходити до процесу розширення в детандері. Таким чином для реального теплового насоса на повітрі необхідні машини динамічного принципу стиснення і розширення, тобто компресорно-детандерні агрегати, що забезпечують бажану компактність.

Вода (R 718)

Воду та її пару так само як і повітря відносяться до екологічно чистих робочих речовин. Однак термодинамічні властивості R718 такі, що ефективність парокомпресорного теплового насоса пов'язана з великими труднощами через досить значні об'єми пари і відношення тиску. Необхідно також відзначити, що цикл теплового насоса реалізується в умовах вакууму як у випарнику, так і в конденсаторі, що істотно ускладнює роботу компресорного устаткування і теплообмінних апаратів. Корозійні властивості води висувають певні вимоги до конструкційних матеріалів теплонасосного обладнання.

Порівняння термодинамічних параметрів теоретичного циклу теплового насоса на R134a та R718 наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Параметри теоретичного циклу теплового насоса

Параметр	Розмірність	Варіант А		Варіант		
		R134a	R718	B1	B1	B2
				R134a	R718	R718
1	2	3	4	5	6	7
Тиск у випарнику P_B	кПа	349,6	0,87	770	4,25	4,25
Тиск у конденсаторі P_K	кПа	2 925	57,83	3591	84,55	84,55

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
Відношення тисків $\Pi = \frac{P_K}{P_B}$	–	8,367	66,47	4,66	19,89	19,89
Температура нагнітання при ізентропному стисненні T_{2s}	°C	90	500	100	300	95
Питома масова теплопродуктивність q_k	кДж/кг	112,3	3 043	94	2 702	2 268
Ізентропна питома робота стиснення l_s	кДж/кг	45	892	36,5	545	112
Коефіцієнт перетворення теоретичного циклу $COP_s = \frac{q_k}{l_s}$	–	2,49	3,41	2,57	4,96	20,2
Густина сухої насиченої пари на всмоктуванні в компресор ρ_1''	кг/м ³	17,238	0,006 8	37,76	0,030 4	0,030 4
Питома об'ємна холодопродуктивність $q_v = (q_k - l_s)\rho_1''$	кДж/м ³	1 160	14,63	2 171	65,57	65,57
Теоретична об'ємна продуктивність компресора до теплопродуктивності теплового насоса, що дорівнює 1 кВт $\dot{V}_1 = \frac{cop-1}{cop} \cdot \frac{3600}{q_v}$	м ³ /год	1,86	173,9	1,03	43,8	52,2

Варіанти вихідних температур для теоретичного циклу Р. Планка (відсутнє перегрівання пари на всмоктуванні та переохолодження в конденсаторі):

$$A - t_{1y} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}, t_{2c} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}, t_b = 5 \text{ } ^\circ\text{C}, t_k = 85 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$B1 - t_{1y} = 35 \text{ }^\circ\text{C}, t_{2c} = 90 \text{ }^\circ\text{C}, t_b = 30 \text{ }^\circ\text{C}, t_k = 95 \text{ }^\circ\text{C}.$

$B2$ – ті самі температури, що і для варіанта $B1$, але стиснення пари після випарника реалізується по правій граничній кривій (умовно багатоступінчасте стиснення з повним проміжним охолодженням).

Як впливає з таблиці, тепловий насос на водяній парі має більш високі значення COP, ніж для R134a в розглянутому інтервалі t_b та t_k . Однак за величиною об'ємної продуктивності на всмоктуванні в компресор всі енергетичні переваги зникають, з огляду на величезну різницю в масогабаритних показниках, що базуються на величині \dot{V}_1 .

Доцільність використання теплових насосів на робочій речовині – воді можливе з урахуванням таких факторів:

- необхідно використовувати утилізовані середовища з температурою на виході більше ніж $30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- стиснення пари після випарника необхідно виконувати за багатоступінчастою схемою з проміжним охолодженням або на базі економайзерів при ступінчастому дроселюванні.

Діоксид вуглецю (R744)

Застосування діоксиду вуглецю, R744 як робочої речовини теплових насосів базується на тому, що R744 абсолютно безпечний, не горючий, не отруйний, не руйнує озоновий шар (ОДР = 0), має еталонний (найнижчий) потенціал глобального потепління, (GWP = 1). Крім того, він доступний у будь-яких кількостях і відносно дешевий.

Діоксид вуглецю має низку унікальних термодинамічних теплофізичних властивостей, а саме:

- низьку нормальну температуру кипіння (сублімації) – мінус $78,4 \text{ }^\circ\text{C}$, що обумовлює високий рівень тиску в області насичення. Високий тиск і ряд інших

властивостей діоксиду вуглецю роблять не можливим використанням існуючого базового холодильно-теплонасосного обладнання;

- досить високу температуру газу після компресора в циклі на R744, не пов'язаної жорстко з тиском, як у пароконпресійних теплових насосах. У цьому випадку має місце значна зміна температури при охолодженні газоподібного R744 в надзвичайно критичній області, що дозволяє нагрівати теплоносії на велику різницю температур.

Наступні особливості діоксиду вуглецю можна розглядати як переваги для використання в циклах теплового насоса:

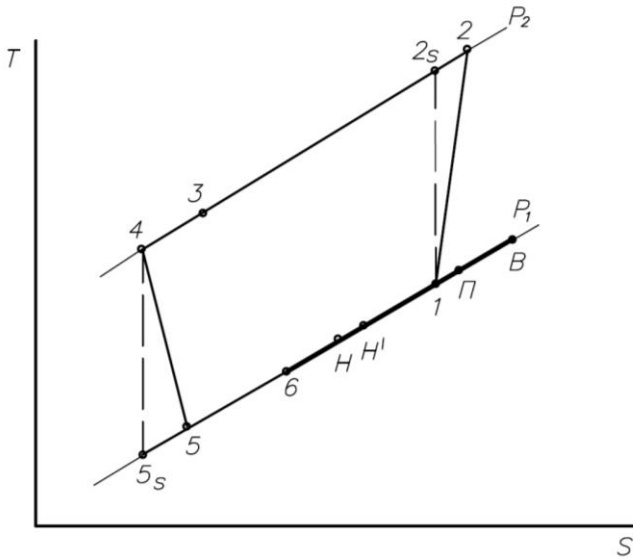
- висока щільність пари на всмоктуванні, ρ_1 і висока питома теплова потужність ($Q_V = \dot{m}_a / \rho_1$), що обумовлюють малу необхідну об'ємну продуктивність і розміри компресора;

- мале відношення тисків у циклі створює сприятливі умови щодо енергоефективності та конструкції компресора (один ступінь стиснення для турбокомпресора);

- високий рівень тиску і висока густина R744 у транскритичній області дозволяють при однаковому з синтезованими холодоагентами відносному гідроопорі $\Delta p / p$ у трактах мати більш високі швидкості потоку, що призводить до скорочення прохідних перетинів каналів і діаметрів труб;

- високі масові швидкості потоку діоксиду вуглецю в теплообмінних апаратах дозволяють досягти високих коефіцієнтів тепловіддачі та скоротити масогабаритні показники теплообмінників;

- вуглекислотний цикл теплового насоса збільшує частку роботи розширення в циклі і створює умови для використання детандера, що призводить до підвищення *COP*;



б)

Рисунок 4.1: а – схема циклу повітряного теплового насоса; б – теоретичний цикл повітряного насоса:

ТК – турбокомпресор; ТД – турбодетандер; ТО – теплообмінник; РТО – регенеративний теплообмінник; В1; В2; В3; В4 – запірні вентилялі; ВТ – вентилятор; І – середовище, що нагрівається (припливне повітря); П – витяжне повітря

Ця схема відповідає використанню теплоти нагрівання припливного повітря в об'єкт повітряного теплопостачання (сушильні камери, продуктивні приміщення, культурно-спортивні комплекси і т. д.). Витяжне повітря з об'єктів повітряного теплопостачання використовують у циклі з початковою температурою $T_{\text{П}}$, більшою, ніж температура повітря на вході в теплообмінник, $T_{\text{Н}'}$.

Нагрівання припливного повітря в основному теплообміннику (процес $H'-B$) здійснюється за рахунок охолодження витяжного повітря після його стиснення в

компресорі, процес 2–3. Із метою зниження роботи, що витрачається на реалізацію цього циклу, в схемі передбачається розширення стисненого повітря після теплообмінника в детандері. За певних умов зовнішнього повітря потік стисненого газу після основного теплообмінника може бути спрямований у регенеративний теплообмінник, а з нього – в детандер. Подібне перемикання потоків забезпечується за рахунок відповідного відкриття і закриття запірної арматури.

Здебільшого як компресор і детандер застосовують машини динамічного принципу дії (турбомашини), що агрегатуються з поєднанням валопроводів, що дозволяє знижувати встановлену потужність приводного двигуна.

Під час розрахунків повітряних систем теплопостачання використовують дві моделі стану повітря:

- однокомпонентний газ (сухе повітря);
- бінарна газова суміш (сухе повітря + водяна пара = вологе повітря).

Вибір моделі залежить від температури, вологості повітря і виду процесів за участі повітряних потоків. У більшості методик, присвячених розрахунку повітряних термотрансформаторів [3, 4, 5] беруть для всіх процесів енергообміну модель сухого повітря зі сталою теплоємністю.

Наявність водяної пари у повітрі повинна обов'язково враховуватися у розрахунках, де мають місце процеси охолодження, розширення, в соплах і детандерах. У цьому випадку конденсація або десублімація водяної пари змінює масову витрату повітряного потоку та прохідні перетини і може чинити інші небажані впливи та призводити до розрахункових помилок.

Використання параметра «вологість повітря» дозволяє оперувати питомими параметрами, віднесеними до одного кілограма сухого повітря, і в цьому випадку,

зміна масової витрати вологого повітря замінюється на зміну вологовмісту.

За рівняння, що описують параметри вологого повітря в діапазоні ідеально-газового стану, зазвичай використовують:

- вологовміст повітря, кг вол. пов./кг с. пов.

$$d = 0,622 \frac{\varphi \cdot P_s(t)}{p - \varphi \cdot P_s(t)}; \quad (4.1)$$

- питому ентальпію повітря, кДж/кг с.пов.

$$h = (1,01 + 1,97 \cdot d) \cdot t + 2493 \cdot d; \quad (4.2)$$

- ізобарну теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К):

$$c_{pH} = 1,006 + 1,87 \cdot d; \quad (4.3)$$

- парціальний тиск насиченої водяної пари залежно від температури (°C), кПа:

$$p_{s(t)} = 0,8 \exp(0,053623 \cdot t) \quad (4.4)$$

в інтервалі температур $10 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq 70 \text{ }^\circ\text{C}$;

- зміну відносної вологості у процесах стиснення або розширення повітря, при $d = \text{const}$ і зміні тиску від p_1 до p_2 :

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_s(t_1)}{p_s(t_2)}; \quad (4.5)$$

- тепловологісне відношення процесу енергообміну в потоках вологого повітря, кДж/кг:

$$\varepsilon_{II} = \Delta h / \Delta d. \quad (4.6)$$

4.2.2 Розрахунок параметрів циклу повітряного теплового насоса

Метою проведення розрахунку параметрів циклу є визначення:

- термічних і калоричних параметрів у вузлових точках циклу;
- питомих навантажень на устаткування;
- масової витрати повітря у машині;
- об'ємних характеристик компресора і детандера;
- потужностей компресора і детандера;
- режимних параметрів теплообмінного устаткування;
- термодинамічної ефективності.

Під час проведення цього розрахунку використовують відомі термодинамічні вирази, справедливі для ідеально-газового стану робочого середовища. Якщо повітряний тепловий насос призначений для опалювальних цілей, то повітря зазвичай розглядається без урахування вологості. Для сушильних установок має місце істотна зміна вологовмісту повітря до і після технологічного процесу в сушильній камері, тому при розрахунку параметрів циклу повітря розглядається як бінарна суміш сухого повітря і водяної пари (вологе повітря).

За вихідні дані для розрахунків беруть:

- барометричний тиск, температуру і відносну вологість зовнішнього повітря (точка H) – p_n , T_n і φ_n ;
- температуру повітря на вході в об'єкт споживання теплового навантаження – T_B ;
- температуру і відносну вологість скидного потоку (точка II на рис. 4.2) – T_{II} , φ_{II} ;
- масові витрати повітря на вході і виході з об'єкта споживання теплового навантаження – \dot{m}_{II} .

Для розрахунків дійсних циклів беруть такі значення коефіцієнтів:

- адіабатний к. к. д. компресора – $\eta_s^{KM} = 0,75-0,9$;
- адіабатний к. к. д. детандера – $\eta_s^D = 0,75-0,9$;
- механічний к. к. д. компресора – $\eta_{мех}^{KM} = 0,85-0,99$;
- механічний к. к. д. детандера – $\eta_{мех}^D = 0,82-0,99$;
- к. к. д. електропривода – $\eta_{ел\text{ов}} = 0,87-0,98$;
- коефіцієнт відновлення повного тиску:
 - у трубопроводі – $\sigma_{TP} = 0,93-0,95$;
 - у теплообміннику – $\sigma_{TO} = 0,96-0,98$;
 - у регенеративному теплообміннику – $\sigma_{PT} = 0,96-0,98$;
- нагрівання повітря у вентиляторі – $\Delta T_{BT} = T_{H'} - T_H = 1-1,5$ °С;
- недорекуперація у теплообмінниках – 10 °С.

Дійсний цикл повітряного теплового насоса зображений на рисунку 4.2, де в T, s -діаграмі врахована необоротність процесів стиснення, розширення і теплообміну.

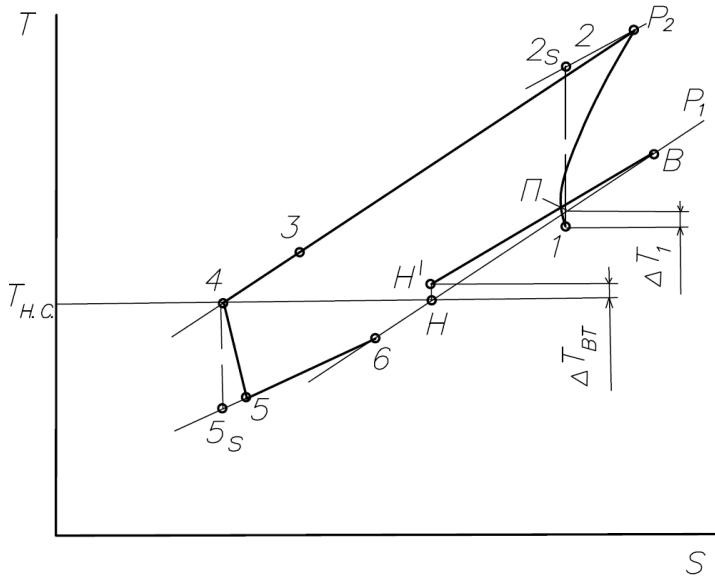


Рисунок 4.2 – Дійсний цикл повітряного теплового насоса

На відміну від теоретичного циклу (рис. 4.1 б), у дійсному показано, що теплообмінні процеси не є ізобарними через необоротність, викликану аеродинамічними опорами, а процеси стиснення і розширення – ізоентропними. Облік необоротності всіх процесів, що утворюють цей розімкнений цикл, призводить до збільшення роботи, що затрачується у компресорі і недоодержання роботи, що виробляється у детандері порівняно зі значеннями теоретичного циклу.

Основним параметром повітряного теплового насоса є тиск нагнітання p_2 . За підтримки мінімально допустимих значень p_2 забезпечуються мінімум енерговитрат при стисненні повітря і відповідно найкращі показники енергоефективності.

Алгоритм розрахунку тиску нагнітання полягає у такому:

– задається мінімально можлива різниця температур на гарячому кінці основного теплообмінника, що практично становить для пластинчасто-ребристих поверхонь $\Delta T_2 = 5 K$. Звідси кінцева температура процесу стиснення із урахуванням тепловтрат на нагнітальному трубопроводі між компресором і теплообмінником $T_2 = T_B + (5-7) K$;

– задається зниження тиску у всмоктувальному патрубку компресора $\Delta p_{вс}$. Для одноступінчастих турбонагнітачів

$$\Delta p_{вс} = 3-5 \text{ кПа};$$

– визначається тиск всмоктування:

$$p_1 = p_{II} - \Delta p_{вс}; \quad (4.7)$$

– визначається значення температури всмоктування:

$$T_1 = T_{II} \cdot \left(\frac{p_1}{p_{II}} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad (4.8)$$

– використовуючи термодинамічні співвідношення для ідеально-газового стану і виражаючи незворотність процесу стиснення в компресорі через адіабатний к. к. д., одержимо

$$p_2 = p_1 \left[1 + \eta_s^{KM} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (4.9)$$

Для розрахунку параметрів для рівняння (4.7) беремо рівність тиску $p_{II} = p_H$, якщо на виході з об'єкта споживання тепла не передбачено примусове відкачування повітря.

Визначення термодинамічного стану повітря після основного теплообмінника базується на рівнянні енергетичного балансу у вигляді

$$(\dot{m}_B)_{c.n} \cdot (h_B - h_{H'}) + \dot{Q}_{н.с}^{TO} = (\dot{m}_{II})_{c.n} \cdot (h_2 - h_3), \quad (4.10)$$

де $(\dot{m}_B)_{c.n}$, $(\dot{m}_\Pi)_{c.n}$ – масові витрати за сухим повітрям у станах точок B і Π ;

$\dot{Q}_{H.C}^{TO}$ – тепловтрати у навколишнє середовище від основного теплообмінника. Допускаючи рівень зазначених втрат 1–2 % від теплового навантаження теплообмінника за холодним потоком, тобто беручи коефіцієнт, що дорівнює 1,01–1,02, одержимо

$$h_3 = h_2 - \frac{(\dot{m}_B)_{c.n}}{(\dot{m}_\Pi)_{c.n}} \cdot a_{H.C}^{TO} (h_B - h_{H'}), \quad (4.11)$$

де $h_2, h_3, h_B, h_{H'}$ – величини питомих ентальпій, віднесені до 1 кг сухого повітря.

Розрахунок масових витрат за сухим повітрям проводиться за формулами

$$\begin{aligned} (\dot{m}_B)_{c.n} &= \frac{\dot{m}_B}{1 + d_B}, \\ (\dot{m}_\Pi)_{c.n} &= \frac{\dot{m}_\Pi}{1 + d_\Pi}, \end{aligned} \quad (4.12)$$

де d_B, d_Π – вологовміст витяжного та припливного повітря на вході та виході з об'єкта споживання тепла.

Якщо задано об'ємну продуктивність потоків вологого повітря за умов станів у точках B і Π , то масові витрати сухого повітря цих потоків обчислюють за залежностями

$$\begin{aligned} (\dot{m}_B)_{c.n} &= \frac{\dot{V}_B}{\bar{v}_B}, \\ (\dot{m}_\Pi)_{c.n} &= \frac{\dot{V}_\Pi}{\bar{v}_\Pi}, \end{aligned} \quad (4.13)$$

де \bar{v}_B, \bar{v}_Π – питомі об'єми, віднесені до 1 кг сухого повітря;

$$\bar{v} = \frac{R_{c.n} \cdot T}{p - \varphi \cdot p_s(t)}, \quad (4.14)$$

де $R_{c.n}$ – газова стала сухого повітря;

T, p – температура і тиск потоку вологого повітря;

φ – відносна вологість повітря;

$p_s(t)$ – парціальний тиск насиченої водяної пари за даної температури потоку вологого повітря.

Тиск повітря у стані 3 визначаємо з урахуванням газодинамічних опорів за рівнянням

$$p_3 = \sigma_{TO} \cdot p_2. \quad (4.15)$$

Значення коефіцієнта σ_{TO} уточнюються після вибору або розрахунку даного теплообмінника.

Процес охолодження стисненого повітря 2–3, залежно від початкового температурного рівня потоку, що нагрівається в іншій порожнині теплообмінника, може супроводжуватися конденсацією водяної пари.

У подібному випадку з'являється необхідність у визначенні вологовмісту повітря у стані точки 3, рисунок 4.3.

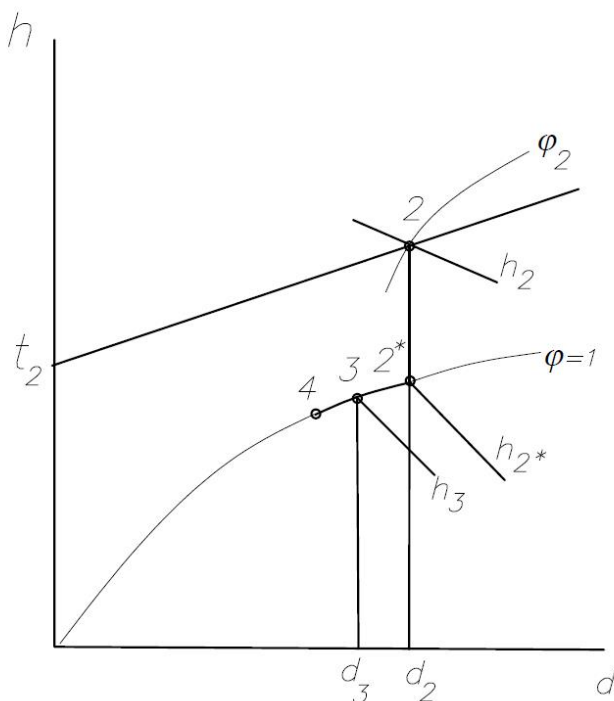


Рисунок 4.3 – Процес охолодження повітря, що супроводжується конденсацією водяної пари

За наявності h, d -діаграми для вологого повітря за тиску $p = 0,5 (p_2 + p_3)$ визначення d_3 за величиною h_3 з рівняння (4.11) не являє собою особливої складності. Для аналітичного визначення положення точки 3 може бути використана така послідовність:

– визначаємо відносну вологість повітря у стані 2 (перевірка умови $\varphi_2 < 1$)

$$\varphi_2 = \frac{p_2}{p_s(t_2)} \cdot \frac{d_2}{0,622 + d_2}, \quad (4.16)$$

де $p_s(t)$ – парціальний тиск насиченої водяної пари за температури повітря T_2 ;

$d_2 = d_1 = d_{II}$ – вологовміст повітря, що стискається;

– визначаємо парціальний тиск насиченої водяної пари за умови $\varphi_{2*} = 1$:

$$p_s(t_{2*}) = \frac{p_2 d_2}{0,622 + d_2}; \quad (4.17)$$

– за таблицями або за апроксимаційною залежністю визначаємо температуру в точці 2^* ;

– для t_{2*} і $d_{2*} = d_2$ обчислюємо величину питомої ентальпії h_{2*} ;

– визначаємо різницю питомих ентальпій на лінії насичення $\Delta h'' = h_{2*} = h_3$;

– розраховуємо різницю вологовмістів повітря за умови конденсації водяної пари в процесі $2^* - 3$ за апроксимаційною залежністю типу $\Delta d'' = f(\Delta h'', p)$;

– обчислюємо вологовміст у точці 3 $d_3 = d_{2*} - \Delta d''$.

На рисунку 4.3 також показано, що якщо повітря після основного теплообмінника характеризується повним насиченням ($\varphi_3 = 1$), то і процес у регенеративному теплообміннику, $3 - 4$, відбуватиметься з подальшою конденсацією, можливо, і з десублімацією вологи. Розрахунок кінцевого стану в точці 4 (d_4, t_4) виконується аналогічно, як для точки 3 .

Однією з основних особливостей розрахунку цього циклу є неоднозначність у виборі кінцевих параметрів повітря в регенеративному теплообміннику, стан 4 . На відміну від повітряних холодильних машин для теплонасосного режиму немає принципової необхідності в охолодженні повітря після теплообмінника. Тому повітря

після нього або може бути скинуте в атмосферу, або спрямоване на розширення в детандер. Більше того, використання регенеративного теплообмінника зменшує різницю тисків на детандері і відповідно роботу, що одержується. Використання на цій схемі регенеративного теплообмінника раціональне лише для повітряних потоків зі значним вологовмістом (наприклад, для сушильних установок). У цьому разі роль регенеративного теплообмінника зводиться до функцій осушувача повітря, щоб зменшити негативний вплив конденсації водяної пари в процесі розширення повітря в детандері.

Для сушильних установок параметри повітря на виході практично не залежать від температури і вологості атмосферного повітря. У зв'язку з цим регенеративний теплообмінник необхідний лише в періоди теплої пори року ($T_n > 10\text{ }^\circ\text{C}$), якщо в основному теплообміннику ще відсутня конденсація водяної пари.

Таким чином, після визначення стану повітря у точці 3 подальший розрахунок розрізняється залежно від функціонального призначення об'єкта, що споживає теплоту, варіанти якого подаються нижче:

- | | |
|---|--|
| а) повітряне опалювання,
зимовий режим
конвективних сушарок | – розрахунок параметрів
повітря на виході з
детандера; |
| б) літній режим
конвективних сушарок | – розрахунок параметрів
повітря на виході з
порожнини
охолодження
регенеративного
теплообмінника. |

За розрахунковим варіантом «а» повітря від стану 3 розширяється до стану 5. Для визначення тиску в кінці

процесу розширення у детандері використовуємо залежність

$$p_5 = p_H / \sigma_{TP}. \quad (4.18)$$

Температура повітря при ізоентропійному розширенні у детандері (процес 3–5s)

$$T_{5s} = \frac{T_3}{\left(\frac{p_3}{p_5}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (4.19)$$

Для реального процесу розширення визначаємо питому ентальпію потоку повітря на виході з детандера:

$$h_5 = h_3 - \eta_s^D (h_3 - h_{5s}), \quad (4.20)$$

де h_{5s} обчислюється за параметрами: $p_5, T_{5s}, d_{5s} = d_3$.

За величиною h_5 можуть бути визначені температура і вологовміст на виході з детандера, T_5, d_5 . За знехтування вологістю повітря

$$T_5 = T_3 - \eta_s^D (T_3 - T_{5s}).$$

Для розрахункового варіанта «б» задаємося температурою повітря на вході в детандер T_4 . За умови $T_4 \leq T_H$ забезпечується осушення повітря перед детандером. Тиск у стані 4, як і для основного теплообмінника, визначається з урахуванням газодинамічних втрат

$$p_4 = \sigma_{PT} \cdot p_3. \quad (4.21)$$

За величиною середнього тиску потоку стислого повітря в регенеративному теплообміннику, температурою T_4 і вологістю $\varphi_4 = 1$ визначаємо значення питомої ентальпії h_4 і вологовміст d_4 . Тиск повітря на виході з детандера визначаємо за виразом

$$p_5 = \frac{p_H}{\sigma_{PT} \cdot \sigma_{TP}}. \quad (4.22)$$

Знаючи тиск p_4 і p_5 , а також температуру повітря на вході в детандер, можна розрахувати кінцеву температуру ізоентропійного процесу розширення

$$T_{5s} = \frac{T_4}{\left(\frac{p_4}{p_5}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}. \quad (4.23)$$

Для умов: $p_{5s} = p_5$, $d_{5s} = d_4$ і T_{5s} обчислюємо величину питомої ентальпії, h_{5s} . Для реального процесу розширення повітря у детандері

$$h_5 = h_4 - \eta_s^D (h_4 - h_{5s}). \quad (4.24)$$

Після обчислення величини h_5 визначаємо температуру і вологовміст повітря після детандера T_5 і d_5 .

Параметри стану повітря на виході з регенеративного теплообмінника визначаємо з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{3-4} = \dot{Q}_{5-6}. \quad (4.25)$$

Зважаючи на рівність масових витрат сухого повітря в обох порожнинах регенеративного теплообмінника, рівняння теплового балансу (4.25) зводиться до рівності змін питомих ентальпій, зведених до 1 кг сухого повітря:

$$h_3 - h_4 = h_5 - h_6, \quad (4.26)$$

$$h_6 = h_5 - (h_3 - h_4). \quad (4.27)$$

Для визначення температури в стані точки *b* необхідно визначити тиск p_6 :

$$p_6 = \frac{p_H}{\sigma_{PT}}. \quad (4.28)$$

Значення вологовмісту на виході з порожнини низького тиску регенеративного теплообмінника береться таким, що дорівнює значенню на вході, $d_6 = d_5$.

Розрахунок режимних параметрів повітряного теплового насоса виконується за нижченаведеними виразами:

– тепловий потік, що підводиться до зовнішнього повітря в основному теплообміннику,

$$\dot{Q}_{TO} = (\dot{m}_B)_{c.n.} \cdot (h_B - h_{H'}); \quad (4.29)$$

– тепловий потік у регенеративному теплообміннику

$$\dot{Q}_{PT} = (\dot{m}_\Pi)_{c.в} \cdot (h_3 - h_4); \quad (4.30)$$

– об'ємна продуктивність компресора за умов всмоктування:

$$\dot{V}_{KM} = (\dot{m}_\Pi)_{c.n.} \cdot \bar{v}_1; \quad (4.31)$$

– об'ємна продуктивність детандера за умов всмоктування:

$$\dot{V}_D = (\dot{m}_\Pi)_{c.n.} \cdot \bar{v}_3 \quad \text{– для схеми без РТ}; \quad (4.32 \text{ а})$$

$$\dot{V}_D = (\dot{m}_\Pi)_{c.n.} \cdot \bar{v}_4 \quad \text{– за наявності РТ}; \quad (4.32 \text{ б})$$

– потужність на валу компресора:

$$N_{e,KM} = (\dot{m}_\Pi)_{c.n.} \cdot (h_2 - h_1) / \eta_{мех}^{KM}; \quad (4.33)$$

– потужність на валу детандера:

$$N_{e,D} = (\dot{m}_\Pi)_{c.n.} (h_3 - h_5) \cdot \eta_{мех}^D \quad \text{– для схеми без РТ}; \quad (4.34 \text{ а})$$

$$N_{e,D} = (\dot{m}_\Pi)_{c.n.} (h_4 - h_5) \cdot \eta_{мех}^D \quad \text{– за наявності РТ}; \quad (4.34 \text{ б})$$

– потужність привода компресорно-детандерного агрегата:

$$N_{np} = (N_{e,KM} - N_{e,D}) / (\eta_{пер} \cdot \eta_{ос}), \quad (4.35)$$

де $\eta_{пер}$ – к. к. д. передачі;

$\eta_{ос}$ – к. к. д. приводного двигуна;

– коефіцієнт перетворення повітряного теплового насоса:

$$COP_{ВТН} = \frac{\dot{Q}_{ТО}}{N_{np}}; \quad (4.36)$$

– масова витрата конденсату, що виводиться з основного теплообмінника:

$$\dot{W}_{ТО} = (\dot{m}_{II})_{c.n} \cdot (d_2 - d_3); \quad (4.37)$$

– масова витрата конденсату, що виводиться з порожнини стисненого повітря регенеративного теплообмінника:

$$\dot{W}_{PT} = (\dot{m}_{II})_{c.n} \cdot (d_3 - d_4); \quad (4.38)$$

– масові витрати конденсату (або кріоосадку), що утворюється в процесі розширення вологого повітря в детандері:

$$\dot{W}_D = (\dot{m}_{II})_{c.n} \cdot (d_3 - d_5) \text{ – для схеми без РТ}; \quad (4.39 \text{ а})$$

$$\dot{W}'_D = (\dot{m}_{II})_{c.n} \cdot (d_4 - d_5) \text{ – для схеми з РТ}; \quad (4.39 \text{ б})$$

– масові витрати повітря на виході з установки:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{II} - \dot{W}_{ТО} - \dot{W}_D \text{ – для схеми без РТ}; \quad (4.40 \text{ а})$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{II} - \dot{W}_{ТО} - \dot{W}_{PT} - \dot{W}'_D \text{ – для схеми з РТ}. \quad (4.40 \text{ б})$$

4.2.3 Ексергетична ефективність повітряного теплового насоса

На рисунку 4.4 подана схема повітряного теплового насоса, призначеного для опалювання певного виробничого приміщення з одночасною його вентиляцією.

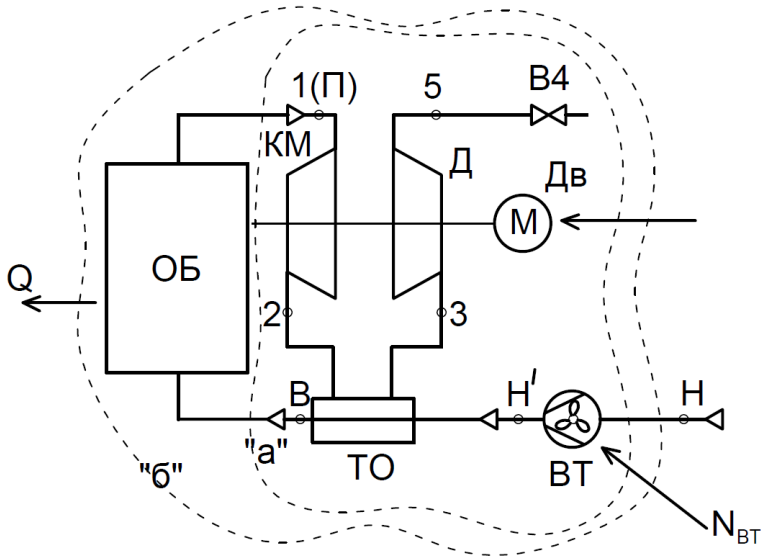


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема повітряного теплового насоса:

П – виробниче приміщення; *ТО* – теплообмінник основний; *ВТ* – вентилятор припливний; *КМ* – компресор; *Д* – детандер; *Дв* – двигун

Як було зазначено вище, під час використання повітряного теплового насоса для опалення немає необхідності використовувати регенеративний теплообмінник, що і показано на поданій схемі. Вихід повітря з детандера позначений станом 5, а не 4, щоб зберегти індексацию, прийняту у попередньому розділі.

На рисунку 4.4 також виділені два контури контрольних меж із зовнішніми джерелами теплоти і роботи. Контур «а» містить теплоенергетичне устаткування з відповідними матеріальними й енергетичними потоками, а контур «б» розширює межі системи, і включає сам об'єкт споживання теплового навантаження. Контур «б»

перетинає тепловий потік \dot{Q} , що являє собою сумарний теплостік із приміщення у навколишнє середовище, обумовлений різницею температури приміщення T_{III} і навколишнього середовища, $T_{н.с} = T_{н.}$

Залежно від вибору контрольних меж у схемах ексергетичних перетворень матимуть місце певні відмінності, показані на рисунку 4.5.

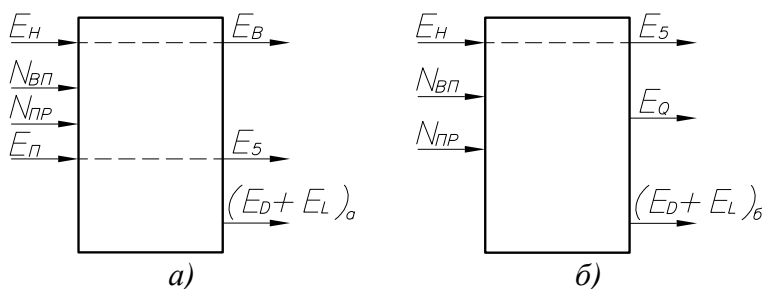


Рисунок 4.5 – Схеми ексергетичних перетворень систем із повітряним тепловим насосом:

а) у межах контуру «а»; б) у межах контуру «б»

Для системи в контурі «а» маємо:

– потік ексергії палива

$$(E_F)_a = N_{ВП} + N_{нр} + (E_{П} - E_5); \quad (4.41)$$

– потік ексергії продукту

$$(E_P)_a = E_B + E_H; \quad (4.42)$$

– деструкція і втрати ексергії

$$(E + E_L)_a = (E_F)_a - (E_P)_a; \quad (4.43)$$

– ексергетична ефективність системи

$$\varepsilon_a = (E_P)_a / (E_F)_a; \quad (4.44)$$

$$\varepsilon_a = \frac{E_B - E_H}{N_{ВП} + N_{нр} + (E_{П} - E_5)}. \quad (4.45)$$

Для системи в межах контуру «б»:

– потік ексергії палива

$$(E_F)_{\delta} = N_{ВП} + N_{np}; \quad (4.46)$$

– потоком ексергії продукту в даному випадку є ексергія теплового потоку, що компенсує тепловтрати приміщення в навколишнє середовище і зміну ексергії повітря в межах цієї системи:

$$(E_p)_{\delta} = E_Q + (E_5 - E_H); \quad (4.47)$$

– деструкція і втрати ексергії

$$(E_D + E_L)_{\delta} = (E_F)_{\delta} - (E_p)_{\delta}; \quad (4.48)$$

– ексергетична ефективність системи

$$\varepsilon_{\delta} = \frac{E_Q + (E_5 - E_H)}{N_{ВП} + N_{np}}. \quad (4.49)$$

Для визначення E_Q використовуємо вираз

$$E_Q = Q \left(1 - \frac{T_{H.C}}{\tilde{T}} \right), \quad (4.50)$$

де $\tilde{T} = 0,5(T_{II} + T_{H.C})$.

У свою чергу, величина теплового потоку \dot{Q} визначається з теплового балансу цього приміщення.

Одержані вирази ексергетичної ефективності повітряного теплового насоса можна застосовувати для зіставлення з іншими схемами повітряного теплопостачання. Виконаємо подібне зіставлення з найпоширенішою схемою проточного повітряного теплопостачання з нагріванням повітря рідким теплоносієм у калорифері (рис. 4.6).

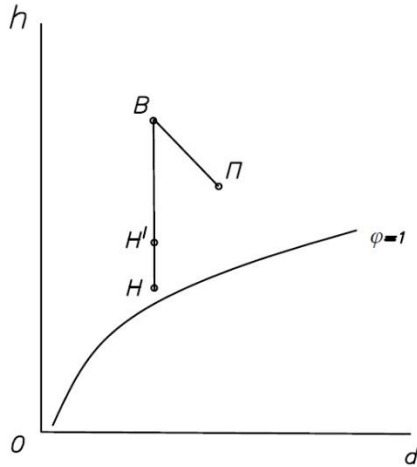
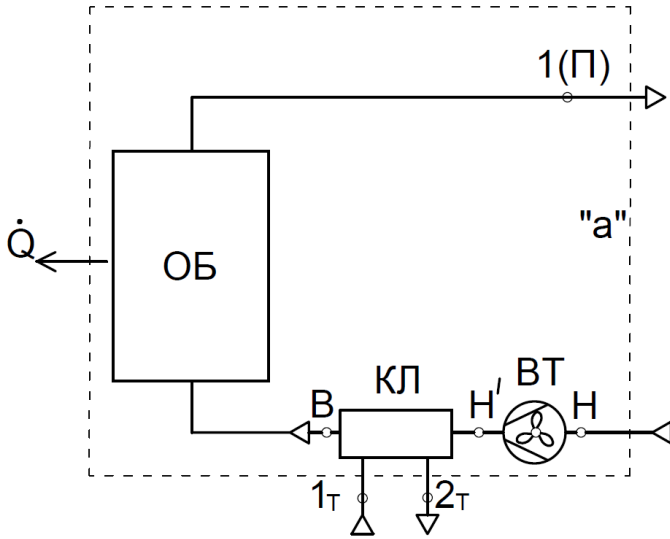


Рисунок 4.6 – Схема прямотечійного теплопостачання і процеси в h, d -діаграмі:

$ВП$ – вентилятор припливний; $ОБ$ – об'єкт споживання теплоти; $КЛ$ – калорифер; $Н, Н', В, П$ – вузлові точки термодинамічного стану повітря; $1Т, 2Т$ – те саме для теплоносія

Для вибраної базової схеми порівняння у межах контуру, що містить об'єкт споживання теплового навантаження і лінію подавання та нагрівання повітря, схему ексергетичних перетворень можна подати у вигляді, як це показано на рисунку 4.7.

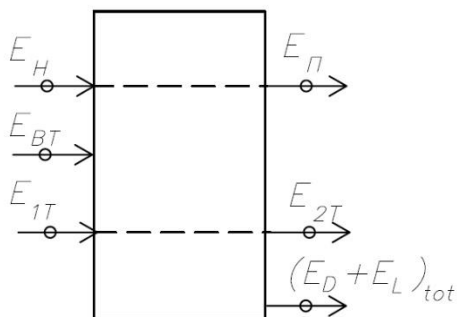


Рисунок 4.7 – Схема ексергетичних перетворень базової системи повітряного теплопостачання

Відповідно до цієї схеми можна записати так:

– потік ексергії палива

$$(E_F)_{\text{баз}} = (E_{1T} - E_{2T}) + N_{BT}; \quad (4.51)$$

– потік ексергії продукту

$$(E_P)_{\text{баз}} = E_Q + (E_{II} - E_H); \quad (4.52)$$

– деструкція і втрати ексергії

$$(E_D + E_L)_{\text{баз}} = (E_F)_{\text{баз}} - (E_P)_{\text{баз}}; \quad (4.53)$$

– ексергетична ефективність системи

$$\varepsilon_{\text{баз}} = \frac{E_Q + (E_{II} - E_H)}{(E_{1T} - E_{2T}) + N_{BT}}. \quad (4.54)$$

Порівняння $\varepsilon_{\text{баз}}$ із ексергетичною ефективністю повітряного теплового насоса дозволяє оцінити термодинамічну досконалість систем повітряного теплопостачання.

Перевага повітряного теплового насоса матиме місце за умови

$$\frac{\varepsilon_{ВТН}}{\varepsilon_{баз}} > 1,$$

що для однакових E_Q та нехтуванні змінами ексергії $E_{II} - E_H$ і $E_5 - E_H$ зводиться до вигляду

$$(E_{1T} - E_{2T}) > N_{np}. \quad (4.55)$$

На базі наведених схем ексергетичних перетворень і рівнянь для потоків ексергії палива та продукту можна скласти рівняння ексергетичної вартості порівнюваних систем і провести термoeкономічний аналіз, на підставі якого і проводиться вибір схемного рішення для цих повітряних систем.

4.2.4 Приклад розрахунку повітряного теплового насоса

Розрахунок проводимо за схемою рисунка 4.4.

Початкові дані:

Розглядається режим сушильної установки, що працює влітку, за такими параметрами повітря:

- стан у точці Н (зовнішнє повітря)

$$t_H = t_{H, c} = 15 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\varphi_H = \varphi_{H, c} = 50 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$P_H = P_{H, c} = 100 \text{ кПа};$$
- стан у точці В (вхід у сушильну камеру)

$$t_B = 60 \text{ }^\circ\text{C};$$
- стан у точці П (вихід із сушильної камери)

$$t_P = 30 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\varphi_P = 70 \text{ } \%,$$

$$P_P = 100 \text{ кПа};$$

- об'ємні витрати вологого повітря на вході в припливний вентилятор (точка Н)

$$V_H = 5400 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Для розрахунку також візьмемо:

- адіабатні к. к. д компресора й детандера:

$$\eta_S^{KM} = 0,8 : \eta_S^D = 0,75;$$

- механічний к. к. д агрегата:

$$\eta_{\text{мех}}^{\text{арп}} = 0,95;$$

- ефективні к. к. д. вентиляторів:

$$\eta_{\text{еф}}^{\text{вт}} = 0,6;$$

- коефіцієнти відновлення повного тиску в теплообміннику $\delta_{\text{то}} = 0,97$, в регенераторному теплообміннику $\delta_{\text{рто}} = 0,98$;

- нагрівання зовнішнього повітря в припливному вентиляторі:

$$t_{H'} - t_H = 1 \text{ }^\circ\text{C};$$

- недорекуперація на теплому кінці теплообмінника:

$$\Delta t_{\text{нр}} = t_{\text{п}} - t_1 = 6 \text{ }^\circ\text{C};$$

- втрата тиску на всмоктуванні в компресор:

$$\Delta P_{\text{вс}} = P_{\text{п}} - P_1 = 3 \text{ кПа.}$$

Розрахунок параметрів повітря у вузлових точках циклу:

- вологовміст прямого потоку повітря на вході в теплообмінник

$$d_{H'} = d_H$$

$$d_H = 0,622 \frac{\varphi_H \cdot P_s(t_H)}{P_H - \varphi_H \cdot P_s(t_H)} = 0,622 \frac{0,5 \cdot 1,704}{100 - 0,5 \cdot 1,704} =$$

$$= 0,005345 \frac{\text{кг вол. п}}{\text{кг с. п}};$$

- питома ентальпія прямого потоку повітря на вході в теплообмінник:

$$\begin{aligned} h_{H'} &= (1,01 + 1,97d_{H'}) \cdot t_{H'} + 2493 \cdot d_{H'} = \\ &= (1,01 + 1,97 \cdot 0,005345)16 + 2493 \cdot 0,005345 = \\ &= 29,653 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с.п}}; \end{aligned}$$

- вологовміст прямого потоку повітря на виході з теплообмінника (без урахування $\Delta P_{\text{ТО}}$):

$$d_B = d_{H'} = 0,005345 \frac{\text{кг вол. п.}}{\text{кг с.п.}};$$

- питома ентальпія прямого потоку повітря на виході з теплообмінника:

$$\begin{aligned} h_B &= (1,01 + 1,97 \cdot d_B)t_B + 2493 \cdot d_B = \\ &= (1,01 + 1,97 \cdot 0,005345) \cdot 60 + \\ &+ 2493 \cdot 0,005345 = 74,557 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с.п}}; \end{aligned}$$

- питоме навантаження на теплообмінник за прямим потоком:

$$\Delta h_{\text{ТО}} = h_B - h_{H'} = 74,557 - 29,653 = 44,904 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с.п}};$$

- масова витрата сухого повітря:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{с.п.}} &= \dot{V}_H \frac{P_H - \varphi_H \cdot P_S(t_H)}{R_{\text{сп}} \cdot T_H} = \frac{5400}{3600} \cdot \frac{100 - 0,5 \cdot 1,704}{0,2869 \cdot 288} = \\ &= 1,801 \frac{\text{кг с.п.}}{\text{с}}; \end{aligned}$$

- теплові навантаження на теплообмінник по прямому потоку повітря:

$$\dot{Q}_T^{\text{пп}} = \Delta h_{\text{ТО}} = 1,801 \cdot 44,904 = 80,872 \text{кВт};$$

- теплове навантаження на теплообмінник з урахуванням втрат у навколишнє середовище:

$$\dot{Q}_T = 1,03 \cdot \dot{Q}_T^{\text{пп}} = 1,03 \cdot 80,872 = 83,3 \text{кВт};$$

- параметри повітря на всмоктуванні в компресор (стан у точці 1):

$$P_1 = P_{\text{п}} - \Delta P_{\text{вс}} = 100 - 3 = 97 \text{кПа};$$

$$T_1 = T_{\text{п}} \left(\frac{P_1}{P_{\text{п}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 303 \left(\frac{97}{100} \right)^{0,2857} = 300,4 \text{ К} = 27,4^\circ\text{C};$$

- з урахуванням політропності процесу розширення повітря на ділянці всмоктування беремо таким:

$$t_1 = 28 \text{ }^\circ\text{C (301K)},$$

$$d_1 = d_n = 0,622 \cdot \frac{0,7 \cdot 4,242}{100 - 0,7 \cdot 4,242} = \\ = 0,01903 \frac{\text{кг вол. п}}{\text{кг с. п}} \text{ (без урахування } \Delta P_{\text{вс}}),$$

$$h_1 = (1,01 + 1,97 \cdot d_1)t_1 + 2493 \cdot d_1 = (1,01 + 1,97 \cdot 0,01903)28 + \\ + 2493 \cdot 0,01903 = 76,771 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}},$$

$$\varphi_1 = \frac{P_1 \cdot d_1}{P_s(t_1)[0,622 + d_1]} = \frac{97 \cdot 0,01903}{3,7785[0,622 + 0,01903]} = 0,762;$$

• параметри повітря на виході з компресора (стан у точці 2)

$$T_2 = T_B + \Delta T_{\text{нр}} = 60 + 6 + 273 = 339 \text{ K},$$

$$P_2 = P_1 \left[1 + \eta_s^{\text{км}} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 97 \left[1 + 0,8 \left(\frac{339}{301} - 1 \right) \right]^{\frac{1,4}{0,4}} = \\ = 135,84 \text{ кПа},$$

$$\Pi_{\text{км}} = P_2/P_1 = 135,84/97 = 1,4,$$

$$l_{01}^{\text{км}} = \frac{\frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left(\Pi_{\text{км}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{\eta_s^{\text{км}}} = \frac{1,4}{0,4} 0,2867 \cdot \frac{301(1,4^{0,2857} - 1)}{0,8} = \\ = 38,094 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}},$$

$$h_2 = h_1 + l_{01}^{\text{км}} = 76,774 + 38,094 = 114,868 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}},$$

$$d_2 = d_1 = 0,01903 \frac{\text{кг вол. п}}{\text{кг с. п}},$$

$$\varphi_2 = \frac{P_2 d_2}{P_s(t_2)[0,622 + d_2]} = \frac{135,84 \cdot 0,01903}{26,148(0,622 + 0,01903)} = 0,154,$$

• параметри зворотного потоку повітря на виході з теплообмінника (стан у точці 3):

$$P_3 = \delta_{\tau_0} \cdot P_2 = 0,97 \cdot 135,84 = 131,765 \text{ кПа};$$

беремо $P_3 = 1,32$ бар;

$$h_3 = h_2 - 1,03\Delta h_{\tau_0} = 114,868 - 1,03 \cdot 44,304 = 68,617 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п.}}$$

Температура в точці 3 визначається з використанням h, d -діаграми в програмному продукті COOLPACK, $t_3 = 25,96$ °C (беремо $t_3 = 26$ °C), вологовміст вимірюється після досягнення точки роси і становить $d_3 = 0,01672 \frac{\text{кг вол. п.}}{\text{кг с. п.}}$; $\varphi_3 = 100$ %; зміни у вологовмісті в теплообміннику дорівнюють

$$d_2 - d_3 = 0,01903 - 0,01672 = 0,00231 \frac{\text{кг вол. п.}}{\text{кг с. п.}}$$

У цьому розрахунку розглядається варіант схеми без урахування регенеративного теплообмінника, тобто стан у точці 3 є станом входу в детандер;

• параметри повітря на виході з детандера (стан у точці 5):

$$P_5 = P_H = 100 \text{ кПа},$$

$$P_d = P_3/P_5 = 131,765/100 = 1,31765 = 1,32,$$

$$T_{5s} = \frac{T_3}{P_d^{\frac{1}{\kappa}}} = \frac{299}{1,32^{0,886}} = 276,17 \text{ К} = 3 \text{ °C}.$$

Температура в точці 5_s дорівнює 3 °C, встановлюється у вологому повітрі за його охолодження до стану насичення, тобто $\varphi_{5_s} = 100$ %.

У процесі детандерного розширення водяна пара, що знаходиться в повітрі, зі стану точки 3 з $\varphi_3 = 100$ % переходить у стан 5_s , що характеризується ступенем сухості $x_{5_s}^{\text{ВП}}$, насиченої за температури t_{5_s} (стан туману в повітрі).

За таблицями для водяної пари за $t_3 = 26\text{ }^\circ\text{C}$ визначаємо ентальпію $h_3^{\text{вп}} = 8,5363 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ та ентальпію $h_3^{\text{вп}} = 2548,67 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Процес ізоентропного розширення в детандері будемо розглядати за компонентами: для сухого повітря – за залежностями для ідеального газу, а для водяної пари – за залежностями для ділянки вологої пари.

Зміни ентальпії для сухого повітря розраховуємо за рівнянням

$$\Delta h_{s=\text{const}}^{\text{c. п}} = k \cdot R_{\text{c. п}} \frac{T - T_{5s}}{k-1} = \frac{1,4 \cdot 0,287(26-3)}{1,4-1} = 23,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п.}}$$

Зміна ентальпії для водяної пари

$$\Delta h_{s=\text{const}}^{\text{в. п}} = h_3^{\text{в. п}} - h_{5s}^{\text{в. п}} = 2548,67 - 2356,85 = 191,82 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де для визначення $h_{5s}^{\text{в. п}}$ були виконані такі розрахунки за параметрами водяної пари при $t_{5s} = 3\text{ }^\circ\text{C}$, взяті з таблиць:

$$h_{5s}'' = 2506,51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, h_{5s}' = 12,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, s_{5s}'' = 9,077 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}},$$

$$s_{5s}' = 0,0444 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}, s_{5s} = s_3^{\text{в. п}} = 8,5363 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}},$$

$$\text{ступінь сухості } x_{5s}^{\text{в. п}} = \frac{s_{5s} - s_{5s}''}{s_{5s}' - s_{5s}''} = \frac{8,5363 - 0,0444}{9,077 - 0,0444} = 0,94,$$

$$\text{ентальпія } h_{5s}^{2\text{п}} = h_{5s}'(1 - x_{5s}^{\text{вп}}) + h_{5s}'' \cdot x_{5s}^{\text{вп}} = 12,18 \cdot 0,06 + 2506,51 \cdot 0,94 = 2356,85 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

- питома робота детандера

$$l_{\text{oi}}^{\text{д}} = \Delta h_{s=\text{const}}^{\text{д}} \eta_s^{\text{д}} = 26,307 \cdot 0,75 = 19,73 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п.}}$$

- питома робота циклу

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{oi}}^{\text{км}} - l_{\text{oi}}^{\text{д}} = 38,094 - 19,73 = 18,363 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п.}}$$

- ефективна потужність на валу агрегата «детандер-компресор»

$$N_e^{AGP} = \dot{m}_{ag} l_{ц} / \eta_{mex}^{AGP} = 1,801 \cdot 18,363 / 0,95 = 34,813 \text{ кВт};$$

- температура в точці 5

$$T_5 = T_3 - (T_3 - T_{5s}) \eta_s^d = 299 - 0,75(299 - 276) = 281,7 \text{ К (8,7 °C)};$$

беремо $t_5 = 9 \text{ °C}$, $d_5 = 0,00722 \frac{\text{кг вол. п.}}{\text{кг с. п.}}$;

- коефіцієнт перетворення щодо ефективної потужності агрегата

$$COP_e = \dot{Q}_T / N_e^{AGP} = 83,3 / 34,813 = 2,392 \approx 2,4;$$

- споживана потужність електродвигуна агрегата

$$N_{дв} = N_e^{AGP} / \eta_{дв} = 34,813 / 0,95 = 36,645 \text{ кВт};$$

- годинна вартість електроенергії для приводного двигуна за тарифу

$$C_{e/e} = 1,56 \text{ грн/кВт} \cdot \text{год}, \tau = 1 \text{ год},$$

$$C_{e/e} = C_{e/e} N_{o/o} \tau = 1,56 \cdot 36,645 \cdot 1 = 57,167 \frac{\text{грн}}{\text{год}};$$

- годинна вартість теплоносія (гарячої води) для базового нагрівання повітря в калорифері за тарифу 60 грн/тонна, $\tau = 1 \text{ год}$

$$C_{т/н} = C_{т/н} G_{т/н} \tau = 60 \cdot 3,581 \cdot 1 = 214,86 \frac{\text{грн}}{\text{год}},$$

де витрата теплоносія

$$G_{т/н} = \frac{\dot{Q}_T}{c_{т/н} \Delta t_{т/н}} = \frac{83,3}{4,187 \cdot 20} = 0,9941 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 3,581 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

За теплоносій у розрахунку взята гаряча вода зі зміною температури від 80 до 60 °C.

Годинна економія енергоносіїв становить

$$\Delta C = C_{т/н} - C_{e/e} = 214,86 - 57,167 = 157,693 \text{ грн/год}.$$

- Режимні параметри компресора:
 - умови всмоктування: $t_1 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$; $P_1 = 97 \text{ кПа}$;
 - об'ємна продуктивність компресора за умовами

всмоктування

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_{\text{с.п}} \frac{R_{\text{с.п}} T_1}{P_1 - \varphi_1 P_s(t_1)} = 1,801 \frac{0,2867 \cdot 301}{97 - 0,762 \cdot 3,7785} = 1,651 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 99,08 \text{ м}^3/\text{хв};$$

- ступінь підвищення тиску

$$\Pi_{\text{км}} = P_2/P_1 = 1,4;$$
- індикаторна (політропна) потужність

$$N_{\text{oi}}^{\text{км}} = \dot{m}_{\text{с.п}} \cdot l_{\text{oi}}^{\text{км}} = 1,801 \cdot 38,094 = 68,607 \text{ кВт};$$

- режимні параметри детандера:
 - умови на вході: $P_3 = 131,765 \text{ кПа}$; $t_3 = 26 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - об'ємна продуктивність за умовами входу в

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_{\text{с.п}} \frac{R_{\text{с.п}} T_3}{P_3 - \varphi_3 P_s(t_3)} = 1,801 \frac{0,2867 \cdot 299}{131,765 - 1 \cdot 3,36} = 1,202 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 72,141 \text{ м}^3/\text{хв};$$

- ступінь розширення

$$\Pi_{\text{д}} = P_3/P_5 = 1,31765;$$
- індикаторна (політропна) потужність детандера

$$N_{\text{oi}}^{\text{д}} = \dot{m}_{\text{с.п}} \cdot l_{\text{oi}}^{\text{д}} = 1,801 \cdot 19,73 = 35,534 \text{ кВт};$$

- режимні параметри теплообмінника:
 - теплове навантаження $\dot{Q}_T = 83,3 \text{ кВт}$;
 - температура повітря, що нагрівається на вході $t_{\text{н}'} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$, на виході $t_{\text{в}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - температура повітря зворотного потоку на вході $t_2 = 66 \text{ }^\circ\text{C}$, на виході $t_3 = 26 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - середньологарифмічна різниця температур між потоками

$$\Delta t_{log} = \frac{(26-16)-(66-60)}{\ln\left(\frac{10}{6}\right)} = 7,83 \text{ } ^\circ\text{C};$$

– орієнтовна величина теплопередавальної поверхні

$$F_{T0} = \frac{\dot{Q}_{T0}}{k_{T0}\Delta\bar{t}_{T0}} = \frac{83300}{50 \cdot 6,5} = 256 \text{ м}^2,$$

де для розрахунку F_{T0} прийнята ребристо-пластинчаста теплообмінна поверхня з коефіцієнтом теплопередачі $k_{T0} = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і середньою різницею температур з урахуванням перехресних потоків $\Delta\bar{t}_{T0} = 6,5 \text{ К}$;

- масова витрата вологи, що конденсується в теплообміннику зворотного потоку

$$Q_w = \dot{m}_{c.п}(d_2 - d_3) = 1,801 \cdot 0,0231 = 0,0416 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \approx 150 \text{ кг/год};$$

- потужність припливного вентилятора

$$N_{BT} = \frac{\dot{V}_H \Delta P_{BT}}{\eta_{eф}^{BT}} = \frac{5400}{3600} \cdot \frac{5}{0,6} = 1,25 \text{ кВт},$$

де $\Delta P_{BT} = 5 \text{ кПа}$; $\eta_{eф}^{BT} = 0,6$.

Застосування регенеративного теплообмінника у цій схемі є нераціональним за вихідними даними, а саме помірна відносна вологість зворотного потоку й невелике значення температури повітря на вході до сушильної камери.

Позитивна властивість включення РТО до схеми складається в істотному осушуванні повітря від вологи для підвищення відносного внутрішнього к. к. д. детандера. Однак у будь-якому випадку, як бачимо із залежності для питомої теоретичної роботи детандера у вигляді

$$\Delta h_{const} = \frac{k}{k-1} R_{c.п} T_4 \left(1 - \frac{1}{\Pi_d^k} \right),$$

зниження температури входу в детандер T_4 та зниження P_d за рахунок газодинамічного опору РТО матиме місце зменшення ізоентропної питомої роботи і підвищення η_s^d може не компенсувати спад Δh_{const} порівняно зі схемою без РТО.

Для цього прикладу можна записати:

$$P_4 = \delta_{\text{рто}} P_3 = 0,98 \cdot 1,32 = 1,2936 \text{ бар},$$

$$P_5 = \frac{P_H}{\delta_{\text{рто}}} = \frac{100}{0,98} = 102 \text{ кПа},$$

$$P_d = P_4 / P_5 = 129,36 / 102 = 1,268,$$

$$\Pi_d^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1,07; \Delta h_{const} = \frac{1,4}{0,4} 0,287 \cdot 273(1 - 0,934) = 18,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}},$$

де температура на виході з РТО для розрахунку взяті при $t_4 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, величина $18,1 < 26,307$ (без РТО).

Установка РТО призводить до зниження температури повітря на виході з системи, що можна використовувати для інших споживачів холоду, наприклад, кондиціонування повітря службових приміщень.

Висновки за розрахунком:

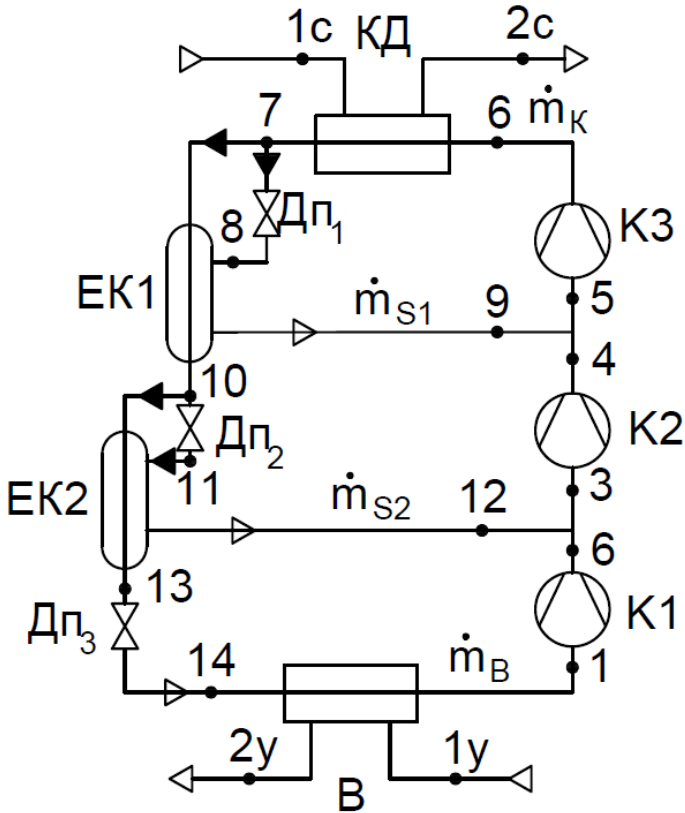
- повітряний тепловий насос, що працює за рециркуляційною схемою для сушильної установки, забезпечує необхідне нагрівання припливного повітря з високою фінансовою економічністю для поточних співвідношень тарифів на електроенергію і покупного теплоносія;

- теплонасосний режим роботи цієї установки характеризується порівняно невеликим коефіцієнтом перетворення, $\text{COP}_e = 2,4$, проте екологічна чистота термотрансформації та відсутність жорстких вимог до герметичності обладнання цілком компенсують термодинамічний недолік у процесі енергоперетворення.

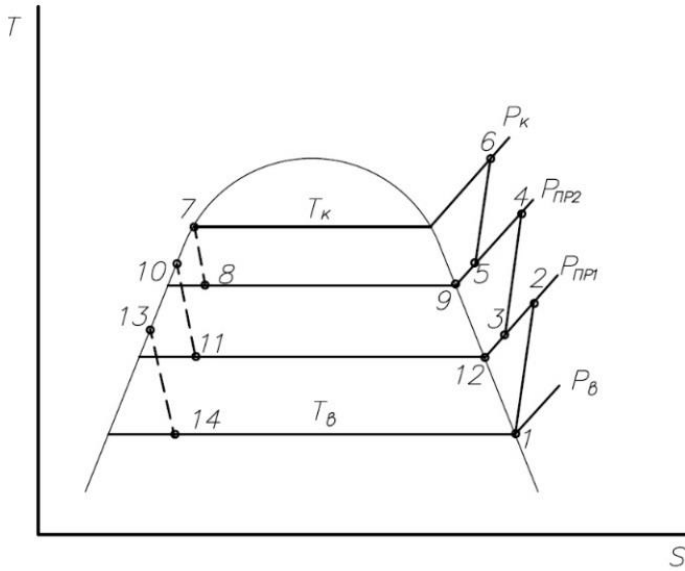
4.3 Тепловий насос із використанням R718

4.3.1 Схема з економайзерами

Схема теплового насоса з використанням як робочого середовища води подана на рисунку 4.8



а)



б)

Рисунок 4.8 – Схема (а) і теоретичний цикл (б) теплового насоса на R718:

К1, К2, К3 – компресорні ступені; КД – конденсатор; В – випарник; ЕК1, ЕК2 – економайзери; ДУ1, ДУ2, ДУ3 – дросельні пристрої

У цій схемі реалізовано триступеневе стиснення робочого середовища (водяної пари) з неповним проміжним охолодженням за рахунок подавання сервісних потоків після економайзерів, \dot{m}_{s1} , \dot{m}_{s2} .

Особливістю цього циклу є нерівність масових витрат робочої речовини за ступенями компресії.

Побудова циклу розглянутого теплового насоса здійснюється за таким алгоритмом:

- температура мережної води нагрівального контуру є визначальною для вибору температури конденсації робочої речовини:

$$t_k = t_{2c} + (5 - 10)^\circ\text{C};$$

- температура утилізованого середовища первинного контуру є визначальною для вибору температури кипіння робочої речовини у випарнику:

$$t_k = t_{y1} - (10 - 15)^\circ\text{C}$$

- вибір проміжних тисків ґрунтується на принципі впливу однаковою мірою відносно тисків на всіх ступенях. Для триступеневої компресії одержуємо

$$\begin{aligned} P_{\text{пп2}} &= \sqrt[3]{(P_k)^2 P_B}, \\ P_{\text{пп1}} &= \sqrt[3]{P_k (P_B)^2}; \end{aligned} \quad (4.56)$$

- стан робочої речовини на виході зі ступеня визначається з використанням адіабатного к. к. д. Для першого ступеня маємо

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{s,1}}; \quad (4.57)$$

- стан основного потоку робочої речовини на виході з економайзерів характеризується недорекуперацією щодо охолодження, тобто

$$\begin{aligned} t_{10} &= t_{\text{пп2}} + 5^\circ\text{C} = t_8 + 5^\circ\text{C}, \\ t_{13} &= t_{\text{пп1}} + 5^\circ\text{C} = t_{11} + 5^\circ\text{C}; \end{aligned}$$

- стан робочої речовини на всмоктуванні на другий і третій ступені компресії визначається з балансових рівнянь вузлів змішування:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{s1} h_{12} + \dot{m}_B h_2 &= (\dot{m}_B + \dot{m}_{s1}) h_3, \\ \dot{m}_{s2} h_9 + (\dot{m}_B + \dot{m}_{s1}) h_4 &= (\dot{m}_{s2} + \dot{m}_{s1} + \dot{m}_B) h_5; \end{aligned}$$

- з урахуванням того, що масова витрата робочої речовини через конденсатор

$$\dot{m}_k = \dot{m}_B + \dot{m}_{s1} + \dot{m}_{s2}, \quad (4.58)$$

вводяться до розгляду часткові співвідношення

$$y_1 = \frac{\dot{m}_{s1}}{\dot{m}_k}, \quad y_2 = \frac{\dot{m}_{s2}}{\dot{m}_k}, \quad \dot{m}_B = \dot{m}_k (1 - y_1 - y_2); \quad (4.59)$$

- на основі теплового балансу економайзера ЕК1

$$(\dot{m}_k - \dot{m}_{s2})(h_7 - h_{10}) = \dot{m}_{s2}(h_9 - h_7), \quad (4.60)$$

$$y_2 = \frac{h_7 - h_{10}}{h_9 - h_{10}},$$

- із теплового балансу економайзера ЕК2

$$(\dot{m}_k - \dot{m}_{s2} - \dot{m}_{s1})(h_{10} - h_{13}) = \dot{m}_{s1}(h_{12} - h_{10});$$

- з урахуванням часткових співвідношень

$$y_1 = (1 - y_2) \frac{h_{10} - h_{13}}{h_{12} - h_{13}}, \quad (4.61)$$

або

$$y_1 = \left(\frac{h_9 - h_7}{h_9 - h_{10}} \right) \left(\frac{h_{10} - h_{13}}{h_{12} - h_{13}} \right),$$

$$h_3 = \frac{y_1 h_{12} + (1 - y_1 - y_2) h_2}{1 - y_2}, \quad (4.62)$$

$$h_5 = y_2 h_9 + (1 - y_2) h_4; \quad (4.63)$$

- аналогічно (4.57) визначається стан у точках 4 і 6.

При цьому можна взяти $\eta_{s,1} = \eta_{s,2} = \eta_{s,3}$.

Розрахунок питомих і повних навантажень на обладнання проводиться за залежностями, наведеними у розділі 2 для парокompресійних теплових насосів на синтезованих холодоагентах.

Масова витрата робочої речовини визначається на основі заданої теплопродуктивності $\dot{Q}_T = \dot{Q}_{кд}$ або витрати мережної води G_C .

Масові витрати сервісних потоків \dot{m}_{s1} і \dot{m}_{s2} значно менші ніж \dot{m}_k , зважаючи на великі значення теплоти фазового переходу за проміжних тисків у процесах 8–9 і 11–12. Ця обставина дозволяє підтримувати у випарнику прийнятні витрати робочої речовини і відповідне високе теплове навантаження \dot{Q}_B , незначно зменшене через відбір

у сервісні потоки порівнянно з подібним циклом на синтезованих холодоагентах.

Енергоефективність цього теплового насоса оцінюється через коефіцієнт перетворення у вигляді

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_T}{N_{e1} + N_{e2} + N_{e3}}, \quad (4.64)$$

де N_{e1}, N_{e2}, N_{e3} – ефективні потужності компресорних ступенів.

Для оптимізації циклу та його аналізу рівняння 4.64 можна виразити через питомі параметри у вигляді

$$\text{COP}_e = \frac{\dot{m}_k (h_6 - h_7) \eta_{\text{мех}}}{\dot{m}_b (h_2 - h_1) + (\dot{m}_b + \dot{m}_{s1}) (h_4 - h_3) + \dot{m}_k (h_6 - h_5)},$$

де $\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{мех},1} = \eta_{\text{мех},2} = \eta_{\text{мех},3}$ – механічний к. к. д. ступенів (взятий таким, що дорівнює один одному).

Після ділення чисельника і знаменника на \dot{m}_k одержуємо:

$$\text{COP}_e = \frac{h_6 - h_7}{(1 - y_1 - y_e)(h_2 - h_1) + (1 - y_2)(h_4 - h_3) + (h_6 - h_5)} \cdot \eta_{\text{мех}}. \quad (4.65)$$

Енергетична ефективність теплового насоса

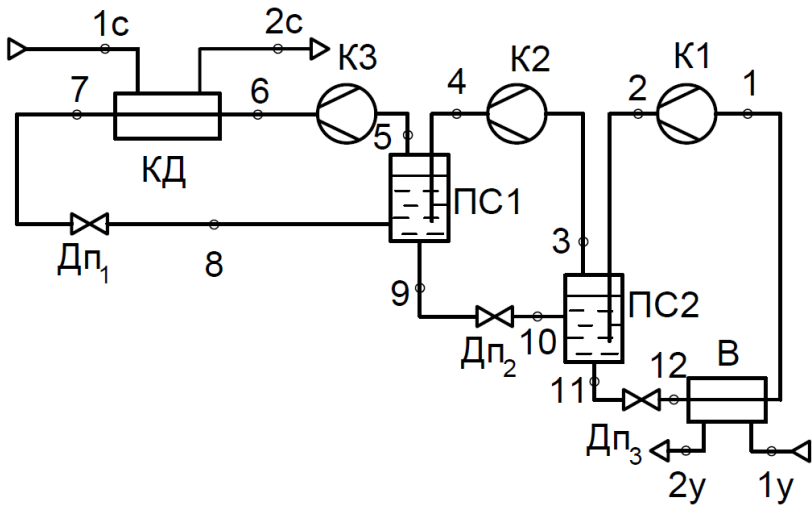
$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{E_{2c} - E_{1c}}{\sum N_e + (E_{1y} - E_{2y})}, \quad (4.66)$$

де $E_{1c}, E_{2c}, E_{1y}, E_{2y}$ – потоки енергії нагрівального середовища і середовища, що утилізується, розраховуються за рівняннями розділу 2.

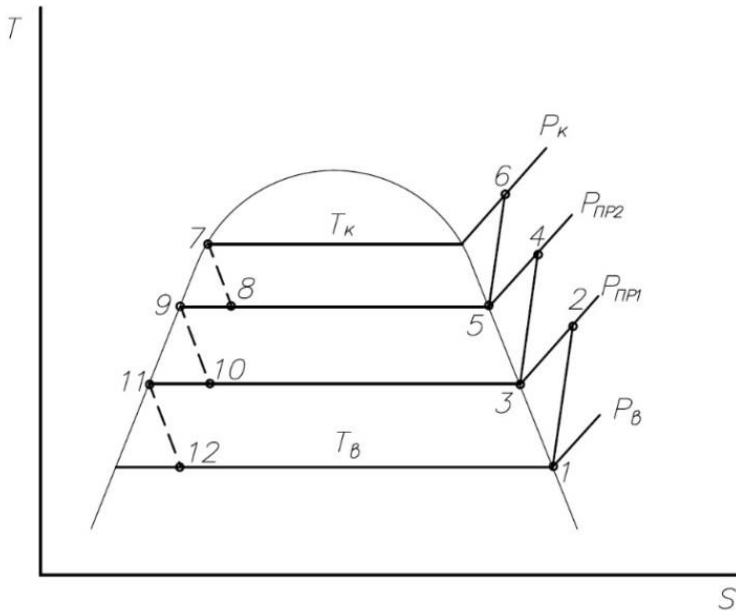
4.3.2 Схема з повним проміжним охолодженням

З огляду на неістотну вартість води як холодоагента раціональним також є схемне рішення з охолодженням пари після першого і другого ступенів у проміжних посудинах, як це реалізується в багатоступеневих аміачних холодильних машинах.

Схема та теоретичний цикл подібного теплового насоса подані на рисунку 4.9.



а)



б)

Рисунок 4.9 – Схема (а) і теоретичний цикл (б) триступеневого теплового насоса з повним проміжним охолодженням.

К1, К2, К3 – компресорні ступені; КД – конденсатор; В – випарник; ПС1, ПС2 – проміжні судини; ДП1, ДП2, ДП3 – дросельні пристрої

Повне проміжне охолодження після 1-го і 2-го ступенів компресії реалізується за рахунок барботажу пари через більш холодну рідку фазу у відповідних проміжних посудинах. Теплота, що відводиться від пари та барботує, витрачається на кипіння певної частки рідини в процесах 8–5 і 10–3.

Особливості схеми та циклу:

- використання повного проміжного охолодження сприяє скороченню до мінімуму питомої роботи стиснення;

• масова витрата робочої речовини змінюється за ступенями: через 1-й ступінь проходить $\dot{m}_I = \dot{m}_B$, через 2-й – $\dot{m}_{II} = \dot{m}_B + \Delta\dot{m}_{PC2}$, через 3-й – $\dot{m}_{III} = \dot{m}_K$.

У свою чергу, $\dot{m}_K = \dot{m}_{II} + \Delta\dot{m}_{PC1}$,
або

$$\dot{m}_K = \dot{m}_B + \Delta\dot{m}_{PC2} + \Delta\dot{m}_{PC1}. \quad (4.67)$$

Приріст масової витрати у проміжних посудинах $\Delta\dot{m}_{PC2}$ і $\Delta\dot{m}_{PC1}$ обумовлений випаровуванням частини рідини за рахунок теплоти, що відводиться від пари у процесах 2–3 і 4–5.

Таким чином, можна записати

$$\Delta\dot{m}_{PC2}(h_3 - h_{11}) = \dot{m}_B(h_2 - h_3), \quad (4.68)$$

$$\Delta\dot{m}_{PC1}(h_5 - h_9) = \dot{m}_{II}(h_4 - h_5),$$

або

$$\Delta\dot{m}_{PC1}(h_5 - h_9) = (\dot{m}_B + \Delta\dot{m}_{PC2})(h_4 - h_5). \quad (4.69)$$

Виконаємо перетворення рівняння 4.69 для встановлення зв'язку між масовими витратами в конденсаторі та випарнику:

$$\dot{m}_K = \dot{m}_B + m_B \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_{11}} + \left(m_B + m_B \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_{11}} \right) \frac{(h_4 - h_5)}{(h_5 - h_9)},$$

$$\dot{m}_K = m_B \left(1 + \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_{11}} \right) + m_B \left(1 + \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_{11}} \right) \frac{h_4 - h_5}{h_5 - h_9},$$

$$\dot{m}_K = \dot{m}_B \left(\frac{h_2 - h_{11}}{h_3 - h_{11}} + \frac{h_2 - h_{11}}{h_3 - h_{11}} \cdot \frac{h_4 - h_5}{h_5 - h_9} \right),$$

$$\dot{m}_K = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_{11}}{h_3 - h_{11}} \left(1 + \frac{h_4 - h_5}{h_5 - h_9} \right),$$

$$\dot{m}_K = m_B \left(\frac{h_2 - h_{11}}{h_3 - h_{11}} \cdot \frac{h_2 - h_9}{h_5 - h_9} \right). \quad (4.70)$$

Із 4.70 випливає

$$\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_K} = \frac{h_3 - h_{11}}{h_2 - h_{11}} \cdot \frac{h_5 - h_9}{h_4 - h_9}, \quad (4.71)$$

у свою чергу,

$$\frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_K} = \frac{h_5 - h_9}{h_4 - h_9}. \quad (4.72)$$

Коефіцієнт перетворення цього теплового насоса має вигляд

$$\text{COP}_e = \frac{\dot{Q}_T}{\Sigma N} = \frac{m_K(h_6 - h_7) \cdot \eta_{\text{мех}}}{\dot{m}_B(h_2 - h_1) + \dot{m}_{II}(h_4 - h_3) + \dot{m}_K(h_6 - h_5)}. \quad (4.73)$$

Після того як підставимо 4.70 і 4.71 у 4.72, одержимо

$$\text{COP}_e = \frac{(h_6 - h_7) \cdot \eta_{\text{мех}}}{\frac{h_3 - h_{11}}{h_2 - h_{11}} \cdot \frac{h_5 - h_9}{h_4 - h_9} \cdot (h_2 - h_1) + \frac{h_5 - h_9}{h_4 - h_9} \cdot (h_4 - h_3) + (h_6 - h_5)}. \quad (4.74)$$

Для розрахунку питомих ентальпій в умовах вакууму водяну пару можна розглядати в ідеально-газовому стані.

У цьому разі для першого ступеня стиснення можна записати:

– зміни температури в адіабатному процесі стиснення

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \Pi_I^\kappa, \quad (4.75)$$

де $\Pi_I = P_{\text{пр.1}}/P_B$;

$$\kappa = (\kappa - 1)/\kappa$$

– зміна ентальпії в цьому процесі

$$h_{2s} - h_1 = \tilde{c}_p(T_{2s} - T_1) \quad (4.76)$$

з урахуванням (4.75);

– адіабатна питома робота

$$\ell_{s,1} = h_{2s} - h_1 = \tilde{c}_p T_1 (\Pi_I^\kappa - 1), \quad (4.77)$$

де \tilde{c}_p – середня ізобарна теплоємність у процесі 1-2s, можна брати для розрахунку $c_{p1} \cong c_{p2s} \cong c_{p2} \cong \tilde{c}_{p2s}$;

– політропна питома робота

$$\ell_{i,I} = h_2 - h_1 = \frac{c_{p1} \cdot T_1 (\Pi_1^{\kappa} - 1)}{\eta_{s,I}}, \quad (4.78)$$

де $\eta_{s,I}$ – адіабатний к. к. д. першого ступеня стиснення.

Аналогічно (4.78) можна одержати

$$\ell_{i,II} = \frac{c_{p3} \cdot T_3 (\Pi_{II}^{\kappa} - 1)}{\eta_{s,II}}, \quad (4.79)$$

$$\ell_{i,III} = \frac{c_{p5} \cdot T_5 (\Pi_{III}^{\kappa} - 1)}{\eta_{s,III}}. \quad (4.80)$$

Після підстановок і перетворень рівняння 4.74 зводиться до вигляду

$$\text{COP}_e = \frac{(h_6 - h_7) \cdot \eta_{\text{мех}}}{a_1 \cdot a_2 \cdot \ell_{i,I} + a_2 \cdot \ell_{i,II} + \ell_{i,III}}, \quad (4.81)$$

де a_1, a_2 – коефіцієнти співвідношення масових витрат за ступенями стиснення

$$a_1 = \frac{\Gamma_{(P_{\text{пр}1})}}{h_2 - h_{11}}, \quad (4.82)$$

$$a_2 = \frac{\Gamma_{(P_{\text{пр}2})}}{h_4 - h_9}, \quad (4.83)$$

де $\Gamma_{(P_{\text{пр}1})}, \Gamma_{(P_{\text{пр}2})}$ – питома теплота пароутворення за відповідного проміжного тиску.

На рисунку 4.10 подані розрахункові значення коефіцієнта перетворення залежно від температури кипіння у випарнику для двох температур конденсації, а в таблицях

4.2 і 4.3 – розрахункові значення параметрів для рівняння (4.81).

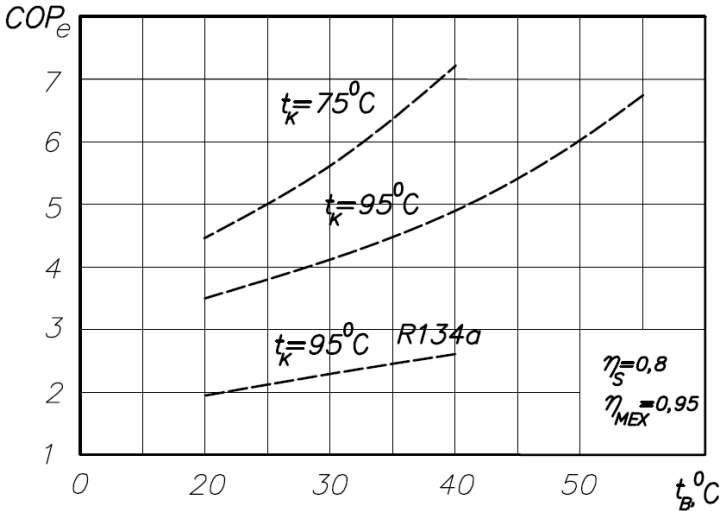


Рисунок 4.10 – Розрахункові значення COP для теплового насоса з проміжними посудинами

На рисунку 4.10 також наведені значення коефіцієнта перетворення за температури конденсації, що дорівнює $95^\circ C$ для робочої речовини R134 у циклі одноступінчастого стиснення. У принципі для даної t_K застосування синтезованих холодоагентів або їх сумішей абсолютно не доцільне, зважаючи на великі значення тиску конденсації 3,5–4 МПа і близькості t_K до критичної температури речовини. Багатоступінчасте стиснення з повним проміжним охолодженням також неприпустиме через великі об'єми заповнення системи і високою вартістю холодоагенту.

Нижче наведений розрахунок циклу на R718 за схемою рисунка 4.9 для побудови графіка на рисунку 4.10.

Таблиця 4.2 – Параметри циклу для $t_k = 75 \text{ }^\circ\text{C}$

Параметри	Температура кипіння у випарнику $t_B, \text{ }^\circ\text{C}$				
	20	30	40	50	Примітки
1	2	3	4	5	6
$P_{\text{кю}}, \text{кПа}$	38,548				
$h_7, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	398,7				
$P_B, \text{кПа}$	2,337	4,248	7,375	12,335	
$P_{\text{пр1}}, \text{кПа}$	6,0	9,0	13,0	18,0	
$P_{\text{пр2}}, \text{кПа}$	15,0	18,0	22,0	26,0	
$t_{\text{пр1}}, \text{ }^\circ\text{C}$	36,8	43,8	51	54,8	
$t_{\text{пр2}}, \text{ }^\circ\text{C}$	52,6	57,8	62	70	
$\Gamma_{(P_{\text{пр1}})}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 415,6	2 397,2	2 379,8	2 365,3	
$\Gamma_{(P_{\text{пр2}})}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 371	2 363,3	2 352,8	2 343	
Π_I	2,567	2,121	1,736	1,459	
Π_{II}	2,5	2,0	1,698	1,444	
Π_{III}	2,568	2,141	1,752	1,483	

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6
$\Pi_I - 1$	0,243	0,189 5	0,139 7	0,091 1	
$\Pi_{II}^x - 1$	0,23 54	0,173 4	0,125 1	0,088 5	
$\Pi_{III}^x - 1$	0,243 3	0,192 1	0,138 2	0,095 1	
$h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 537,7	2 555,9	2 573	2 591,7	
$C_{pI}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,86	1,87	1,88	1,91	
$\ell_{sI}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	132,43	107,37	82,2	56,2	
$\ell_{iI}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	165,54	134,2	102,75	70,25	
$h_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 703	2 690	2 676	2 662	
$h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 567,1	2 580,5	2 593	2 605,4	
$C_{pII}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,875	1,887	1,912	1,925	
$\ell_{sII}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	136,74	103,66	79,97	56,35	
$\ell_{iII}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	170,92	129,6	99,97	70,44	
$h_4, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 739,1	2 710	2 693	2 676	
$h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 596,4	2 605,4	2 612	2 628,8	
$C_{pIII}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,915	1,925	1,932	1,96	

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6
$\ell_{\text{III}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	151,7	122,3	89,44	63,93	
$\ell_{\text{III}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	189,63	152,9	111,8	79,92	
$h_6, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 784,2	2 758,3	2 723,8	2 706,7	
$q_T = h_6 - h_7, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 386,2	2 360,3	2 325,8	2 606,7	
$q_T \cdot \eta_{\text{мех}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 267	2 242,3	2 209,5	2 193,3	
$h_9 = h_{10}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	226	242	259,7	275	
$h_{11} = h_{11}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	151,5	183,3	214	242	
a_1	0,946 8	0,956 3	0,966 6	0,976 5	
a_2	0,943 4	0,957 5	0,966 9	0,975 8	
$a_1 a_2 \ell_{\text{II}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	147,86	122,89	96,03	66,99	
$a_2 \ell_{\text{III}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	161,25	124,1	96,66	68,73	
$a_1 a_2 \ell_{\text{II}} + a_2 \ell_{\text{III}} + \ell_{\text{III}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	498,74	405,89	304,5	215,6	
COP_e	4,545	5,524	7,256	10,173	

Таблиця 4.3 – Параметри циклу для $t_K = 95 \text{ }^\circ\text{C}$

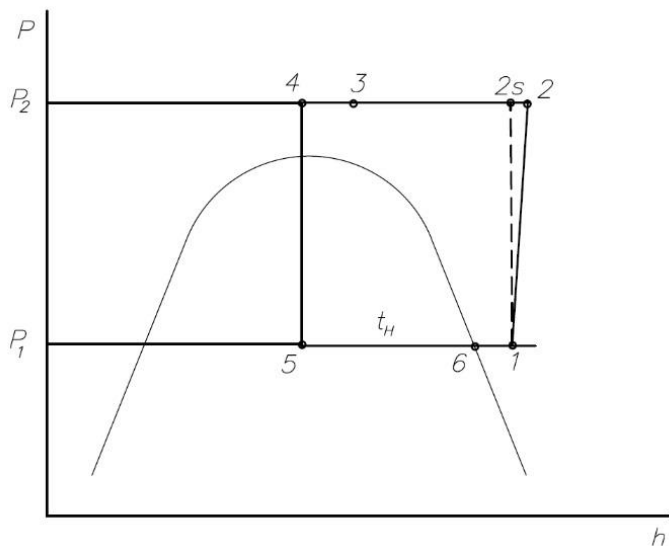
Параметри	Температура кипіння у випарнику, $t_B, \text{ }^\circ\text{C}$						
	20	30	35	40	45	50	55
1	2	3	4	5	6	7	8
$P_K, \text{кПа}$	84,55						
$h_7, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	398,7						
$P_B, \text{кПа}$	2,34	4,25	5,63	7,38	9,59	12,35	15,76
$P_{\text{пр1}}, \text{кПа}$	7,74	11,75	13,63	16,53	19,94	23,93	27,36
$P_{\text{пр2}}, \text{кПа}$	25,03	31,19	33,99	38,58	40,22	44,5	48,28
$t_{\text{пр1}}, \text{ }^\circ\text{C}$	40	49	52	56	60	64	67
$t_{\text{пр2}}, \text{ }^\circ\text{C}$	65	70	72	75	76	79	80,5
$\Gamma_{(P_{\text{пр1}})}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 404	2 384,5	2 377,1	2 367,3	2 357,4	2 347,5	2 340
$\Gamma_{(P_{\text{пр2}})}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 345	2 332,5	2 327,6	2 300	2 317,6	2 310	2 305,5
Π_I	3,306	2,764	2,421	2,24	2,08	1,94	1,736
Π_{II}	3,235	2,654	2,494	2,334	2,017	1,86	1,764
Π_{III}	3,378	2,711	2,487	2,191	2,602	1,9	1,751

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8
Π_I^x-1	0,317 8	0,264 5	0,226 3	0,204 5	0,184	0,164 9	0,135 7
Π_{II}^x-1	0,311 1	0,252 7	0,234 7	0,216	0,175 7	0,153 9	0,14
Π_{III}^x-1	0,324 3	0,258 7	0,234 0	0,198 5	0,187	0,159 6	0,138
$h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 537,7	2 555,9	2 564,9	2 573,9	2 582,9	2 591,7	2 600,5
$C_{pI}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,86	1,87	1,875	1,88	1,895	1,91	1,92
$\ell_{sI}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	173,2	149,87	130,7	120,3	110,9	101,7	85,46
$\ell_{II}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	216,5	187,33	163,36	150,42	138,6	127,2	106,8
$h_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 755,2	2 743,2	2 728,3	2 724,3	2 721,5	2 718,9	2 704,3
$h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 573,9	2 590	2595,3	2 602,3	2 609,3	2 616,3	2 621,5
$C_{pII}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,88	1,907	1,914	1,922	1,93	1,942	1,55
$\ell_{sII}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	183	155,2	146	136,6	112,9	100,7	93,1
$\ell_{III}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	228,8	194	182,5	170,7	141,2	125,9	116,3
$h_4, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 802,7	2 784	2 777,8	2 773	2 750,4	2 742	2 737,7
$h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 617,9	2 626,5	2 629,9	2 634,9	2 636,6	2 641,7	2 644
$C_{pIII}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1,945	1,96	1,964	1,97	1,972	1,978	1,982

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8
$\ell_{\text{III}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	213,2	173,9	158,5	136,1	128,7	111,1	96,7
$\ell_{\text{III}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	266,5	217,4	198,2	170,1	160,9	138,9	120,9
$h_6, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 884,4	2 843,9	2 828,1	2 805	2 797,5	2 780,6	2 764,8
$q_7 = h_6 - h_7, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 485,7	2 445,1	2 429,3	2 406,2	2 398,8	2 381,8	2 366,1
$q_7 \cdot \eta_{\text{мех}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	2 361,4	2 322,9	2 307,8	2 285,9	2 278,8	2 262,7	2 247,7
$h_9 = h_{10}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	272,9	293,9	302,3	314,9	319,1	331,7	338
$h_{11} = h_{11}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	167,5	205,5	218,1	235	251,8	268,7	281,3
a_1	0,928 9	0,939 6	0,949 9	0,951 0	0,954 5	0,958 1	0,965 7
a_2	0,927	0,936 7	0,94	0,943 8	0,953 2	0,958 3	0,960 7
$a_1 a_2 \ell_{\text{II}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	186,43	164,88	145,9	135	126,1	116,75	99,1
$a_2 \ell_{\text{III}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	212,1	181,7	171,6	161,1	134,5	120,7	111,7
$a_1 a_2 \ell_{\text{II}} + a_2 \ell_{\text{III}} + \ell_{\text{III}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	665	564	515,6	466,2	421,5	376,3	331,7
COP_e	3,55	4,119	4,475	4,903	5,406	6,013	6,775



б)

Рисунок 4.11 – Тепловий насос на R744: а) принципова схема; б) термодинамічний цикл:

КМ – компресор; ГО – газоохолоджувач; РТО – регенеративний теплообмінник; ДП – дросельний пристрій; В – випарник

У цілому структура циклу незначно відрізняється від циклу на синтезованих холодоагентах. Основна відмінність – це відсутність процесу конденсації, зважаючи на необхідність стиснення CO_2 до закритичних тисків. Функції апарата передавання теплоти споживачеві виконує газоохолоджувач у процесі 2–3 для нагрівання мережевої води від стану 1 с до стану 2 с.

Установка в схемі регенеративного теплообмінника має на меті:

- необхідне для компресорів об’ємного типу перегрівання робочої речовини;

- зниження ступеня сухості насиченої пари в кінці процесу дроселювання (за відсутності відділювача рідини на вході у випарник).

Роль РТО в транскритичному циклі на R744 складніша, ніж для холодоагента HFC-типу, зважаючи на його вплив на параметри в газоохолоджувачі та у випарнику й у цілому на показники енергоефективності.

Тиск газоподібного R744 після компресора P_2 визначається в результаті оптимізаційного розрахунку за максимумом коефіцієнта перетворення.

Значення $P_{2,опт}$ залежить від:

- температури кипіння робочої речовини у випарнику t_B ;

- температури теплоносія t_{2c}, t_{1c} ;
- ступеня регенерації в циклі;
- заданої мінімальної різниці температур $t_2 - t_{2c}$.

На відміну від одноступеневого парокомпресорного теплового насоса, що працює в докритичній області, енергетична характеристика COP з циклу в надкритичній області має максимум за P_2 -varіe і фіксованому значенні P_1 .

Перетворимо величину COP до вигляду, зручного для аналізу, а саме:

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_T}{N_{i,k}}, \quad (4.84)$$

де $\dot{Q}_T = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_3)$ – теплопродуктивність теплового насоса;

$N_{i,k}$ – індикаторна потужність компресора

$$N_{i,k} = \dot{m}_a (h_2 - h_1).$$

З урахуванням енергетичного балансу

$$N_{i,k} = \dot{Q}_T - \dot{Q}_B,$$

де $\dot{Q}_B = \dot{m}_a (h_6 - h_5)$ – теплове навантаження на випарник.

Таким чином, одержимо

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_T - \dot{Q}_B},$$

або

$$COP_i = \frac{1}{1 - \bar{q}_B}, \quad (4.85)$$

де $\bar{q}_B = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_3}$.

З огляду на те, що ізотерма в надкритичній області має складний характер кривизни, величина q_B змінює своє значення залежно від P_2 , спочатку з позитивним градієнтом, а після проходження максимуму – з негативним градієнтом $d\bar{q}_B/dP_2$.

На рисунку 4.12 подані зміни питомих навантажень на випарник і газоохолоджувач залежно від P_2 для циклу на R744 без регенеративного теплообмінника.

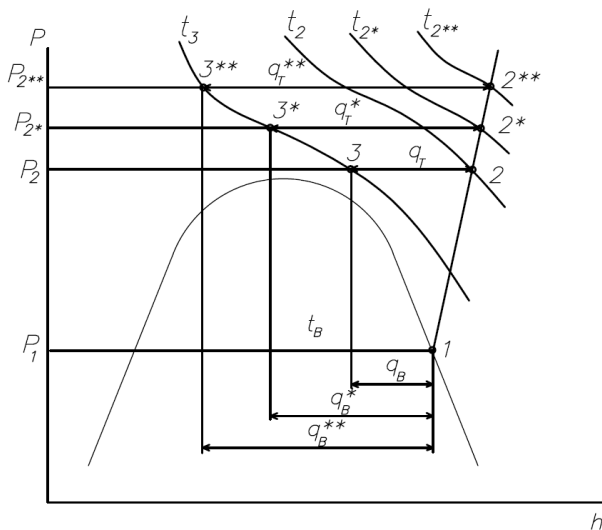


Рисунок 4.12 – Питоме навантаження на газоохолоджувач та випарник за $P_1 = const$ та $P_2 - varie$

На рисунку 4.13 також побудований графік функції \bar{q}_B та COP_i для теплового насоса з $t_B = 0^\circ\text{C}$ ($P_B = 3,48\text{ МПа}$); $\eta_5 = 0,75$; $t_3 = 35^\circ\text{C}$ в інтервалі зміни $P_2 = 7-12\text{ МПа}$.

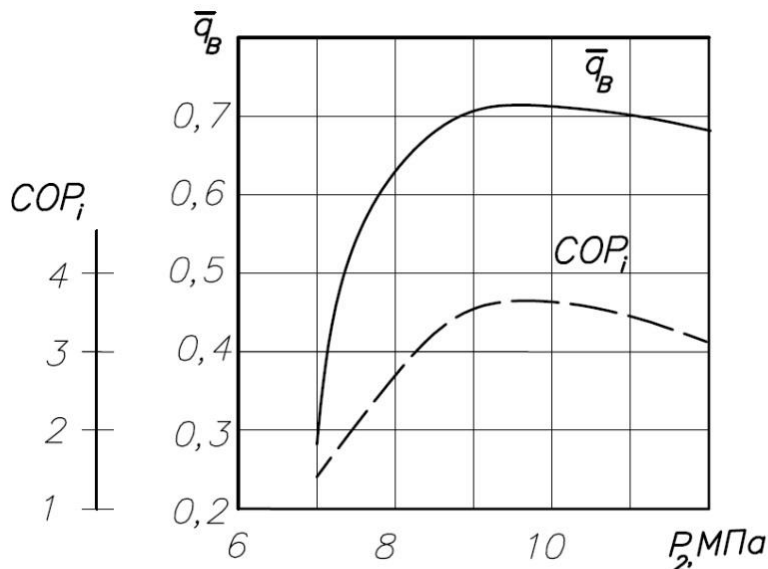


Рисунок 4.13 – Графік оптимізації P_2

Цей цикл також характеризується значним впливом на коефіцієнт перетворення різниці температур теплоносія, $\Delta t_c = t_{2c} - t_{1c}$. У теплових насосах на синтезованих холодоагентах цей вплив виявляється слабо, що пов'язано з ізотермічністю процесу конденсації.

На рисунку 4.14 подані зміни COP_e залежно від Δt_c за $t_{2c} = 80^\circ\text{C}$, $t_B = 5^\circ\text{C}$.

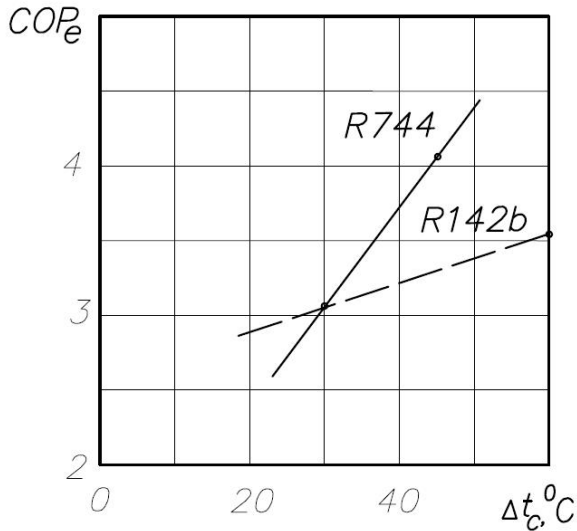


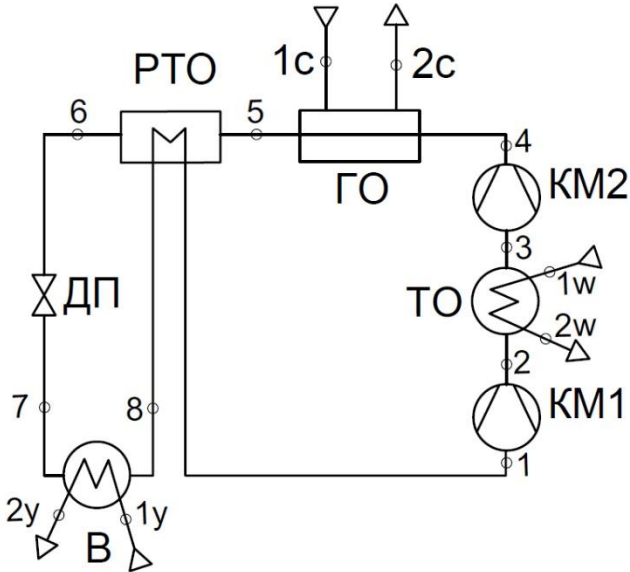
Рисунок 4.14 – Залежність COP_e від різниці температур нагрівального середовища у газоохолоджувачі (R744) і конденсаторі (R142b)

Підвищення енергоефективності теплового насоса на діоксиді вуглецю можна досягти такими змінами схемних рішень:

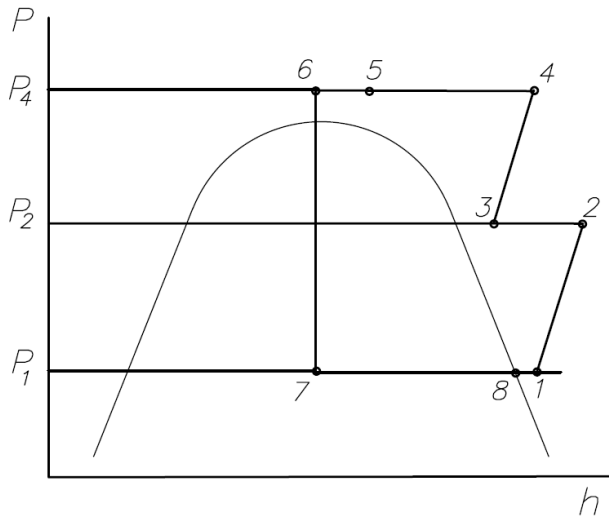
- застосуванням двоступінчастого стиснення з проміжним зовнішнім охолодженням;
- заміною процесу дроселювання на процес розширення в детандері;
- застосуванням двофазного ежектора для попереднього стиснення робочої речовини перед компресором.

4.4.2 Двоступінчастий цикл

На рисунку 4.15 подана принципова схема і процеси для двоступінчастого стиснення з одноразовим дроселюванням і проміжним охолодженням. Ця схема згідно з [8] є найбільш оптимальною з групи циклів двоступеневого стиснення для високотемпературного режиму холодильних машин, що є цілком придатним і для теплонасосного режиму.



а)



б)

Рисунок 4.15 – Схема (а) та цикл (б) теплового насоса із двоступінчастим стисненням на R 744:
 КМ1, КМ2 – компресори; ТО – проміжний теплообмінник;
 ГО – газоохолоджувач; РТО – регенеративний теплообмінник;
 ДП – дросельний пристрій; В – випарник

Установлення теплообмінника після компресора першого ступеня дозволяє:

- зменшити питому роботу циклу;
- використовувати тепловий потік, що відводиться для підігрівання утилізованого середовища або теплоносія вторинного контуру.

Рівень температури в точці 3 за проміжного тиску розміщений в інтервалі 20– 30 °С для оптимальних значень $P_2 = 100\text{--}120$ бар.

Однак увімкнення теплообмінника, що розглядається, має і негативні наслідки:

- зменшується температура в стані точки 4 на вході в газоохолоджувач, що, у свою чергу, накладає обмеження

на рівень температури мережевої води,
 $t_{2c} = t_4 - (7-10) \text{ }^\circ\text{C}$;

– зниження температури t_4 також призводить до зменшення питомої теплопродуктивності, що повинне компенсуватися зростанням масової витрати холодоагенту для забезпечення необхідного значення Q_T .

Розрахунок цього циклу проводиться з оптимізацією коефіцієнта перетворення за величиною P_2 . Проміжний тиск обчислюється за формулою рівності відношень тисків за ступенями:

$$P_{\text{пр}} = \sqrt{P_1 P_2}. \quad (4.86)$$

Перегрівання пари в регенеративному теплообміннику вибирається в інтервалі $10 - 20 \text{ }^\circ\text{C}$, проміжне охолодження доцільно виконувати до стану насичення (точка 3 розміщена на правій граничній кривій).

У цілому розрахунок питомих і режимних параметрів циклу виконується за залежностями, викладеними у розділі 2.

Коефіцієнт перетворення щодо ефективної потужності компресорів має вигляд

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_T}{N_{e,1} + N_{e,2}}. \quad (4.87)$$

Без урахування нагрівання в охолоджувальному середовищі в теплообміннику і для використання питомих навантажень, а також за умови $\eta_{\text{мех}}^{\text{KM1}} = \eta_{\text{мех}}^{\text{KM2}} = \eta_{\text{мех}}$

$$COP_e = \frac{(h_4 - h_5) \cdot \eta_{\text{мех}}}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) \cdot \eta_{\text{мех}}^2}. \quad (4.88)$$

Ексергетична ефективність циклу

$$\varepsilon_{ex} = \frac{G_c(e_{2c} - e_{1c}) + G_w(e_{2w} - e_{1w})}{N_{e,1} + N_{e,2} + G_y(e_{1y} - e_{2y})}, \quad (4.89)$$

де G_c, G_w, G_y – масові витрати середовищ через газоохолоджувач, теплообмінник і випарник;

$e_{1c}, e_{1w}, e_{1y}, e_{2c}, e_{2w}, e_{2y}$ – питома ексергія середовищ відповідних потоків на вході і виході з газоохолоджувача, теплообмінника і випарника.

Зазначені масові витрати обчислюються з балансових рівнянь:

$$G_c = \frac{\dot{m}_a(h_4 - h_5)}{\tilde{c}_c(t_{2c} - t_{1c})}, \quad (4.90)$$

$$G_w = \frac{\dot{m}_a(h_2 - h_3)}{\tilde{c}_w(t_{2w} - t_{1w})}, \quad (4.91)$$

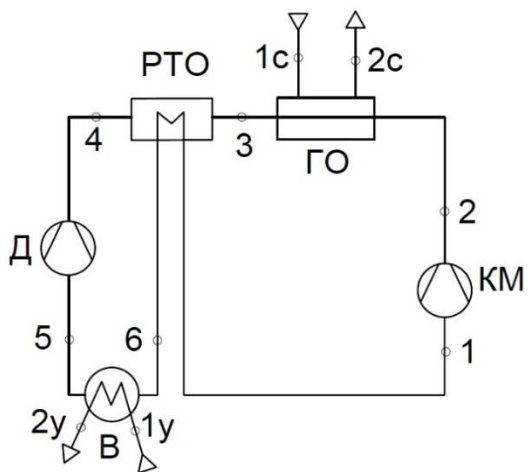
$$G_y = \frac{\dot{m}_a(h_8 - h_7)}{\tilde{c}_y(t_{1y} - t_{2y})}, \quad (4.92)$$

де \dot{m}_a – масова витрата холодоагенту в циклі;

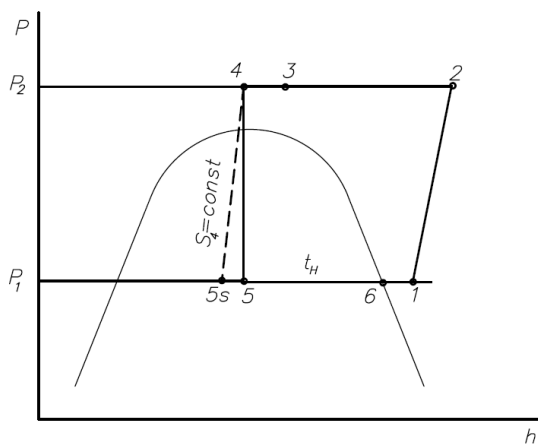
$\tilde{c}_c, \tilde{c}_w, \tilde{c}_y$ – середня теплоємність середовищ у відповідних апаратах.

4.4.3 Детандерний цикл із випарником в області насиченої пари

На рисунку 4.16 зображений одноступінчастий цикл теплового насоса на R744 із заміною процесу дроселювання на процес розширення у детандері.



а)



б)

Рисунок 4.16 – Детандерний одноступінчастий цикл на R744: а) принципова схема; б) термодинамічний цикл: КМ – компресор; ГО – газоохолоджувач; РТО – регенеративний теплообмінник; Д – детандер; В – випарник

Ця схема раціональна для теплових насосів великої теплопродуктивності, якщо можна застосовувати одновальну компоновку для компресорно-детандерного агрегата з метою безпосереднього передавання потужності, виробленої детандером для компресора.

Застосування детандера замість дроселя в процесі 4–5 дозволяє на 20–25 % зменшити роботу циклу, а отже, пропорційно збільшити коефіцієнт перетворення. Згідно зі схемою можна записати:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_T}{N_{e,k} - N_{e,d}}, \quad (4.93)$$

де $N_{e,k}, N_{e,d}$ – ефективна потужність на валу компресора і детандера.

У свою чергу,

$$N_{e,k} = \dot{m}_a \ell_{e,k} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) / \eta_{\text{мех}}^k,$$

$$N_{e,d} = \dot{m}_a \ell_{e,d} = \dot{m}_a (h_4 - h_5) \cdot \eta_{\text{мех}}^d.$$

Стан у точці 5 визначають шляхом завдання величини адіабатного к. к. д. детандера

$$\eta_s^d = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}}. \quad (4.94)$$

Ексергетична ефективність циклу з детандером також вища, ніж для циклу з дросельним пристроєм,

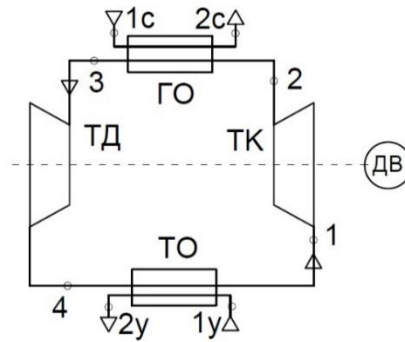
$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{G_c(e_{2c} - e_{1c})}{(N_{e,k} - N_{e,d}) + G_y(e_{1y} - e_{2y})}. \quad (4.95)$$

Основним недоліком схеми є:

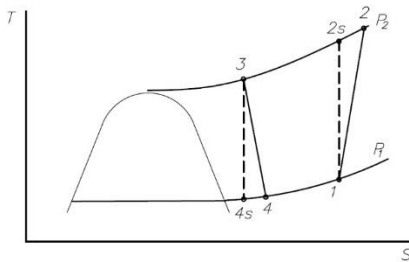
- маловивченість властивостей CO_2 у зоні переходу з транскритичного до критичного стану;
- необхідність дотримування в детандері фазового переходу робочого середовища в області насичення.

4.4.4 Детандерний цикл в області газового стану діоксиду вуглецю

Як показують розрахунки, співвідношення питомих робіт детандера і компресора за попередньою схемою ℓ_s^A/ℓ_s^K становить 37–40 %. Для підвищення питомої роботи детандера можна процеси стиснення і розширення перенести в область газового стану діоксиду вуглецю. У цьому разі схему і цикл можна подати у вигляді, зображеному на рисунку 4.17.



а)



б)

Рисунок 4.16 – Детандерний цикл в області газового стану R744:

- а) принципова схема; б) термодинамічний цикл в T, s -діаграмі
 ТК – турбокомпресор; ТД – турбодетандер; ДВ – двигун;
 ГО – газоохолоджувач; ТО – теплообмінник

Основна особливість цього циклу полягає в тому, що процеси у теплообміннику і газоохолоджувачі проходять за змінних температур $t_4 - t_1$ і $t_2 - t_3$. Для адіабатних процесів стиснення 1–2s і розширення 3–4s та ізобарних процесів зі сталою теплоємністю в теплообмінних апаратах реалізується цикл Лоренца, що згідно з аналізом більш ефективний в області газового стану, ніж цикл Карно. Необоротність у процесах підведення і відведення теплоти і в проточній порожнині машин, безумовно, зменшує енергоефективність порівняно з теоретичним циклом Лоренца. Варто зазначити, що при використанні як низькопотенціального джерела тепла теплові скидання у градирні 32–40 °С можливе використання у вторинному контурі системи гарячого водопостачання з реалізацією порівняно ефективного циклу з $COP_e = 3,8-4,2$.

Як і для попереднього детандерного циклу, коефіцієнт перетворення з ефективної потужності записується у вигляді

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_T}{N_{e,k} - N_{e,d}}, \quad (4.96)$$

або в питомих параметрах за $\eta_{\text{мех}}^k = \eta_{\text{мех}}^d = \eta_{\text{мех}}$

$$COP_e = \frac{(h_2 - h_3) \cdot \eta_{\text{мех}}}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) \cdot \eta_{\text{мех}}^2}. \quad (4.97)$$

Стан у точці 2 і 4 визначають через відповідний адіабатний к. к. д. компресора та детандера.

Необхідно відзначити, що для цього циклу масова витрата робочої речовини \dot{m}_a більша, ніж за аналогічних умов за t_{1y} і t_{2c} циклу з випарником через те, що підведення теплоти від утилізованого середовища в теплообміннику характеризується меншим значенням питомого навантаження, ніж у випарнику за схемою рисунка 4.15, якщо теплопродуктивність теплового насоса визначається можливостями щодо витрати утилізованого середовища.

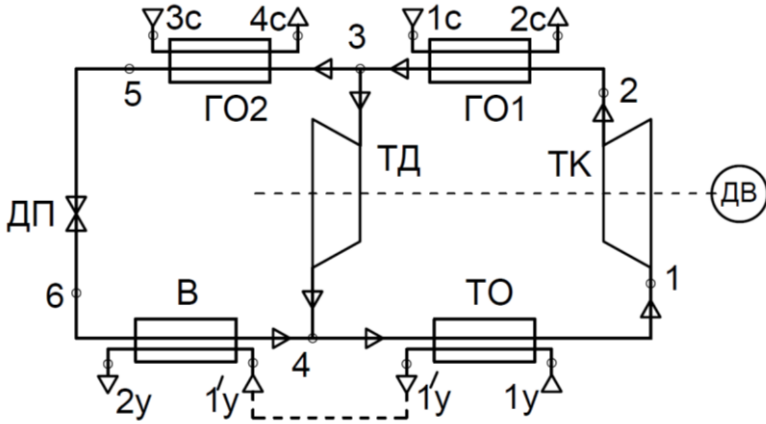
Оцінювання ексергетичної ефективності проводиться за рівнянням (4.95).

4.4.5 Комбінований цикл із компресорно-детандерним агрегатом

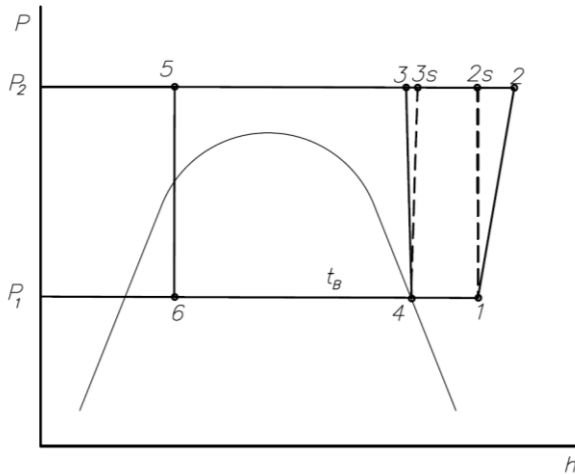
Як бачимо з рисунка 4.16, підвищити COP_e циклу на діоксиді вуглецю можна за рахунок збільшення різниці температур середовища, що нагрівається на вторинному контурі. У подібному випадку рекомендується поєднання двопотокового нагрівання теплоносія (мережевої води), що можливо при використанні в одній системі двох рівнів температур: для традиційного та для підлогового опалення. Ця схемна реалізація можлива також для системи гарячого водопостачання. Ще більшу різницю температур потрібно реалізувати під час зимового режиму конвективної сушарки з нагріванням атмосферного повітря.

Автори пропонують для подібних вимог за Δt_c використовувати комбінований цикл теплового насоса, в якому матимуть місце детандерне розширення і дроселювання. Поєднання цих двох способів широко використовуються для термотрансформації теплоти кріогенного рівня. Додаткова холодопродуктивність, що генерується детандером, може бути використана для більш глибокого охолодження потоку високого тиску.

На рисунку 4.17 подана схема та термодинамічне зображення розглянутого комбінованого циклу на діоксиді вуглецю з турбокомпресорним агрегатом, що працює в області газового стану робочої речовини.



а)



б)

Рисунок 4.17 Схема (а) і комбінований цикл теплового насоса на діоксиді вуглецю з турбодетандером в області газового стану (б):

ТК – турбокомпресор; ТД – турбодетандер; ДВ – двигун; ГО1, ГО2 – газоохолоджувач; ТО – теплообмінник; В – випарник; ДП – дросельний пристрій

Відповідно до цієї схеми холодоагент (R744) після стиснення в турбокомпресорі надходить до високотемпературного газоохолоджувача ГО1, де в процесі 2–3 передає тепловий потік нагрівальному середовищу зі зміною його стану від 1 с до 2 с.

Після газоохолодження ГО1 потік холодоагенту поділяється на дві частини: дросельний та детандерний потоки. У свою чергу, детандерний потік розширюється в процесі 3–4 і з'єднується з дросельним потоком, що пройшов через газоохолоджувач ГО2, процес 3–5, дросельний пристрій, процес 5–6 і випарник В, процес 6–4.

У подальшому загальний потік холодоагента перегрівається в процесі 4–1 до потрібного стану в точці 1 за рахунок підведеної в теплообміннику ТО теплоти від утилізованого середовища, яка змінює свій стан у процесі $1_y - 1'_y$. Утилізоване середовище зі станом $1'_y$ може бути виведене за межі даної системи або бути використаний його тепловий потенціал у випарнику В, процес $1'_y - 2_y$. Так само можуть бути пов'язані газоохолоджувачі з переходом нагрівального середовища від початкового стану 3 с до кінцевого 2 с.

Таким чином, це схемне рішення найдоцільніше за наявності низькопотенційних джерел теплоти двох температурних рівнів або одного джерела з великим інтервалом охолодження, $t_{1_y} - t_{2_y} = 20 - 40$ °С.

Таке саме охолодження утилізованого середовища може мати місце для систем повітряного опалення або конвективних сушильних установок. На рисунку 4.18 подана схема подібного використання комбінованого циклу теплового насоса.

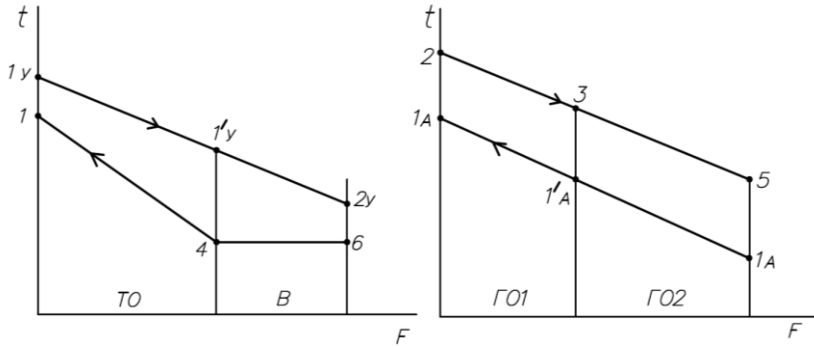


Рисунок 4.19 – Характер зміни температур у випарнику і газоохолоджувачі теплового насоса

На підставі вищенаведених графіків можуть бути встановлені основні розрахункові температури циклу, а саме:

– температура холодоагенту на вході в газоохолоджувач ГО1

$$t_2 = t_{2A} + 10 \text{ }^\circ\text{C};$$

– температура кипіння холодоагенту у випарнику В

$$t_B = t_{2y} - (8-10)^\circ\text{C};$$

– температура холодоагента на виході з теплообмінника ТО

$$t_1 = t_{1y} - 10 \text{ }^\circ\text{C};$$

– мінімально допустима температура холодоагента з газоохолоджувача ГО2

$$t_5 = t_{1A} + (10-15) \text{ }^\circ\text{C}.$$

Аналогічні вирази можна записати і для вузлових точок циклу на рисунку 4.19:

$$t_2 = t_{2c} + 10 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t_B = t_{2y} - (8-10) \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_1 = t_{1y} - 10 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_5 = t_{1A} + (10-15) \text{ }^\circ\text{C}.$$

При розрахунку комбінованого циклу раціонально ввести до розгляду відносні витрати частки дросельного і детандерного потоків:

$$M = \dot{m}_{\text{др}}/\dot{m}_a, \quad (4.98)$$

$$1 - M = \dot{m}_d/\dot{m}_a,$$

де $\dot{m}_{\text{др}}$, \dot{m}_d – масові витрати холодоагенту через дросельний пристрій і детандер відповідно;

\dot{m}_a – масова витрата холодоагенту через компресор.

Теплові навантаження з боку холодоагенту для газоохолоджувача записується у вигляді таких виразів:

$$\dot{Q}_{\Gamma 01} = \dot{m}_a(h_2 - h_3), \quad (4.99)$$

$$\dot{Q}_{\Gamma 02} = M \cdot \dot{m}_a(h_3 - h_5).$$

Питома ентальпія в стані точки 3 визначається з використанням адіабатного к. к. д. детандера, η_s^d ,

$$h_3 = h_4 + \eta_s^d(h_{3s} - h_4). \quad (4.100)$$

Вузлова точка 4 береться зі станом сухої насиченої пари за тиску P_4 та відповідно температури кипіння t_b .

Умовний стан у точці 3s визначається на перетині ізоентропи $S_1 = \text{const}$ та ізобари P_3 . Для теоретичного циклу використовують рівності тисків $P_1 = P_4$, $P_3 = P_2$, для реального циклу облік газодинамічних опорів у теплообмінних апаратах проводиться за допомогою коефіцієнтів відновлення повного тиску $\sigma_{\Gamma 0}$ і σ_B . Для розрахунків можна брати $\sigma_{\Gamma 01} = \sigma_{\Gamma 02} = 0,99-0,995$, $\sigma_{\Gamma 0} = \sigma_{B2} = 0,98-0,985$.

Отже, можна записати

$$P_3 = \sigma_{\Gamma 01} \cdot P_2, P_4 = P_1/\sigma_{\Gamma 0}, P_B = P_4/\sigma_{B1}.$$

Для дросельного потоку M вибирають на підставі таких завдань:

- оптимізації режимних та геометричних параметрів агрегата «турбокомпресор + турбодетандер»;
- вибору необхідного діапазону регулювання теплопродуктивності за рахунок перерозподілу дросельного і детандерного потоків.

Теплопродуктивність для комбінованого циклу за схемою на рис. 4.18 записують у вигляді суми теплових навантажень на газоохолоджувачі:

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{\text{го1}} + \dot{Q}_{\text{го2}} \quad (4.101)$$

або з урахуванням виразів

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a (q_{\text{го1}} + M \cdot q_{\text{го2}}), \quad (4.102)$$

де $q_{\text{го1}}$, $q_{\text{го2}}$ – питомі теплові навантаження на газоохолоджувачі, що мають вигляд

$$q_{\text{го1}} = h_2 - h_3,$$

$$q_{\text{го2}} = h_3 - h_5.$$

Енергетичні витрати в циклі за відносною внутрішньою роботою становлять

$$N_i = N_i^K - N_i^A, \quad (4.103)$$

$$\text{де } N_i^K = \dot{m}_a \cdot l_i^K = \dot{m}_a (h_2 - h_1), \quad (4.104)$$

та

$$N_i^A = (1 - M) \dot{m}_a \cdot l_i^A = \dot{m}_a (1 - M) (h_3 - h_4). \quad (4.105)$$

Коефіцієнт перетворення

$$COP_i = \dot{Q}_T / N_i, \quad (4.106)$$

$$COP_i = \frac{q_{\text{го1}} + M q_{\text{го2}}}{l_i^K - (1 - M) l_i^A}. \quad (4.107)$$

Відповідно до рівняння 4.106 за $M = 1$, $COP_i = \frac{h_2 - h_5}{h_2 - h_1}$.

Як впливає з аналізу функції $COP_i = f(M)$, за $M = 0$ цикл зводиться до простого детандерного в області газового

стану, а при $M = 1$ до простого дросельного без регенеративного теплообмінника.

Характер зміни COP_i від частки M має вигляд

$$\frac{d(COP_i)}{dM} = \frac{q_{\text{роз}} \cdot (l_i^k - l_i^a) - q_{\text{ро1}} \cdot l_i^a}{[l_i^a \cdot M + (l_i^k - l_i^a)]^2}. \quad (4.108)$$

Незважаючи на те, що за $M = 1$ досягається максимум COP_i , абсолютні значення для простого дросельного циклу багато в чому залежать від адіабатного к. к. д., що застосовується під час аналізу показників компресора. Для компресорів об'ємного принципу стиснення двоокису вуглецю $\eta_i^k = 0,65 - 0,72$, а для турбокомпресорів із сучасним профілюванням проточної частини може досягати $0,72 - 0,8$.

Таким чином, з точки зору максимальних значень COP_i необхідно підтримувати значення частки M , близьке до одиниці, однак при агрегуванні детандера з компресором подібні величини M стають нераціональними, зважаючи на істотну відмінність навантажень на детандер і компресор.

Для теплового насоса, що працює за комбінованим циклом, основною перевагою порівняно з простим циклом (дросельним або детандерним) є можливість регулювання теплопродуктивності шляхом перерозподілу потоків після газоохолоджувача ГО1. Тому частки M або $1 - M$ вибирають виходячи з аналізу зміни необхідної теплопродуктивності залежно від температури нагрівального середовища, наприклад, атмосферного повітря залежно від добових або сезонних коливань.

Алгоритм розрахунку комбінованого циклу полягає у такому:

– задаються розрахункові параметри діоксиду вуглецю залежно від наявних температур утилізованого

середовища та необхідних температур і теплових навантажень нагрівального середовища;

– беруться розрахункові значення адіабатного к. к. д. турбомашин $\eta_s^k = 0,75-0,8$, $\eta_s^d = 0,8-0,82$;

– масовий паровміст холодоагенту на виході з випарника і детандера береться $x_4 = 1$;

– розрахунок виконується з використанням P, h -діаграми для R744, наприклад, у програмному комплексі COOLPACK.

4.4.6 Приклад розрахунку комбінованого циклу теплового насоса для проточної конвективної сушильної установки

Цей розрахунок виконують за схемою, наведеною на рисунку 4.18. Об'єктом повітряного теплопостачання є сушильна камера, до якої подається нагріте за допомогою теплового насоса атмосферне повітря. Потік повітря, що виходить із сушильної камери, використовують як низькопотенціальне джерело теплоти і в розрахунку розглядається як утилізоване середовище. Процес сушіння вологих матеріалів супроводжується адіабатним зволоженням повітря, через що ентальпія повітря на виході з сушильної камери змінюється незначно порівняно зі вхідною величиною.

Якщо нагрівання повітря для сушильної камери проводять лише за допомогою теплового насоса, то за умови нерівності теплових навантажень $\dot{Q}_в + \dot{Q}_{то} < \dot{Q}_{го1} + \dot{Q}_{го2}$ утилізується лише частина теплоти потоку повітря, що виходить із сушильної камери. Для поділу потоку повітря на скидний і утилізований необхідно витяжний вентилятор встановлювати безпосередньо на виході із сушильної камери.

Розрахункова схема установки подана на рисунку 4.20.

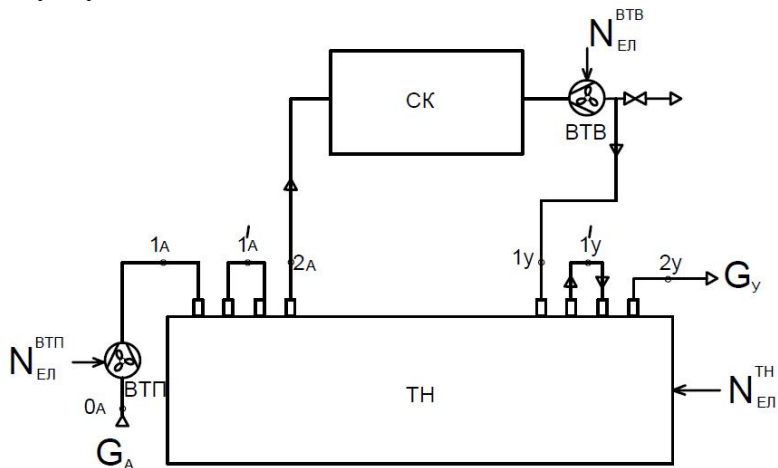


Рисунок 4.20 – Розрахункова схема сушильної установки з тепловим насосом:

СК – сушильна камера; ТН – тепловий насос; ВТП – вентилятор припливного повітря; ВТВ – вентилятор витяжного повітря

Для розрахунку взяті такі вихідні дані:

– нагрівальне середовище – атмосферне повітря з параметрами на вході (стан 1А береться таким, що дорівнює зовнішньому стану 0А):

- масова витрата сухого повітря $G_A = 10$ кг/с;
- температура $t_{1A} = 0$ °С ;
- тиск $P_{1A} = 100$ кПа;
- відносна вологість $\varphi_{1A} = 40$ %;

– тиск повітря після нагрівання в тепловому насосі, $t_{2A} = 95$ °С;

– утилізоване середовище – повітря виходить із сушильної камери з параметрами:

- температура $t_{1y} = 35$ °С;
- тиск $P_{1y} = 100$ кПа;

- відносна вологість $\varphi_{1y} = 80 \%$;
- параметри повітря на виході з теплового насоса:
 - температура $t_{2y} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - відносна вологість $\varphi_{2y} = 100 \%$;
- адіабатний к. к. д. компресора $\eta_S^K = 0,8$;
- адіабатний к. к. д. детандера $\eta_S^D = 0,82$;
- механічний к. к. д. агрегата $\eta_{\text{мех}}^{\text{агр}} = 0,95$.

На підставі наведених вихідних даних визначені термічні та калорійні параметри стану холодоагенту і зведені в таблицю 4.4.

Таблиця 4.4 – Розрахункові параметри R744 у вузлових точках циклу (рис. 4.17 б)

Точка Параметр		Точка							
		1	2s	2	3s	3	4	5	6
p	бар	34,85	89,96	89,96	89,96	89,96	89,96	89,96	34,85
t	$^\circ\text{C}$	19,3	96	104	73,2	69	0	10,3	0
h	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	459,9	505,8	517,2	469,4	461,2	431	219,5	219,5
s	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$	1,948	1,948	1,98	1,846	1,824	1,846	1,049	1,072
v	$\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,01245							
x	–								0,084

Для заповнення даними наведеної таблиці необхідна певна послідовність циклу. Ця послідовність полягає в такому:

– на підставі значень температури утилизованого середовища визначаємо:

- $t_b = t_{2y} - 10 \text{ }^\circ\text{C} = 10 - 10 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$;
- $t_1 = t_{1y} - 10 \text{ }^\circ\text{C} = 30 - 10 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

– за температурою t_b знаходимо значення тиску у випарнику, $P_b = P_6 = P_4 = P_1 = 34,85 \text{ бар}$;

– стан точки 1 знаходимо на перетині ізобари P_B та ізотерми t_1 ;

– із точки 1 проводимо ізентропу до перетину з ізотермою $t_{2s} = t_{2A} + (2-3)^\circ\text{C}$ та знаходимо положення точки 2s і відповідно необхідний тиск $P_2 = P_{2s}$;

– положення самої точки 2 обчислюємо за розрахунковою величиною ентальпії,

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1) / \eta_s^k;$$

– знаходимо положення точки 3s на перетині ізентропи S_4 та ізобари P_2 ;

– положення та параметри холодоагенту в точці 3 визначаємо за величиною ентальпії,

$$h_3 = h_4 + (h_{3s} - h_4) \cdot \eta_s^d;$$

– для точки 5 визначаємо температуру холодоагенту за формулою $t_5 = t_{1A} + 10^\circ\text{C}$ теоретичного циклу також беремо $P_5 = P_2$;

– точка 6 розміщена на перетині ізентальпи h_5 та ізобари P_B .

Графіки зміни температур у теплообмінних апаратах наведені на рисунку 4.21.

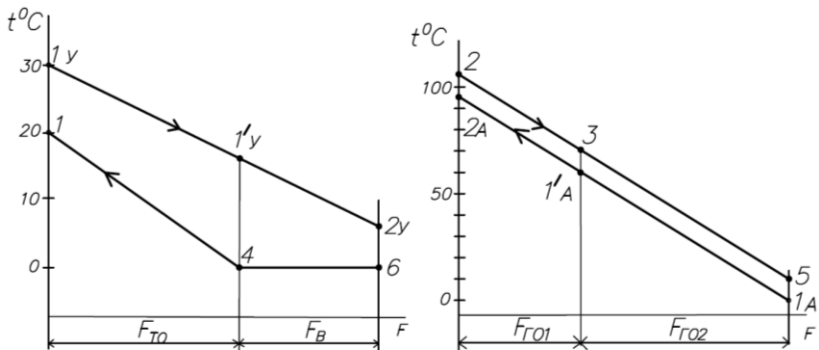


Рисунок 4.21 – Графіки вимірювання температури робочих середовищ у теплообмінних апаратах

На підставі даних таблиці 4.4 виконуємо розрахунок режимних параметрів теплового насоса:

– питомі теплові навантаження:

- $q_{\text{гo1}} = h_2 - h_3 = 517,2 - 461,2 = 56 \text{ кДж/кг};$
- $q_{\text{гo2}} = h_3 - h_5 = 561,2 - 219,5 = 241,7 \text{ кДж/кг};$
- $q_{\text{в}} = h_4 - h_6 = 431 - 219,5 = 211,5 \text{ кДж/кг};$
- $q_{\text{тo}} = h_1 - h_4 = 459,9 - 431 = 28,9 \text{ кДж/кг};$

– питома робота турбомашин:

- $l_i^k = h_2 - h_1 = 517,2 - 459,9 = 57,3 \text{ кДж/кг};$
- $l_i^{\text{л}} = h_3 - h_4 = 461,2 - 431 = 30,2 \text{ кДж/кг};$

– коефіцієнт перетворення з індикаторної потужності при $M = 0,5$

$$COP_i = \frac{56+0,5 \cdot 241,7}{57,3-0,5 \cdot 30,2} = 4,19;$$

– коефіцієнт перетворення щодо ефективної потужності

$$COP_e = COP_i \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{арп}} = 4,19 \cdot 0,95 = 3,98;$$

– параметри утилізованого і нагрівального (вологівміст d і ентальпія h) середовищ:

$$d_{1y} = 0,622 \frac{\varphi_{1y} \cdot P_s(t_{1y})}{P_{1y} - \varphi_{1y} \cdot P_s(t_{1y})},$$

$$d_{1y} = 0,622 \frac{0,8 \cdot 5,6217}{100 - 0,8 \cdot 5,6217} = 0,02929 \frac{\text{кг вол. п}}{\text{кг с. п}},$$

$$h_{1y} = (1,01 + 1,97 d_{1y}) t_{1y} + 2493 d_{1y},$$

$$\begin{aligned} h_{1y} &= (1,01 + 1,97 \cdot 0,02929) 35 + 2493 \cdot 0,02929 = \\ &= 110,389 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}}, \end{aligned}$$

За таблицею [4] для стану $\varphi = 1$ обчислюємо

$$d_{2y} = 0,00727 \frac{\text{кг вол. п}}{\text{кг с. п}},$$

$$h_{2y} = 29,53 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}},$$

$$d_{1A} = 0,622 \frac{0,4 \cdot 0,6108}{100 - 0,4 \cdot 0,6108} = 0,00152 \frac{\text{кг вол. п}}{\text{кг с. п}},$$

$$h_{1A} = (1,01 + 1,97 \cdot 0,00152) \cdot 0 + 2493 \cdot 0,00152 = 3,798 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}},$$

$$d_{2A} = d_{1A},$$

$$h_{2A} = (1,01 + 1,97 \cdot 0,00152) \cdot 95 + 2493 \cdot 0,00152 = 100,032 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}},$$

На рисунку 4.22 зображені процеси та параметри в h, d -діаграмі для вологого повітря нагрівального та утилізованого середовищ.

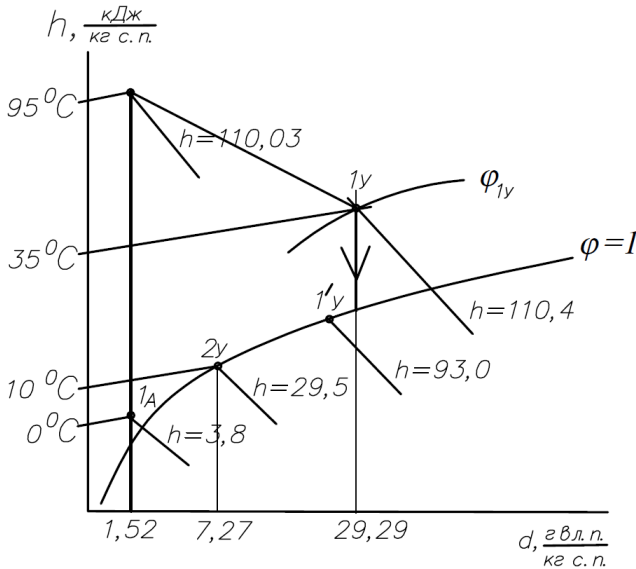


Рисунок 4.22 – Параметри середовищ у h, d -діаграмі

За заданою масовою витратою нагрівального середовища визначаємо теплопродуктивність теплового насоса

$$Q_T = G_A(h_{2A} - h_{1A}),$$

$$Q_T = 10(100,032 - 3,798) = 962,34 \text{ кВт};$$

– визначаємо масову витрату холодоагенту через компресор

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_T}{q_{г01} + M \cdot q_{г02}},$$

$$\dot{m}_a = \frac{962,34}{56 + 0,5 \cdot 241,7} = 5,44 \text{ кг с. п./с};$$

– визначаємо теплове навантаження на теплообмінні апарати:

$$\dot{Q}_{г01} = \dot{m}_a \cdot q_{г01} = 5,44 \cdot 56 = 304,64 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_{г02} = \dot{m}_a \cdot M \cdot q_{г02} = 5,44 \cdot 0,5 \cdot 241,7 = 657,24 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot M \cdot q_B = 5,44 \cdot 0,5 \cdot 211,5 = 575,28 \text{ кВт},$$

$$\dot{Q}_{т0} = \dot{m}_a \cdot q_{т0} = 5,44 \cdot 28,9 = 157,21 \text{ кВт};$$

– визначаємо масову витрату утилізованого середовища

$$G_y = \frac{\dot{Q}_B + \dot{Q}_{т0}}{h_{1y} - h_{2y}},$$

$$G_y = \frac{575,28 + 157,21}{110,389 - 29,53} = 9,05 \frac{\text{кг с. п.}}{\text{с}}.$$

Перевіряємо умову за масовою продуктивністю припливного і витяжного повітря (нагрівального та утилізованого середовищ)

$$G_y \leq G_A; 9,05 \frac{\text{кг с. п.}}{\text{с}} < 10 \frac{\text{кг с. п.}}{\text{с}};$$

– визначаємо питому ентальпію вологого повітря в стані 1'у

$$h_{1'y} = h_{1y} - \frac{\dot{Q}_{го}}{G_y},$$

$$h_{1'y} = 110,389 - \frac{157,21}{9,05} = 93,018 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}};$$

– визначаємо температуру утилізованого середовища в стані 1'y (за діаграмою)

$$t_{1'y} = 28,5 \text{ } ^\circ\text{C}, \varphi_{1'y} = 100\%, (C_p)_{1'y} = 1,053 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}};$$

– визначаємо питому ентальпію вологого повітря в стані 1'A

$$h_{1'A} = h_{1A} - \frac{\dot{Q}_{го2}}{G_A},$$

$$h_{1'A} = 3,798 + \frac{657,24}{10} = 69,522 \frac{\text{кДж}}{\text{кг с. п}};$$

– визначаємо температуру в точці 1'A з урахуванням $d_{1'A} = d_{1A} = 0,00152 \frac{\text{кг вол. п}}{\text{кг с. п}}$:

$$t_{1'A} = \frac{h_{1'A} - 2493 \cdot d_{1A}}{1,01 + 1,97 \cdot d_{1A}},$$

$$t_{1'A} = \frac{69,522 - 2493 \cdot 0,00152}{1,01 + 1,97 \cdot 0,00152} = 64,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

– перевірка недорекуперації на теплому кінці газоохолоджувача ГО2

$$t_{1'A} < t_3; 64,9^\circ\text{C} < 69 \text{ } ^\circ\text{C};$$

– індикаторна потужність турбомашин:

$$N_i^k = \dot{m}_a \cdot l_i^k,$$

$$N_i^A = \dot{m}_a \cdot M \cdot l_i^A,$$

$$N_i^k = 5,44 \cdot 57,3 = 311,7 \text{ кВт},$$

$$N_i^A = 5,44 \cdot 0,5 \cdot 30,2 = 82,1 \text{ кВт};$$

– ефективна потужність турбоагрегата:

$$N_e^{AGP} = (N_i^k - N_i^A) / \eta_{\text{мех}}^{AGP},$$

$$N_e^{AGP} = (311,7 - 82,1)/0,95 = 241,7 \text{ кВт};$$

– об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a \cdot v_1,$$

де v_1 – питомий об'єм холодоагенту в стані точки 1,

$$\dot{V}_1 = 5,44 \cdot 0,01245 = 0,06773 \text{ м}^3/\text{с} = 4,06 \text{ м}^3/\text{хв};$$

– відношення тиску для компресора

$$P_k = P_2/P_1,$$

$$P_k = 89,96/34,85 = 2,581;$$

– на основі розрахункової методики відцентрових холодильних компресорів для турбокомпресора наведеного прикладу розрахунку циклу одержуємо такі дані:

- кількість ступенів 2–3;
- колова швидкість на вихідному діаметрі робочого колеса 200–160 м/с;
- частота обертання 15 000–10 000 об/хв;
- схемне рішення для агрегата з радіально-осьовим турбодетандером віялоподібне за схемою СЕНТАК.

Розрахунок регулювальної характеристики теплового насоса $\dot{Q}_T = f(M)$ проводиться на підставі залежності для теплопродуктивності. Результати розрахунку наведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – До розрахунку залежності $\dot{Q}_T = f(M)$

M	–	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\dot{m}_a q_{ro1}$	кВт			30,464				
$\dot{m}_a M q_{ro2}$	кВт	26,30	39,44	52,59	65,77	78,89	92,04	105,19
\dot{Q}_T	кВт	56,76	69,91	83,06	96,234	109,35	122,5	135,65
\bar{Q}_T	–	0,59	0,726	0,863	1,0	1,136	1,273	1,41

Величина \bar{Q}_T розглядається як відносна теплопродуктивність за будь-якого значення M до теплопродуктивності за номінального режиму, якщо $M = 0,5$.

Якщо необхідні зміни теплопродуктивності забезпечуються за рахунок зменшення або збільшення масової витрати повітря, що нагрівається, без змін параметрів діоксиду вуглецю в циклі теплового насоса, то відносна величина масової витрати повітря дорівнює \bar{Q}_T , тобто $\bar{G}_A = \dot{Q}_T$, де $\bar{G}_A = G_A/G_{A,ном}$.

На рисунку 4.23 поданий графік залежності $\bar{G}_A = f(M)$, одержаний за розрахунковими даними в таблиці 4.5.

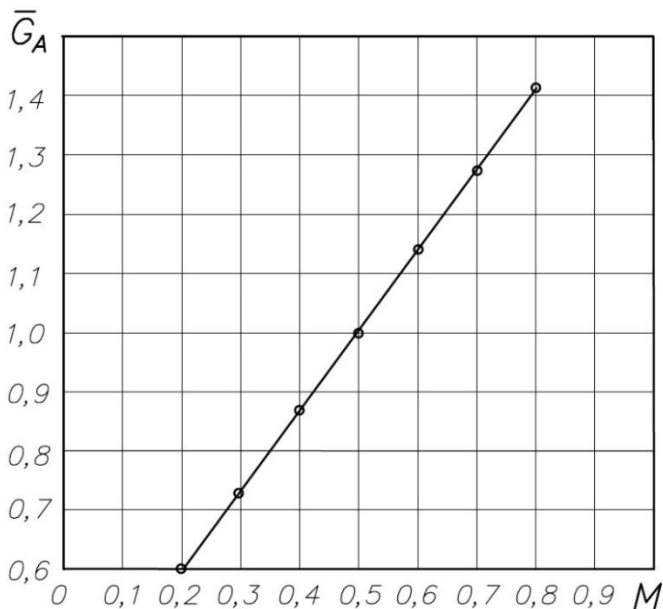


Рисунок 4.23 – Графік залежності відносної витрати повітря від частки дросельного потоку R744

Після розрахунку циклу теплового насоса на інші температури входу повітря, що нагрівається ($t_{1A} - \text{varie}$), можна побудувати універсальні регульовальні залежності витрати повітря від частки дросельного потоку.

4.4.7 Комбінований цикл із детандерним розширенням діоксиду вуглецю в області насиченої пари

Застосування для вищерозглянутого циклу турбомашин раціональне для великих значень теплопродуктивності (більше ніж 1 МВт) і температур нагрівання теплоносія $t_{2c} = 80-90$ °С.

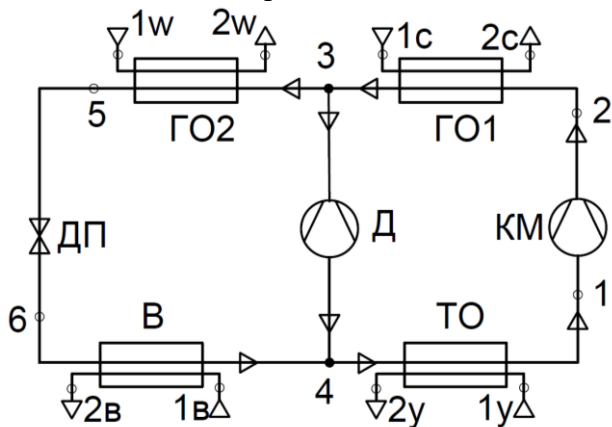
За більш низьких значень теплопродуктивності як компресора, так і детандера застосовують машини об'ємної або вихрової дії і зазвичай не пов'язані між собою загальним валом або передавальним механізмом.

У цьому випадку необхідно розширити зону детандерного розширення, що досягається шляхом установлення детандера з більш низькою температурою входу потоку і його виходу в області насичення, з масовим паровмістом $x_4 = 0,5-0,7$.

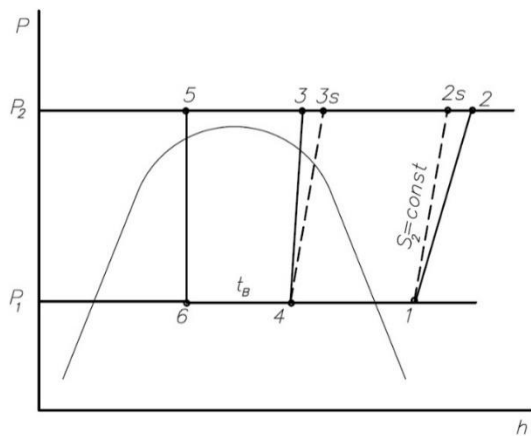
На рисунку 4.24 подано подібне схемне рішення. У цьому разі теплообмінний апарат перед компресором виконує функції випарника із забезпеченням перегрівання пари на 5–10 °С у частині теплообмінної поверхні.

Стан у точці 3 залежить від початкової температури теплоносія (води, нагрівального середовища) на вході в газоохолоджувач ГО1. Якщо через ГО1 і ГО2 циркулює один і той самий потік середовища, що нагрівається, то й температура в стані точки 3 може братися за умови $t_3 = t_5 + (10-15)$ °С, а температура в стані точки 5 береться з урахуванням температури входу нагрівального середовища в ГО2.

У цілому розрахунок за цією схемою аналогічний розрахунку, викладеному для схеми з турбомашинним агрегатом, але з урахуванням більш низьких значень адіабатних к. к. д. детандера.



а)



б)

Рисунок 4.24 – Схема (а) і комбінований цикл теплового насоса на діоксиді вуглецю з розширенням газу в детандері в область насиченої пари (б):

КМ – компресор; Д – детандер; ГО1, ГО2 – газоохолоджувач; ДП – дросельний пристрій; В – випарник; ТО – теплообмінник

Також необхідно відзначити важливу особливість, пов'язану з детандерним розширенням діоксиду вуглецю у закритичній області в стані насиченої пари, яка полягає в наближенні ізентропного процесу до ізентальпійного. Для циклів на будь-яких холодоагентах у докритичній області детандерного розширення було беззастережно замінено на дроселювання внаслідок зазначеного характеру проходження процесів. Для діоксиду вуглецю проходження процесу детандерного розширення істотно пов'язане з рівнем початкового тиску P_3 , а також із паровмістом у кінцевому стані x_4 .

На рисунку 4.25 наведена залежність питомої адіабатної роботи l_s^D від масового паровмісту потоку на виході з детандера x_4 для початкового тиску $P_3 = 90$ бар і кінцевого тиску, що відповідає рівню температури 0 °C в області насичення. Як бачимо з цієї графічної залежності, питома адіабатна робота детандера істотно зменшується для низьких значень кінцевого стану, що характеризується масовим паровмістом потоку x_4 .

Ця обставина приводить до висновку, що в цій області кращим є не процес детандерного розширення, а стиснення насиченої пари, як, наприклад, у струменевих компресорах і ежекторах.

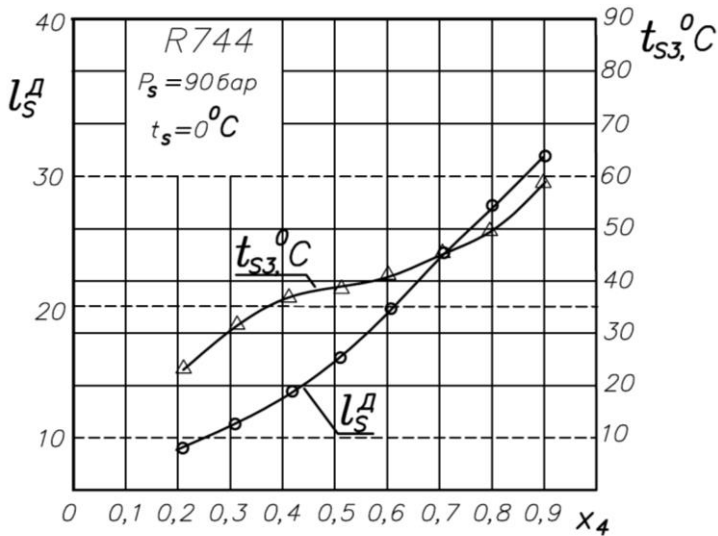


Рисунок 4.25 – Зміна питомої адиабатної роботи розширення в детандері залежно від температури входу газу

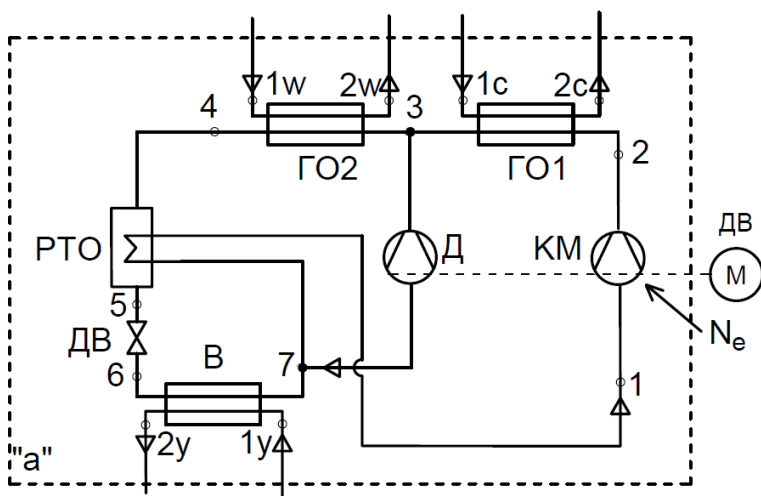
Графік на рисунку 4.25 також ілюструє, що границі області детандерного розширення лежать у межах за кінцевим паровмістом $x_4 = 0,6-0,9$.

4.4.8 Комбінований цикл із регенеративним теплообмінником

У всіх вищенаведених комбінованих циклах перегрівання пари перед усмоктуванням у компресор забезпечується за рахунок теплоти зовнішнього низькопотенціального джерела. Для невисоких значень температур холодильного агенту у стані точки 2, на рівні 50–60 °C перегрівання пари можна реалізувати в регенеративному теплообміннику, як це прийнято в парокompресорних теплових насосах на синтезованих

холодильних агентів. У цьому разі будуть мати місце зниження теплового навантаження, що відбирається від низькопотенціальних джерел, і, як наслідок, зменшення теплопродуктивності. Однак за малих значень перегрівання пари перед компресором і розширенням у детандері частини потоку до стану $x = 1$ можна досягти малої різниці питомої адіабатної роботи $\Delta l_S = l_S^K - l_S^D$, що дозволяє підтримувати прийнятні значення коефіцієнта перетворення.

На рисунку 4.26 наведені схема та термодинамічне зображення розглянутого комбінованого циклу на діоксиді вуглецю.



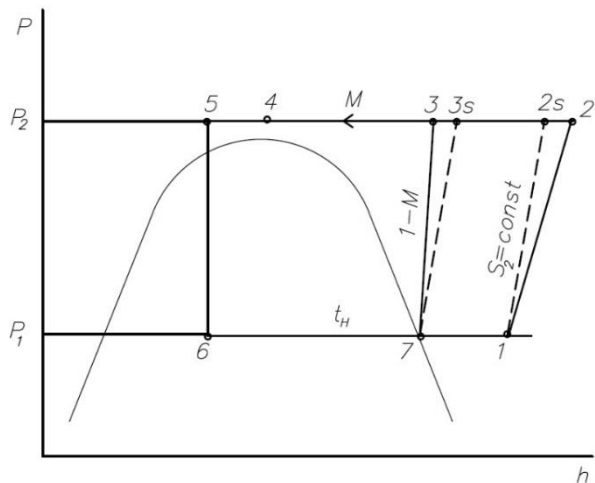
а)

Рисунок 4.26 – Тепловий насос на R744:

а – принципова схема; б – термодинамічний цикл:

КМ – компресор; Д – детандер; ДВ – двигун;

ГО1, ГО2 – газоохолоджувач; РТО – регенеративний теплообмінник; В – випарник; ДП – дросельний пристрій



б)

Рисунок 4.26, аркуш 2

Відповідно до схеми робоча речовина R744 після стиснення в компресорі від тиску P_1 до тиску P_2 надходить у високотемпературний газоохолоджувач ГО1, де відбувається його охолодження до стану 3 за рахунок теплообміну з теплоносієм вторинного контура, наприклад з мережевою водою системи опалення.

Після газоохолодження ГО1 потік робочої речовини циклу поділяється на дві частини: дросельний $\dot{m}_{др}$ та детандерний $\dot{m}_д$. Цей поділ характеризується відповідними частками M і $1-M$. Таким чином,

$$\dot{m}_{др} = M \cdot \dot{m}_a,$$

$$\dot{m}_д = (1 - M) \cdot \dot{m}_a,$$

де \dot{m}_a – масова витрата робочої речовини, що циркулює через компресор.

Далі дросельний потік охолоджується в газоохолоджувачі ГО2 до стану 4 з передаванням теплоти

іншому теплоносії, наприклад мережевій воді системи гарячого водопостачання. Після переохолодження дросельного потоку в регенеративному теплообміннику, РТО та дроселювання дросельний потік надходить у випарник, де за рахунок теплоти від утилізованого середовища відбувається кипіння рідкої фази до стану сухої насиченої пари, точка 7. Цей стан застосовують до детандерного потоку після розширення його в детандері, процес 3–7. Змішаний потік зі стану 7 перегрівається в регенеративному теплообміннику до стану 1 на вході в компресор.

Енергетичний баланс установки в межах контура «к» (рис. 4.18) згідно із 1-м законом термодинаміки для поточних систем має вигляд

$$N_e = (H_{2y} - H_{1y}) + (H_{2c} - H_{1c}) + (H_{2w} - H_{1w}), \quad (4.109)$$

де N_e – ефективна потужність циклу;
 $H_{2y}, H_{1y}; H_{2c}, H_{1c}; H_{2w}, H_{1w}$ – повні ентальпії потоків утилізованого середовища і теплоносіїв вторинного контура, отже,

$$N_e = N_{e, \text{к}} - N_{e, \text{д}} \quad (4.110)$$

або в питомих параметрах:

$$N_e = \dot{m}_a(h_2 - h_1)/\eta_{\text{мех}}^{\text{к}} - (1 - M) \cdot \dot{m}_a(h_3 - h_7) \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{д}},$$

$$H_{2y} - H_{1y} = G_y \cdot (h_{2y} - h_{1y}) = G_y \tilde{c}_y(t_{2y} - t_{1y}),$$

$$H_{2c} - H_{1c} = G_c \cdot (h_{2c} - h_{1c}) = G_c \tilde{c}_c(t_{2c} - t_{1c}),$$

$$H_{2w} - H_{1w} = G_w \cdot (h_{2w} - h_{1w}) = G_w \tilde{c}_w(t_{2w} - t_{1w}).$$

Теплопродуктивність теплового насоса

$$\dot{Q}_T = (H_{2c} - H_{1c}) + (H_{2w} - H_{1w}). \quad (4.111)$$

Теплове навантаження на випарник

$$\dot{Q}_B = H_{1y} - H_{2y}. \quad (4.112)$$

Енергетичний баланс установки набирає вигляду, що характеризує теплові насоси парокompресійного типу,

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_B + N_{e, \kappa} - N_{e, \delta}. \quad (4.113)$$

Під час розгляду енергетичних характеристик з боку холодоагенту:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a(h_2 - h_3) + M \cdot \dot{m}_a(h_3 - h_4), \quad (4.114)$$

$$\dot{Q}_B = M \cdot \dot{m}_a(h_7 - h_6), \quad (4.115)$$

$$\dot{Q}_{PTO} = M \cdot \dot{m}_a(h_4 - h_5) = \dot{m}_a(h_1 - h_7). \quad (4.116)$$

Із рівняння 4.116 одержуємо вираз для частини дросельного потоку

$$M = (h_1 - h_7)/(h_4 - h_5). \quad (4.117)$$

Коефіцієнт перетворення теплового насоса за ефективною потужністю

$$\text{COP}_e = \frac{\dot{Q}_T}{N_e^{\text{КДА}}},$$

$$\text{COP}_e = \frac{(h_2 - h_3) + M(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1)/\eta_{\text{Mex}}^k - (1 - M)(h_3 - h_7)\eta_{\text{Mex}}^d}. \quad (4.118)$$

Ексергетична ефективність цього циклу

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{G_c(e_{2c} - e_{1c}) + G_w(e_{2w} - e_{1w})}{N_e^{\text{кда}} + G_y(e_{1y} - e_{2y})}. \quad (4.119)$$

Переваги цього циклу полягають у такому:

- детандер працює в області газового стану;
- за рахунок перерозподілу масової витрати і детандерних потоків можна забезпечувати досить великі значення загальної різниці температури теплоносіїв;
- можливе використання двоступінчастого стиснення в турбокомпресор із проміжним охолодженням за одновальною або багатовальною схемою.

4.4.9 Цикл із підтриманням компресії двофазовим ежектором

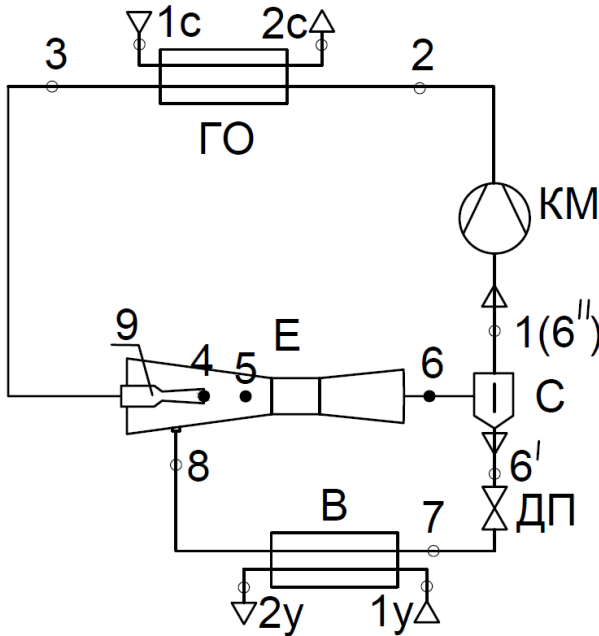
Термодинамічні переваги циклу термотрансформатора з двофазовим ежектором полягають у використанні кінетичної енергії стисненого газу при його розширенні в сопловому апараті замість дросельного пристрою. Рівень втраченої при дроселюванні кінетичної енергії досить високий. За даними [9], для кріогенного циклу К. Лінде втрачається кінетична енергія, еквівалентна приблизно 15 % від споживаної потужності компресора. У кріогенній техніці вже давно використовують двофазові ежектори для зниження енерговитрат на термостатування і створення вакуумного режиму в рефрижераторних пристроях.

Цикл холодильної машини на CO_2 із застосуванням двофазового ежектора вперше був запатентований у 1931 р. у США, проте він не дістав розвитку, зважаючи на широке

впровадження нового типу холодоагенту – синтезованих гідрохлорфторвуглеців (фреону 12 та ін.)

Глобальні екологічні проблеми підштовхнули багатьох дослідників у сфері холодильної техніки повернутися до раціональних схем холодильних машин і теплових насосів із використанням двофазових ежекторів для робочого середовища R744. Починаючи з 2000 р., опубліковані численні праці, присвячені дослідженню циклу з двофазовим ежектором на R744, наприклад праці [6, 7, 10].

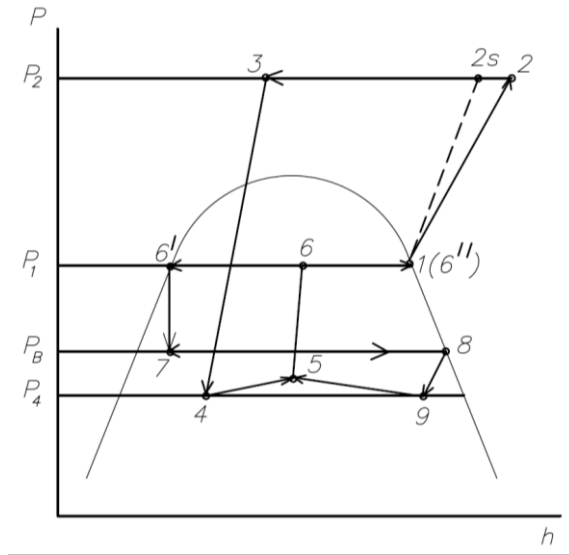
Принципова схема циклу та процеси подані на рисунку 4.27.



а)

Рисунок 4.27 – Схема (а) та P, h -діаграма циклу з двофазовим ежектором;

Е – ежектор; КМ – компресор; ГО – газоохолоджувач; В – випарник; ДП – дросельний пристрій



б)

Рисунок 4.27, аркуш 2

Згідно зі схемою робоча речовина циклу (R744) стискається в компресорі, процес 1–2, і надходить у газоохолоджувач, де він охолоджується до стану 3 у транскритичній області за рахунок передавання теплоти середовищу вторинного контура, що нагрівається від стану 1с до 2с.

Далі процеси з охолодженим газом відбуваються в елементах ежектора:

- 3–4 – процес розширення в області насичення від тиску P_4 на 0,1–0,2 МПа, меншого, ніж тиск у випарнику P_B . Процес реалізується в робочому соплі Лаваля, тому активний потік у стані 4 є надзвуковим;

- у вихідному перерізі робочого сопла активний потік стану 4 змішується з пасивним потоком стану 9 і на виході з камери змішування набирає стану 5;

– процес відновлення тиску (стиснення) змішаного потоку закінчується у вихідному перерізі дифузора ежектора, стан насиченої пари, точка 6.

Двофазний змішаний потік після ежектора надходить на поділ у сепаратор, після цього парова фаза стану 6'' стискається до кінцевого тиску P_2 у компресорі. Рідинна фаза стану 6' після дроселювання надходить у випарник, де за рахунок теплоти утилізованого середовища кипить з утворенням сухої насиченої пари, точка 8. Ця пара інjektується активним потоком, і в сопловій частині ежектора для пасивного потоку відбувається розширення в процесі 8–9.

Розрахунок цього циклу ускладнений необхідністю достатнього точного визначення термічних і режимних параметрів ежектора. Задачі розрахунку двофазних ежекторів «рідина–газ» описані в працях S. M. Kandie [7], W. E. Lear [6], В. Г. Цегельського [10] та ін. Основною метою розрахунку зазвичай є необхідність одержати залежність між коефіцієнтом ежекції U і відношенням тиску змішаного потоку до тиску пасивного потоку $\Pi_{сп}$.

Коефіцієнт ежекції визначається співвідношенням масових витрат пасивного потоку $m_{п}$ і активного потоку, тобто

$$U = \dot{m}_{п} / \dot{m}_{А}. \quad (4.120)$$

Коефіцієнт підвищення тиску пасивного потоку (за позначеннями на рисунку 4.19)

$$\Pi_{сп} = P_1 / P_в. \quad (4.121)$$

Функціональна залежність $U = f(\Pi_{сп})$ має гіперболічний характер і визначається шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь збереження маси, кількості руху і повної ентальпії, виробництва ентропії та доповнень залежностями з кінетики пароутворення і критичним режимом. При розрахунку ежектора зазвичай задаються конструктивними параметрами або відносними

геометричними розмірами діаметрів і довжин елементів ежектора. Приклад розрахунку поданий у праці [12]. На цей час є можливість на базі програмного комплексу ANSYS моделювати течію в двофазовому ежекторі й одержувати велику кількість інформації для розрахунку циклу [13].

На режимні характеристики цього циклу значно впливає рівень тиску на вході в ежектор, $P_3 \approx P_2$, а також ступінь розширення пасивного потоку у всмоктувальній порожнині ежектора SNPD (suction nozzle pressure drop).

На рисунку 4.28 наведені дані з праці [14] для режиму холодильної машини.

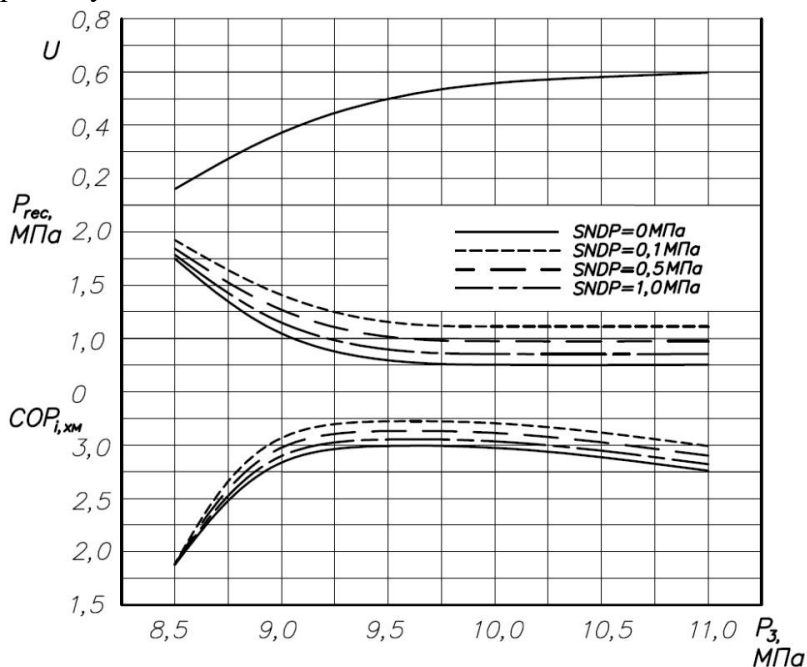


Рисунок 4.28 – Зміни режимних параметрів залежно від тиску активного потоку на вході в ежектор:

U – коефіцієнт ежекції; $P_{rec} = P_1 = P_B$ – підвищення тиску пасивного потоку; $COP_{i, хм}$ – коефіцієнт перетворення за індикаторною потужністю циклу в режимі холодильної машини ($t_B = t_8 = 5^\circ\text{C}$; $t_3 = 40^\circ\text{C}$)

Як бачимо з графіків рисунка 4.28, максимальне значення коефіцієнта перетворення досягається за таких параметрів для умов ($t_b = 5\text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 40\text{ }^\circ\text{C}$):

$P_3 = 9,5\text{ МПа}$, $U = 0,5$, $P_{rec} = 1,1\text{ МПа}$, $SNPD = 0,5\text{ МПа}$.

Зв'язок між P_{rec} та $\Pi_{СП}$ можна подати у вигляді:

$$\Pi_{СП} = 1 + \frac{P_{rec}}{P_8}. \quad (4.122)$$

За температури кипіння у випарнику $P_b = P_8 = 5\text{ }^\circ\text{C}$ для максимального значення COP отримаємо $P_3 = 9,5\text{ МПа}$:

$$\Pi_{СП} = 1 + \frac{1,1}{3,969} = 1,277.$$

У праці [14] також показано, що збільшення температури t_3 призводить до істотного зниження коефіцієнта перетворення (рис. 4.29).

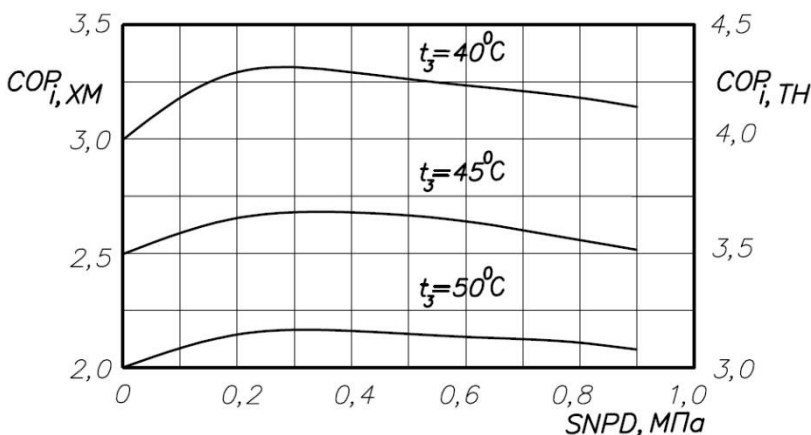


Рисунок 4.29 – Значення коефіцієнта перетворення за різних температур газу на вході в ежектор після газоохолоджувача

На рисунку 4.29 праворуч нанесена шкала $COP_{i, TH}$ для теплонасосного режиму циклу з ежектором за $t_3 = 5\text{ }^\circ\text{C}$ на основі балансового вираження $COP_{i, TH} = COP_{i, XM} + 1$, оптимальне значення COP знаходиться в інтервалі значень $SNPD = 0,3-0,4$. Зниження величини COP за зростання t_3

відбувається незважаючи на збільшення тиску відновлення P_{rec} (рис. 4.30).

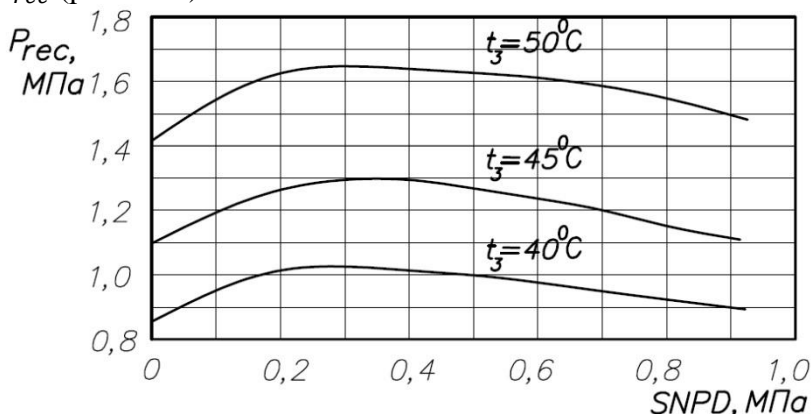


Рисунок 4.30 – Залежність $P_{rec} = f(SNPD)$ для різних значень температури газу на виході з газоохолоджувача

Із рисунка 4.30 випливає, що максимальні значення P_{rec} відповідають $SNPD = 0,3-0,4$, що й призводить до максимальних COP для такого самого інтервалу $SNPD$, зображених на рисунку 4.30.

Досягнення оптимальної величини $SNPD$ забезпечується за рахунок профілювання сопла пасивного потоку з вихідною швидкістю цього потоку, м/с,

$$w_9 = \sqrt{2 \cdot (SNPD) \cdot v_9}, \quad (4.123)$$

де $SNPD$, Па, v_9 , м³/кг – питомий об'єм пари CO₂ у стані 9.

Для температури кипіння у випарнику, що дорівнює 5 °С, оптимальні значення швидкості $w_9 = 76-90$ м/с.

На підставі розрахункових даних згідно з рисунком 4.28 бачимо, що за зміни тиску P_3 і незмінності температури t_3 функціональний зв'язок між коефіцієнтом ежекції та відношенням тиску змішаного і пасивного

потоків із використанням рівняння 4.122 ($P_{СП} = 1 + \frac{P_{rec}}{P_3}$) може бути поданий графіком (рис. 4.31).

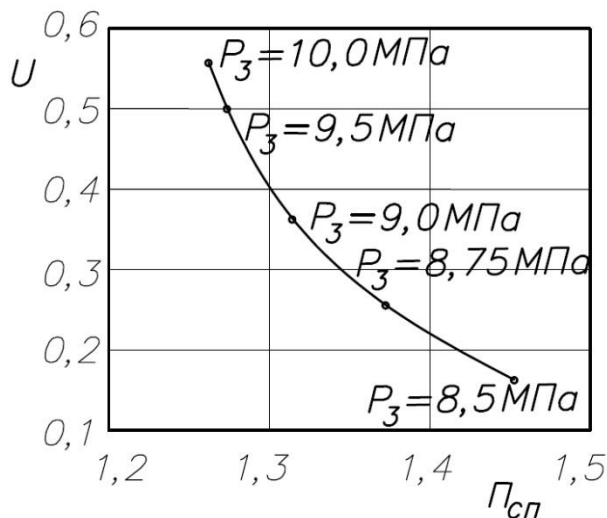


Рисунок 4.31 – Розрахункова залежність $U = f(\Pi_{СП})$ за $t_b = 5^\circ\text{C}$, $t_3 = 40^\circ\text{C}$, $SNPD = 0,3$ МПа

Аналогічні залежності можна побудувати за інших значень для температури кипіння у випарнику t_b і температури газу перед робочим соплом, t_3 . У результаті для ежектора прийнятої (або розрахованої) геометричної форми одержимо універсальну характеристику робочого процесу ежектора, яку потім використовують для розрахунку характеристик холодильного або теплонасосного режиму розглядуваного термотрансформатора.

Порівняння циклу з ежектором і базового циклу одноступінчастого стиснення за даними [14] має вигляд, наведений на рисунку 4.32.

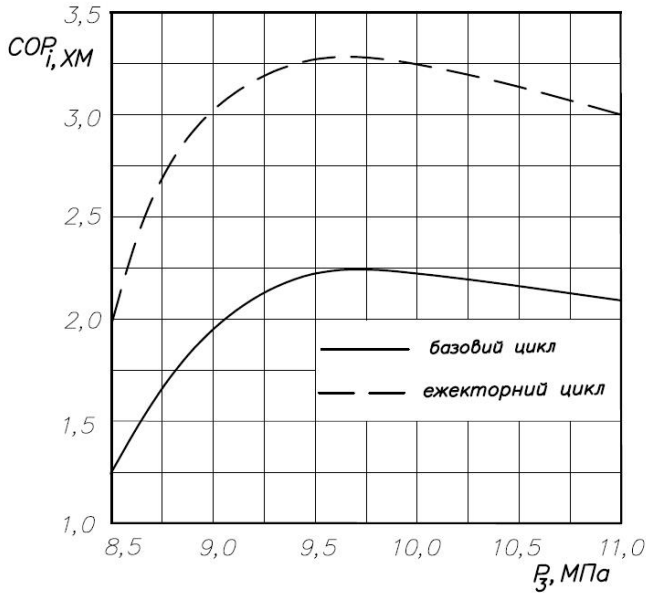


Рисунок 4.32 – Порівняння енергоефективності ежекторного циклу з базовим за величиною коефіцієнта перетворення для режиму холодильної машини, $t_B = 5\text{ }^\circ\text{C}$; $t_3 = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $SNPD = 0,3\text{ МПа}$

Як бачимо з наведеного графіка, максимальний коефіцієнт перетворення ежекторного циклу на 45 % вищий від максимального COP для базового циклу в режимі холодильної машини.

Для теплонасосного режиму збільшення максимального коефіцієнта перетворення становитиме

$$\frac{COP_{i,ТН} - COP_{i,ТН}^B}{COP_{i,ТН}^B} = \frac{4,27 - 3,25}{3,25} = 0,314 \text{ (31,4 \%)}.$$

Крім того, варто зазначити, що оптимальний тиск P_3 для ежекторного циклу менший, ніж для базового.

Розрахунок режимних параметрів циклу

Завдання на розрахунок режимних параметрів теплового насоса, що працює за інжекторним циклом повинне містити:

- теплопродуктивність \dot{Q}_T ;
- температури нагрівального середовища для вторинного контуру t_{1c} та t_{2c} ;
- температури утилізованого середовища первинного контура t_{1y} та t_{2y} .

Як і для інших циклів на R744, температура кипіння пов'язана з температурою утилізованого середовища на вході у випарник таким виразом:

$$t_b = t_8 = t_{1y} - (8-10) \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температури R744 на вході t_2 та виході t_3 для газоохолоджувача дорівнюють:

$$t_2 = t_{2c} + (8-10) \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_3 = t_{1c} + (8-10) \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для визначення тиску P_2 необхідно спочатку обчислити тиск P_1 або шляхом використання вищенаведених графіків за даними [14], або виконати розрахунок ежектора за спеціальною програмою. Беручи оптимальні величини SNPD і P_{rec} , одержуємо

$$P_1 = P_b + P_{rec}.$$

Знаючи положення точки 1 за ізоентропою, визначимо положення точки 2s на ізобарі P_{2s} з урахуванням різниці температур між холодоагентом і нагрівальним середовищем у газоохолоджувачі:

$$t_{2s} = t_{2c} + 5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

У цьому разі ізобара P_{2s} і буде ізобарою P_2 , яку необхідно знайти.

Тиск у стані точки 3 береться з урахуванням газодинамічного опору газоохолоджувача $P_3 = 0,98 P_2$.

Температура у стані точки 2 визначається після розрахунку питомої ентальпії в цій точці h_2 .

Питома індикаторна робота компресора, кДж/кг,

$$l_{i,k} = h_2 - h_1,$$

де h_2 – питома ентальпія в стані точки 2 визначається на базі прийнятого значення адіабатного к. к. д. компресора $\eta_{s,k}$. Згідно з [14] $\eta_{s,k}$ може бути обчислена для CO_2 за формулою

$$\eta_{s,k} = 1,003 - 0,121 \left(\frac{P_2}{P_1} \right), \quad (4.124)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{s,k}}, \text{ кДж/кг.} \quad (4.125)$$

Для заданої теплопродуктивності в режимі теплового насоса \dot{Q}_T визначимо масову витрату газу через газоохолоджувач:

$$\dot{m}_{го} = \dot{Q}_T / (h_2 - h_3), \text{ кг/с,}$$

де h_2 береться з розрахунку за рівнянням 4.125, а h_3 – за діаграмою (або за табличними даними) для обраної температури t_3 за $P_3 = 0,98 \cdot P_2$.

Масова продуктивність $\dot{m}_{го}$ є масовою витратою активного потоку через робоче сопло ежектора: $\dot{m}_A = \dot{m}_{го}$.

Масову продуктивність пасивного потоку, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$, визначається через коефіцієнт ежекції:

$$\dot{m}_п = \frac{\dot{m}_A}{U}.$$

Для умов перевиробництва пари в ежекторі та повного поділу фаз у сепараторі масова продуктивність через випарник дорівнює масовій продуктивності пасивного потоку: $\dot{m}_в = \dot{m}_п$.

Теплове навантаження на випарник, кВт,

$$\dot{Q}_в = \dot{m}_в \cdot (h_8 - h_7),$$

де $h_7 = h_{6'}$.

Індикаторна потужність компресора, кВт,

$$N_{i, k} = \dot{m}_A \cdot l_{i, k}.$$

Ефективна потужність компресора

$$N_{e, k} = N_{i, k} / \eta_{\text{мех}}^k,$$

де $\eta_{\text{мех}}^k = 0,95$ – механічний к. к. д. компресора.

Коефіцієнт перетворення в теплонасосному режимі

$$COP_{i, \text{тн}} = \dot{Q}_T / N_{i, k},$$

$$COP_{e, \text{тн}} = \dot{Q}_T / N_{e, k}.$$

У питомих величинах

$$COP_{i, \text{тн}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}, \quad (4.126)$$

$$COP_{e, \text{тн}} = COP_{i, \text{тн}} / \eta_{\text{мех}}^k. \quad (4.127)$$

Ексергетична ефективність циклу (за ефективною потужністю компресора)

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_{2c} - E_{1c}}{N_{e, k} + (E_{1y} - E_{2y})}. \quad (4.128)$$

Розрахунок потоків ексергії, що входять до рівняння для ексергетичної ефективності, проводиться за рівняннями, викладеними в підпункті 4.4.2.

Ексергетичну ефективність циклу, а також деструкцію і втрати ексергії можна визначити, зокрема, і за параметрами холодоагенту:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_2 - E_3}{N_{e, k} + (E_8 - E_7)}, \quad (4.129)$$

$$E_D + E_l = (E_8 - E_7) + N_{e, k} - (E_2 - E_3). \quad (4.130)$$

Для ексергії продукту системи

$$E_p = E_2 - E_3 = \dot{m}_A [(h_2 - h_3) - T_{н. с} (S_2 - S_3)].$$

Для ексергії палива системи

$$E_F = N_{e,k} + (E_8 - E_7) = \frac{\dot{m}_A l_{i,k}}{\eta_{\text{мех}}^k} + U \dot{m}_A [(h_8 - h_{6'}) - T_{\text{н.с}}(S_8 - S_{6'})],$$

звідси

$$\varepsilon_{ex} = \frac{(h_2 - h_3) - T_{\text{н.с}}(S_2 - S_3)}{l_{i,k}/\eta_{\text{мех}}^k + U[(h_8 - h_{6'}) - T_{\text{н.с}}(S_8 - S_{6'})]}, \quad (4.131)$$

$$E_D + E_l = (1 - \varepsilon_{ex})E_F,$$

або

$$E_D + E_l = \frac{(1 - \varepsilon_{ex})\dot{m}_A l_{i,k}}{\eta_{\text{мех}}^k} + U[(h_8 - h_{6'}) - T_{\text{н.с}}(S_8 - S_{6'})]. \quad (4.132)$$

Рівняння 4.131 і 4.132 можна використовувати на стадії оптимізаційних розрахунків цього циклу.

При застосуванні компресорів поршневого типу на цій схемі (рис. 4.28) необхідно передбачити захист компресора від вологого ходу. Це може бути реалізовано двома основними схемними змінами:

- перегріванням пари в паровій порожнині сепаратора;
- введенням у схему після газоохолоджувача регенеративного теплообмінника.

Обидва варіанти змін подані на рисунках 4.33 та 4.34.

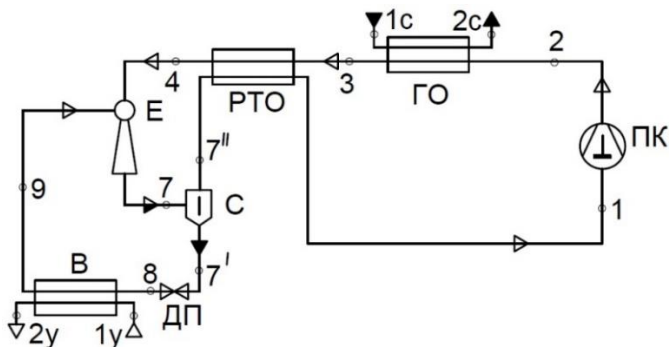


Рисунок 4.33 – Схема теплового насоса на R744 з двофазовим ежектором і регенеративним теплообмінником:

ПК – поршневий компресор; ГО – газоохолоджувач; РТО – повітрянагрівач; Е – ежектор; С – сепаратор; ДП – дросельний пристрій; В – випарник

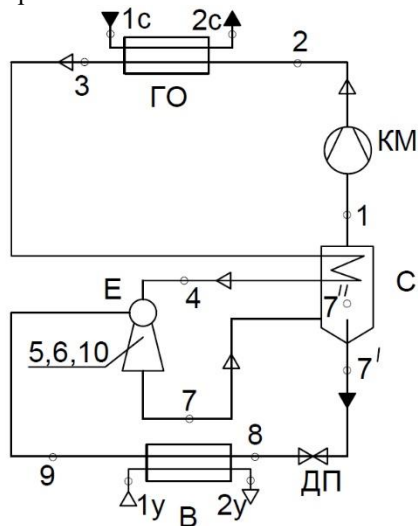


Рисунок 4.34 – Схема теплового насоса на R744 із двофазовим ежектором та перегріванням в сепараторі: КМ – компресор; ГО – газоохолоджувач; С – сепаратор із секцією пароперегрівача ПП; Е – двофазовий ежектор; В – випарник; ДП – дросельний пристрій

Для обох схем термодинамічний цикл має однакові процеси і конфігурацію (рис. 4.35). Для схеми з перегріванням пари в сепараторі набуває менших значень ($\Delta t_{oh} = t_1 - t_{7''} = 2-3 \text{ }^\circ\text{C}$), ніж для схеми з регенеративним теплообмінником.

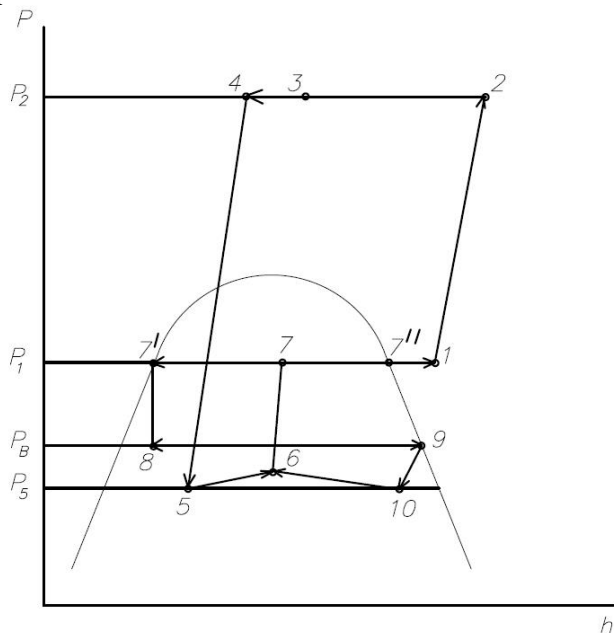


Рисунок 4.35 – Термодинамічний цикл теплового насоса на R744 із двофазовим ежектором та перегріванням пари перед компресором

Розрахунок параметрів цього циклу мало відрізняється від наведеного вище для циклу перегрівання пари перед компресором. Коригування розрахунку полягає в залученні балансового рівняння для регенеративного теплообмінника або пароперегрівача у вигляді

$$h_1 - h_{7''} = h_3 - h_4.$$

За задання величини перегрівання Δt_{oh} обчислюємо значення ентальпії в точці 4, тобто енергетичний рівень активного потоку на вході в ежектор.

Включення до циклу ежекторного ступеня можна реалізувати і для комбінованого варіанта циклу на R744. Схемне рішення і процеси для комбінованого циклу на діоксиді вуглецю подані на рисунках 4.36 і 4.37.

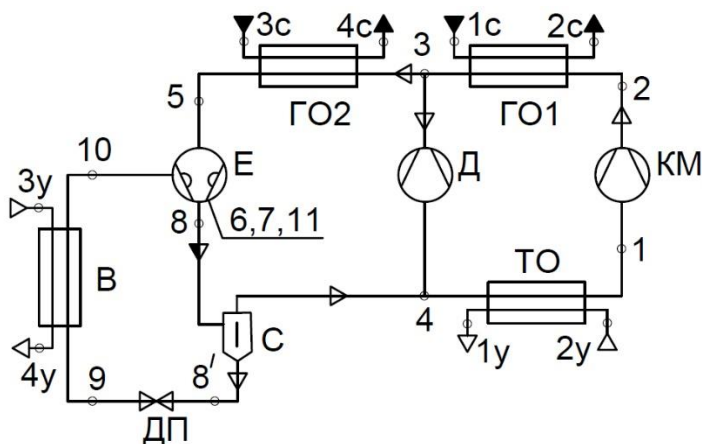


Рисунок 4.36 – Схема теплового насоса, що працює за комбінованим циклом із двофазовим ежектором:

КМ – компресор; Д – детандер; ГО1, ГО2 – газоохолоджувач; Е – ежектор; В – випарник; С – сепаратор; ДП – дросельний пристрій; ТО – теплообмінник

Відповідно до цієї схеми холодоагент (R744) після стиснення в компресорі й охолодження в газоохолоджувачі ГО1 поділяється на два потоки: детандерний і активний робочого сопла ежектора (motiv nozzle). Цей поділ характеризується відповідними частками M і $1-M$, а саме:

$$\dot{m}_d = (1 - M) \cdot \dot{m}_a, \quad (4.133)$$

$$\dot{m}_{mot} = M \cdot \dot{m}_a, \quad (4.134)$$

де \dot{m}_a – масова витрата холодоагенту через компресор.

На виході з ежектора змішаний потік стану 8 поділяється в сепараторі на парову і рідинну фази. Парова частина потоку зі станом 4 змішується з вихідним детандерним потоком і через теплообмінник ТО проходить сумарний потік із масовою витратою \dot{m}_a . Рідина, що виходить із сепаратора, надходить на дроселювання, процес 8–9, і кипить у випарнику, процес 9–10. Потік пари стану 10 є пасивним потоком для ежектора з позначенням \dot{m}_b (витрата через випарник). Зв'язок активного і пасивного потоків через коефіцієнт ежекції дозволяє записати:

$$\begin{aligned} \dot{m}_b &= U \cdot \dot{m}_{mot} \\ \text{або} \\ \dot{m}_b &= U \cdot M \cdot \dot{m}_a. \end{aligned} \quad (4.135)$$

Використання рівняння 4.135 для визначення масової витрати холодоагенту через випарник \dot{m}_b пов'язане з розрахунком коефіцієнта ежекції і масової витрати через компресор та вибором частки M .

Для обчислення величини \dot{m}_a можна використовувати рівняння для теплопродуктивності теплового насоса з цього циклу, кВт:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a [(h_2 - h_3) + M(h_3 - h_5)]. \quad (4.136)$$

Коефіцієнт ежекції розраховують за спеціальними програмами або алгоритмами, наприклад [12], а також із використанням графічних залежностей (рис. 4.32).

Теплове навантаження на випарник, кВт,

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_b (h_{10} - h_9). \quad (4.137)$$

Теплове навантаження на теплообмінник, кВт,

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_a (h_1 - h_4). \quad (4.138)$$

Коефіцієнт перетворення за індикаторною потужністю

$$COP_{i,TH} = \frac{(h_2 - h_3) + M(h_3 - h_5)}{(h_2 - h_1) - (1 - M)(h_3 - h_4)}. \quad (4.139)$$

Коефіцієнт перетворення за ефективною потужністю

$$COP_{e,TH} = \frac{(h_2 - h_3) + M(h_3 - h_5)}{\frac{h_2 - h_1}{\eta_{мех}^k} - (1 - M)(h_3 - h_4)\eta_{мех}^d}. \quad (4.140)$$

Ексергетична ефективність циклу

$$\varepsilon_{ex} = \frac{(E_{2c} - E_{1c}) + (E_{4c} - E_{3c})}{(E_{2y} - E_{1y}) + (E_{3y} - E_{4y}) + (N_e^k - N_e^d)}, \quad (4.141)$$

де E_j – ексергія j -го потоку у відповідних точках (1с, 2с, ..., 4у) визначається за параметрами нагрівального та утилізованого середовища:

$$\Delta E_j = G_j \Delta e_j.$$

Наприклад, для газоохолоджувача ГО1

$$\Delta E_{го1} = E_{2c} - E_{1c} = G_c(e_{2c} - e_{1c}).$$

Ексергія потоків роботи (потужність на валу машин)

$$\begin{aligned} N_e^k &= \dot{m}_a(h_2 - h_1)/\eta_{мех}^k, \\ N_e^d &= (1 - M)\dot{m}_a(h_3 - h_4) \cdot \eta_{мех}^d. \end{aligned} \quad (4.142)$$

4.5 Компресорно-детандерні агрегати ротаційного типу для повітряних теплових насосів

4.5.1 Загальна характеристика

Необхідно відзначити надзвичайно мале поширення повітряних теплових насосів, незважаючи на їх екологічну перевагу порівняно з тепловими насосами, що працюють із використанням холодагентів HFC- і HCFC-типу. Основна причина такої обставини полягає в тому, що повітряні теплові насоси базуються на турбомашиних високої продуктивності, які є достатньо складною і дорогою технікою. Для теплопродуктивності, меншої ніж 50 кВт, турбоагрегати не проектується, зважаючи на низькі значення к.к.д. і труднощі забезпечення високих швидкостей обертання ротора.

Що стосується повітряних компресорно-детандерних агрегатів на базі поршневіх машин, то подібні розробки для теплових насосів взагалі відсутні, з огляду на необхідність змащення робочої порожнини і примусового клапанного газорозподілу детандера.

У зв'язку з розробленням і застосуванням у компресорній техніці нових антифрикційних композитних матеріалів [15, 16] виникла можливість створення ротаційно-пластинчастих компресорів і детандерів без змащення робочої порожнини. Ця обставина і є основною передумовою застосування зазначеного типу машин для теплонасосної техніки при використанні повітря як робочого середовища.

Ідея застосування для повітряних теплових насосів компресорно-детандерних агрегатів ротаційно-пластинчастого типу запропонована достатньо давно, її реалізація висловлена у [17], проте інформація щодо

методів розрахунку таких систем у технічній літературі відсутня.

Основною особливістю термодинамічного опису процесів стиснення і розширення газу в ротаційно-пластинчастих машинах є необхідність обліку передавання газовому середовищу теплоти контактного тертя пластин. Інтенсивність зазначеного теплового потоку багато в чому залежить від режимних і конструктивних параметрів машин, антифрикційних властивостей матеріалу пластин і компоновальних рішень при агрегуванні компресора і детандера.

Із численних варіантів схемних рішень ротаційно-пластинчастих агрегатів найраціональнішими є дві такі схеми, що зображені на рисунках 4.39 і 4.40.

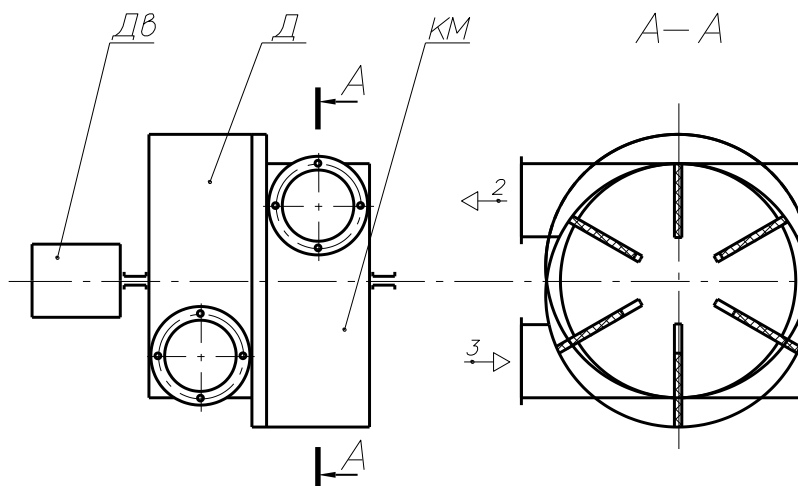


Рисунок 4.38 – Компресорно-детандерний агрегат роздільного розміщення робочих порожнин:

КМ – компресор; *Д* – детандер; *Дв* – двигун; *1* – вхід повітря до компресора; *2* – вихід повітря із компресора; *3* – вхід повітря до детандера; *4* – вихід повітря із детандера

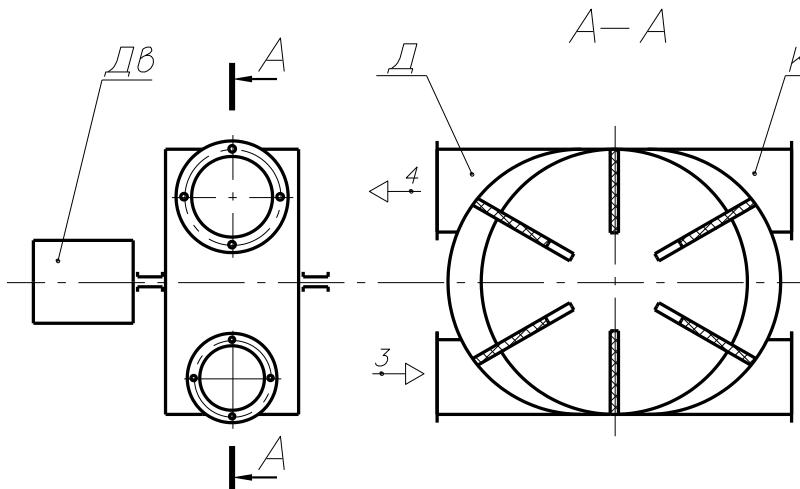


Рисунок 4.39 – Компресорно-детандерний агрегат суміщеного виконання робочих порожнин:

КМ – робоча порожнина компресії; *Д* – робоча порожнина розширення; *Дв* – двигун; *1* – вхід повітря до компресора; *2* – вихід стисненого повітря; *3* – вхід повітря до детандера; *4* – вихід повітря з детандера

В агрегаті на рис. 4.38 компресор і детандер послідовно розміщені на одному валопроводі, але з роздільним розміщенням роторів і корпусів циліндричної форми. Робочі порожнини компресора і детандера повністю роз'єднані одна від одної. Агрегати такого типу можуть бути виконані із застосуванням й інших типів ротаційних машин (гвинтових, спіральних, шестерінчастих та ін.).

Агрегатування компресора і детандера за схемою на рис. 4.39 має ряд істотних переваг і недоліків. До позитивних якостей можна віднести:

- компактність виробу;
- зниження потужності тертя за рахунок належності одного комплекту пластин як компресору, так і детандеру;
- хороша врівноваженість за рахунок симетричності порожнин;

– простота процесів збирання, розбирання і ремонту.

Поєднання робочих порожнин негативно впливає на такі процеси в агрегаті:

– виникають перетікання робочого середовища між компресором і детандером по зазорах у торцях машини і затисненому об'ємі;

– вирівнюються температури поверхонь робочих органів в обох порожнинах агрегата.

Необхідно також відзначити певні технологічні труднощі, пов'язані з виготовленням еліпсоподібного корпусу і кришок торців.

Використання за матеріал пластин композиційних карбопластиків (флубон-20, графелон та ін.) дозволяє підтримувати режим роботи ротаційно-пластинчастих машин без подавання мастила і без інтенсивних охолоджувальних систем. Неминуче за таких умов підвищення температури у зоні контакту, проте сприяє зниженню коефіцієнта тертя та його стабілізації за значення 0,07 в інтервалі температур 130–230 °С. Зазначене зниження коефіцієнта тертя, у свою чергу, впливає на стабілізацію температури в зоні контакту на поверхні корпусу і в пазах ротора. Відповідно до методики прогнозування температури в зоні тертя на контакті «пластина – робоча поверхня корпусу», розробленої на кафедрі холодильних і компресорних машин Сумського державного університету, були виконані розрахунки для ротаційно-пластинчастого вакуум-насоса РВН-6 з пластинами з флубону-20. На базі чисельного аналізу за зазначеною методикою був установлений характер залежності коефіцієнта тертя у всьому діапазоні температури робочої поверхні корпусу (рис. 4.40).

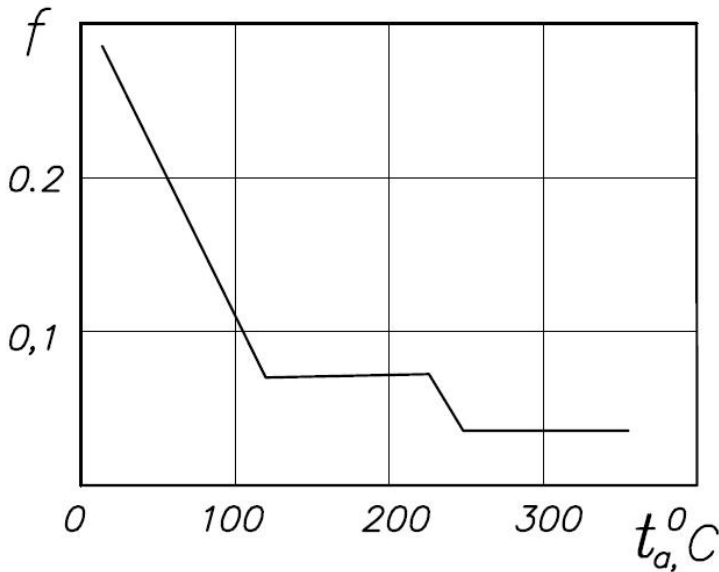


Рисунок 4.41 – Графік зміни коефіцієнта тертя за контакту «флубон – сталеве контртіло» від t_a температури робочої поверхні ротаційно-пластинчастої компресорної машини

Температурний стан робочої поверхні корпусу залежить від розподілу потужності тертя у вигляді теплових потоків, спрямованих до робочого газу і до охолоджувального середовища. Відповідно до балансу за стаціонарних умов можна записати вираз для потужності тертя

$$N_{TP} = \dot{Q}_{ox} + \dot{Q}_Г. \quad (4.143)$$

Позначимо частку теплоти, що відводиться у робочий газ,

$$\chi = \dot{Q}_Г / N_{TP}. \quad (4.144)$$

У загальному вигляді рівняння для \dot{Q}_{ox} та \dot{Q}_r мають вигляд

$$\dot{Q}_{ox} = k_{ox} (T_a - T_{ox}) F, \quad (4.145)$$

$$\dot{Q}_r = \alpha_r (T_a - T_r) F, \quad (4.146)$$

де T_a – середня температура поверхні контакту пластини з корпусом;

T_{ox} , T_r – середні температури охолоджувального середовища і робочого газу;

k_{ox} – коефіцієнт теплопередачі від внутрішньої стінки корпусу до охолоджуючого середовища;

α_r – середній коефіцієнт теплопередачі від поверхні до робочого газу;

F – розрахункова площа поверхні теплообміну.

Рівень температури поверхні контакту пластин T_a залежить від частки теплового потоку, що проходить до охолоджувального середовища. Для пластин із флубону 15/20 може бути використана залежність

$$T_a = 380 - 300(1 - \chi). \quad (4.147)$$

З урахуванням графіка на рисунку 4.40 діапазон оптимальних значень частки χ , що відповідають коефіцієнту тертя $f = 0,07$, становитиме

$$\chi_{opt} = 0,15 - 0,5,$$

де менші значення частки χ_{opt} відповідають меншим значенням температури T_a .

Величина потужності тертя визначається за формулою

$$N_{TP} = f \cdot p_k \cdot A \cdot u_k, \quad (4.148)$$

де p_k – контактний тиск у зоні тертя;

A – сумарна швидкість пластин на радіусі контакту;

u_k – лінійна швидкість пластин на радіусі контакту.

Нехтуючи середнім тиском газової плівки у зазорі між пластиною і корпусом, зважаючи на малі перепади тиску між всмоктуванням і нагнітанням, для розрахунків можна взяти

$$p_k = p_a, \quad (4.149)$$

де p_a – номінальний тиск пластини на корпус, який визначається з рівняння

$$p_a = M_{nl} \cdot \omega^2 R \cdot Z_{nl} / A, \quad (4.150)$$

де M_{nl} – маса пластини;

ω – кутова швидкість обертання ротора;

R – середній радіус контакту пластини відносно осі обертання ротора;

Z_{nl} – кількість пластин.

Після ряду перетворень рівняння (4.150) може бути записано у вигляді

$$p_a = 3,5 \cdot \rho_{nl} \bar{e} \cdot u_k^2, \quad (4.151)$$

де ρ_{nl} – густина матеріалу пластини, для флубону-20 $\rho_{nl} = 2100 \text{ кг/м}^3$;

$\bar{e} = e/R$ – відносний ексцентриситет ротора;

Згідно з [5] $\bar{e} = 0,11-0,15$.

Коефіцієнт «3,5» враховує співвідношення висоти пластини до ексцентриситету, що зазвичай використовують під час розрахунків геометричних параметрів.

Із урахуванням виразів 4.149 і 4.151 рівняння 4.148 записується у такій формі:

$$N_{TP} = 3,5 \cdot f \cdot \rho_{nl} \cdot Z_{nl} \bar{e} \bar{l} \bar{\delta} u_k^3 R^2, \quad (4.152)$$

де $\bar{l} = l/R$ – відносна довжина пластин;

$\bar{\delta} = \delta/R$ – відносна товщина пластин.

Згідно із 18 $\bar{l} = 3,4-8$, $\bar{\delta} = (0,5-1,0) \cdot \bar{e}$, $\delta = 3-12$ мм для неметалевих пластин, $u_k = 10-13$ м/с.

Для розрахунку циклу теплового насоса на базі ротаційно-пластинчастих машин необхідно знати величину питомого теплового потоку, що передається робочому газу від поверхні контактного тертя:

$$q_{TP} = \chi \frac{N_{TP}}{\dot{m}_r}, \quad (4.153)$$

де \dot{m}_r – масова витрата газу в машині, що може бути пов'язаний із геометричними і режимними параметрами виражається у такому вигляді:

$$\dot{m}_r = \lambda \cdot \rho_r \frac{C}{2\bar{u}} e l_u \omega R_u, \quad (4.154)$$

де λ – коефіцієнт подачі, тобто відношення дійсної об'ємної продуктивності за умов всмоктування до теоретичної;

ρ_r – густина газу за умовами всмоктування для компресора і за умовами випуску для детандера;

l_u – осьовий розмір циліндра, для розрахунків можна брати $l_u = l$;

R_u – радіус внутрішнього розточування циліндричного корпусу, $R_u = R + C$;

C – коефіцієнт, що враховує вплив кількості пластин на теоретичний об'єм всмоктування.

Для відносного ексцентриситету в інтервалі значень $\bar{e} = 0,1-0,15$ ця величина має такі значення:

$Z_{пл}$	6	8	10	12	>12.
C	12,2	12,3	12,4	12,5	4π

Після перетворень рівняння 4.154 може бути записане у вигляді

$$\dot{m} = \frac{C}{2\pi} \lambda \cdot \rho_{\Gamma} \cdot \bar{e} (1 + \bar{e}) \cdot \bar{l} \cdot u_{\kappa} \cdot R^2. \quad (4.155)$$

Після підставлення 4.152 і 4.155 в 4.153 одержимо

$$q_{TP} = \chi \cdot \frac{7\pi \cdot f \cdot Z_{nl}}{\lambda \cdot C} \cdot \frac{\rho_{nl}}{\rho_{\Gamma}} \cdot \frac{\bar{\delta}}{1 + \bar{e}} u_{\kappa}^2. \quad (4.156)$$

Величини, що входять до рівняння 4.156, практично не вимагають попереднього визначення і також входять до групи рекомендованих параметрів ротаційно-пластинчастих машин для стиснення і розширення газів.

Для пластин із флубону ($Z_{nl} = 8$, $\chi = 0,5$) значення питомої теплоти від тертя розміщується в межах $q_{TP} = 10\text{--}12$ кДж/кг.

Більш точний розрахунок q_{TP} може бути виконаний на базі конструктивних і режимних параметрів спроектованого компресора або детандера згідно із методикою [15].

4.5.2 Розрахункова методика

За розрахункову схему повітряного теплового насоса з використанням компресорно-детандерного агрегата ротаційно-пластинчастого типу беремо схему, зображену на рисунку 4.4.

Безпосередньо сам агрегат, який використовується у даному схемному рішенні, може бути виконаний у різних конфігураціях. У наведеній розрахунковій методиці основним є алгоритм визначення режимних параметрів для агрегата з роздільним розміщенням робочих порожнин. Для схеми суміщеного виконання робочих порожнин компресора і детандера (рис. 4.41) до загальної розрахункової методики вносять доповнення, що характеризують особливості цієї схеми.

Наявність у цих машинах смугового джерела тепла на поверхні контакту пластин із корпусом свідчить про некоректність застосування адіабатної моделі, прийнятої при розрахунках для машин динамічного принципу дії (турбомашин).

Для опису термодинамічних процесів реального циклу із застосуванням компресорно-детандерного агрегата ротаційно-пластинчастого типу використовують шлях визначення умовних показників політроп стиснення і розширення, що враховує наявність технічної роботи, теплообміну і внутрішнього необоротного тертя. На рисунку 4.41 подана модель розімкненого циклу повітряного теплового насоса на базі даних агрегатів згідно зі схемою рисунка 4.4, але з внесенням змін в індексацію процесу в детандері (замість позначення стану на виході точкою 5, беремо точку 4).

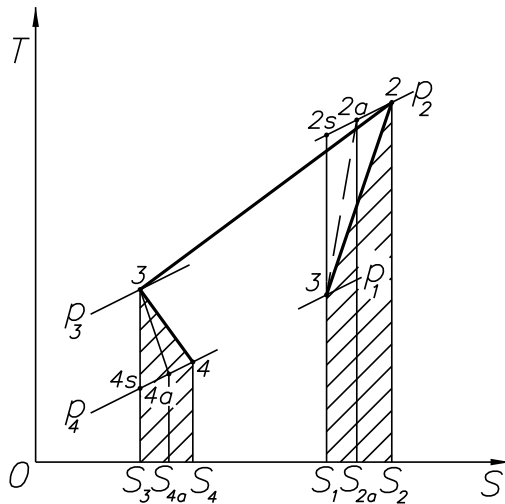


Рисунок 4.41 – Модель циклу повітряного теплового насоса

За поданою моделлю передбачають умови роботи теплового насоса у межах термічних параметрів повітря, що відповідають ідеально-газовому стану. В цьому разі ізотерми та ізоентальпи у наведеній діаграмі збігаються. На рисунку зображені такі процеси для компресора і детандера:

$1-2s$ – ізентропійний процес $s_1 = const$, що проходить без теплообміну з навколишнім середовищем і без дисипації та втрат енергії (ідеальний адіабатний процес у компресорі);

$1-2a$ – дійсний процес у компресорі за умови відсутності теплообміну з навколишнім середовищем (зовнішніми джерелами);

$3-s$ – ізентропійний процес у детандері (адіабатні умови і без втрат);

$3-4a$ – дійсний процес у детандері за адіабатних умов проходження;

$3-4$ – дійсний процес у детандері із зовнішнім теплообміном (із підведенням тепла до газу).

Дисипована енергія і відповідна їй теплота, підведені до газу в процесах $1-2a$ і $3-4a$ для компресора і детандера еквівалентні площам $s_{1-1-2a-s_{2a}}$ і $s_{3-3-4a-s_{4a}}$, що розміщені під лініями процесів $1-2a$ і $3-4a$.

Зображені на рисунку 4.41 заштриховані площі $s_{1-1-2-s_2}$ і $s_{3-3-4-s_4}$ відповідають питомим кількостям теплоти, q_{1-2} і q_{3-4} , що підсумовують теплоту дисипованої енергії в робочих процесах газового середовища в машинах і теплоту, підведену до газу від поверхонь тертя,

$$q_{1-2} = q_{1-2}^{\text{disc}} + q_{1-2}^{\text{mp}}, \quad (4.157)$$

$$q_{3-4} = q_{3-4}^{\text{disc}} + q_{3-4}^{\text{mp}}. \quad (4.158)$$

Для визначення дисипаційної складової в цих рівняннях можуть бути використані закономірності адиабатних процесів ідеального газу

$$q_{1-2}^{disc} = (h_{2s} - h_1) \left(\frac{1}{\eta_S^{KM}} - 1 \right), \quad (4.159)$$

$$q_{3-4}^{disc} = (h_{2s} - h_{4s}) (1 - \eta_S^D), \quad (4.160)$$

де η_S^{KM} , η_S^D – адиабатні к. к. д. компресора і детандера.

На основі рівняння 4.160 запишемо вирази для визначення складової зовнішнього теплоприпливу, обумовленого тертям пластин:

$$q_{1-2}^{mp} = \chi_{KM} \frac{N_{TP}^{KM}}{\dot{m}_{KM}}, \quad (4.161)$$

$$q_{3-4}^{mp} = \chi_D \frac{N_{TP}^D}{\dot{m}_D}, \quad (4.162)$$

де індекси «*KM*» і «*D*» позначають належність величин до компресора або детандера для роздільної схеми їх розміщення в агрегаті.

Під час розрахунків за схемою поєднання робочих порожнин компресора і детандера використовують рівняння, що характеризує спільність підведення теплоти контактного тертя до газу:

$$q_{1-2}^{mp} + q^{mp} = q_{TP}. \quad (4.163)$$

Права частина у рівнянні 4.163 обчислюється за залежністю 4.156 з усередненням коефіцієнтів подачі для компресорної та детандерної порожнин.

Допускаючи рівність середніх ізобарних теплоємностей повітря в інтервалах температур поверхні

тертя і температур газу, можна записати співвідношення між q_{1-2} і q_{3-4} у вигляді

$$\frac{q_{1-2}^{mp}}{q_{3-4}^{mp}} = \frac{T_a^{KM} - 0,5(T_1 + T_2)}{T_a^D - 0,5(T_3 + T_4)}. \quad (4.164)$$

Стосовно схеми суміщеного виконання робочих порожнин у рівнянні 4.164 дотримується рівність

$$T_a^{KM} = T_a^D = T_a. \quad (4.165)$$

Реальність процесів у компресорі й детандері, як було зазначено вище, доцільно розглядати у політропному наближенні, для цього введемо такі позначення:

n – середній показник політропи стиснення у компресорі;

m – середній показник політропи розширення в детандері;

$\eta_{\Pi}^{KM} = \eta_{\Pi}^D = \eta_{\Pi}$ – політропний к. к. д. машин агрегата;

$\chi_{KM} = \frac{n-1}{n}$ – показник степеневих функцій для компресора;

$\chi_D = \frac{m-1}{m}$ – показник степеневих функцій для детандера.

Визначення необхідного тиску нагнітання компресора за відомих температур T_1 і T_2 виконують за залежністю

$$P_2 = \exp\left(\frac{\ln T_2 - \ln T_1}{\chi_{KM}} + \ln p_1\right). \quad (4.166)$$

Для детандера базовим параметром розрахунку є температура повітря на виході T_4 , що обчислюється за формулою

$$T_4 = \frac{T_3}{\exp\left(\chi_D \ln \frac{P_3}{P_4}\right)}. \quad (4.167)$$

Для визначення питомої роботи компресора l_{KM} і детандера l_D використовують балансові рівняння енергії у вигляді

$$l_{KM} = (h_2 - h_1) - q_{1-2}^{mp}, \quad (4.168)$$

$$l_D = (h_3 - h_4) + q_{3-4}^{mp}. \quad (4.169)$$

Із цих рівнянь можна записати вирази, на базі яких обчислюються шукані показники статичних функцій для компресора і детандера:

$$\frac{q_{1-2}^{mp}}{h_2 - h_1} = 1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{II}^{KM} \cdot \chi_{KM}}, \quad (4.170)$$

$$\frac{q_{3-4}^{mp}}{h_3 - h_4} = 1 - \frac{k-1}{k \cdot \eta_{II}^D \cdot \chi_D} - 1. \quad (4.171)$$

За відсутності зовнішніх теплоприпливів до газу, тобто при $q_{1-2}^{mp} = q_{3-4}^{mp} = 0$ рівняння 4.170 і 4.171 зводяться до відомої залежності:

$$\frac{k-1}{k \cdot \eta_{II}^{KM}} = \frac{n-1}{n}, \quad \frac{k-1}{k \cdot \eta_{II}^D} = \frac{m-1}{m}.$$

У технічному завданні на проектування компресорно-детандерного агрегата для повітряного теплового насоса повинні бути задані такі параметри:

* масова витрата повітря, циркулюючого через агрегат;

* тиск і температура всмоктування в компресор і температура нагнітання;

* теплове навантаження на теплообмінник;

* температура і тиск на вході до детандера і тиск випускання повітря з детандера.

Для схем із будь-яким компонованням робочих порожнин компресора і детандера вибираємо ряд додаткових параметрів:

* матеріал пластин, коефіцієнт тертя f та відповідну цьому коефіцієнту температуру контакту поверхні T_a , частку χ і лінійну швидкість ковзання пластин u_k ;

* коефіцієнти подачі компресора і детандера;

* кількість пластин і відносні величини основних геометричних параметрів;

* адіабатні та політропні к. к. д.

На базі перелічених даних за рівнянням 4.156 виконаємо розрахунок q_{1-2}^{mp} і q_{3-4}^{mp} для схеми роздільного виконання і q^{mp} – для схеми суміщеного виконання робочих порожнин.

Використовуючи значення q_{1-2}^{mp} з рівняння 4.170, визначимо показник χ_{KM} .

Для знаходження показника χ_{KM} необхідно обчислити питому ентальпію у точці 4:

$$h_4 = h_{4s} + q_{3-4}^{disc} + q_{3-4}^{TP}. \quad (4.172)$$

Шуканий тиск p_2 визначаємо з рівняння 4.166.

Для схеми суміщеного виконання робочих порожнин визначення показників політроп, тиску нагнітання і температури випуску базується на розв'язанні системи рівнянь (4.163), (4.164), (4.170), (4.171).

Енергетична ефективність цього теплового насоса оцінюється коефіцієнтом перетворення

$$\varphi = \frac{h_2 - h_3}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}}, \quad (4.173)$$

де $\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{мех}}^{\text{KM}} = \eta_{\text{мех}}^{\text{Д}}$ – механічний к. к. д. машин;

$\eta_{\text{пер}}, \eta_{\text{дв}}$ – к. к. д. передачі та приводного двигуна.

Розрахунок системи охолодження агрегата і конструктивних розмірів проводиться згідно з методиками, викладеними в [5, 15, 19].

Контрольні запитання до розділу 4

1 Екологічні переваги природних робочих речовин для теплових насосів.

2 Термодинамічні недоліки повітря як холодильного агента для теплових насосів.

3 У чому проявляється дуже низька щільність насиченої водяної пари на всмоктуванні в компресор?

4 Показники ОДР та GWP для діоксиду вуглецю.

5 Якій робочій речовині відповідає GWP = 1?

6 Якій робочій речовині відповідає ОДР = 1?

7 Термодинамічні особливості діоксиду вуглецю як робочої речовини теплового насоса.

8 Охарактеризуйте кожен процес у циклі повітряного теплового насоса (рисунок 4.1б).

9 Поясніть показники енергоефективності повітряних теплових насосів.

10 Функції економайзера у складі теплового насоса на R728.

11 Що таке економайзер?

12 Призначення сервісного потоку в економайзері теплового насоса.

13 Унаслідок яких причин масова витрата R728 через конденсатор теплового насоса більша, ніж через випарник?

14 Проблеми при створенні компресорів, що працюють на R728 у складі теплового насоса.

15 У чому полягає перевага теплового насоса, що працює на R728, при використанні проміжних посудин замість економайзерів?

16 Особливості проходження частини процесів у транскритичній області для теплового насоса на діоксиді вуглецю.

17 На чому базується вибір значення тиску на виході з компресора в циклі теплового насоса на R744?

18 Роль регенеративного теплообмінника в транскритичних циклах теплового насоса на R744.

19 Раціональність застосування детандерного розширення в теплових насосах на CO₂.

20 Пояснити наявність впливу на коефіцієнт перетворення теплового насоса на R744 та інтервалу нагрівання середовища вторинного контура.

21 Які переваги реалізуються в тепловому насосі, що працює за транскритичним комбінованим циклом на діоксиді вуглецю?

22 З'ясувати вплив величини частки дросельного потоку на режимні характеристики комбінованого циклу теплового насоса на R744.

23 Пояснити поняття «двофазовий ежектор».

24 Що є джерелом енергії для стиснення пари після випарника у двофазному ежекторі теплового насоса на R744?

25 Скласти рівняння балансу енергії для ежектора, що розв'язується відносно коефіцієнта ежекції.

26 Пояснити параметр ежектора SNPD та його вплив на коефіцієнт перетворення теплового насоса на діоксиді вуглецю.

27 Скласти схему і зобразити цикл у p, h -діаграмі для теплового насоса за рисунком 4.14 та доповнити його двофазовим ежектором перед компресором.

28 Скласти рівняння для розрахунку коефіцієнта перетворення двоступінчастого дросельного циклу на R744 із двофазовим ежектором.

29 Записати рівняння для теплових навантажень на теплообмінні апарати для теплового насоса на R744, що працює за схемою на рисунку 4.34.

Список літератури до розділу 4

1. Применение диоксида углерода в холодильных технологиях / Г. А. Горбенко, И. В. Чайка, П. Г. Гакая, Р. Ю. Турина // Технические газы. – 2009. – № 4. – С. 18–22.

2. Дьяченко О. В. Особенности применения двуокиси углерода в качестве рабочего вещества пароконденсаторных холодильных машин. Эффективные циклы и опыт внедрения в народном хозяйстве / О. В. Дьяченко // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – № 51 (4). – С. 4–10.

3. Мартыновский В. С. Тепловые насосы / В. С. Мартыновский. – Москва : Госэнергоиздат, 1955. – 191 с.

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

5. Сакун И. А. Холодильные машины / под ред. И. А. Сакуна. – Ленинград : Машиностроение, 1985. – 506 с.

6. Lear W. E. Design Considerations of Jet Pumps with Supersonic Two – Phase Flow and Shocks for Refrigeration and

Thermal Management Application / W. E. Lear, S. A. Sherf, J. M. Steadham // International Journal of Energy Research. – 2000. – Vol. 24. – P. 1373–1389.

7. Kandil S. M. Analysis of two-phase supersonic flow in jet pumps. Proceedings of FEDSM 2005 (2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition June 19–32). / S. M. Kandil, W. E. Lear, S. A. Sherif – Houston, TX, USA, 2005. – FEDSM2005-77476.

8. Милованов В. Н. Оптимизация схемных решений холодильных машин на CO₂ / В. Н. Милованов, Э. Вобст // Холод. – 2007. – № 5. – С. 42–47.

9. Соколов Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – 2-е изд. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 320 с.

10. Цегельский В. Г. Двухфазные струйные аппараты / В. Г. Цегельский. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2003. – 408 с.

11. Groll E. A. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector – expansion device / E. A. Groll // International Journal, of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28. – P. 766–773.

12. Шит Б. М. Расчет двухфазного эжектора для теплового насоса на диоксиде углерода / Б. М. Шит // Problemele Energeticiei Regionale. – 2010. – № 3 (14); P. 62–70.

13. Bulinski Z. Comparison of heterogenous and homogenous models of two-phase transonic compressible CO₂ flow through a heat pump ejector / Z. Bulinski, J. Smolka, A. Fic, K. Banasiak and A. A. Nowak // IOP Conference

Series : Materials Science and Engineering. – 2010. – Vol. 10. P. 1–9. doi:10.1088/1757-899X (10) 1/012019.

14. Zhang Z. Effect of Suction Nozzle Pressure Drop on the Performance of an Ejector-Expansion Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle / Z. Zhang, L. Titan // Entropy. – 2014. – № 16. – P. 4309–4321.

15. Фролов Е. С. Механические вакуумные насосы / Е. С. Фролов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 288 с.

16. Сиренко Г. А. Антифрикционные карбопластины / Г. А. Сидоренко. – Киев : Техника, 1985. – 195 с.

17. Рей Д. Тепловые насосы / Д. Рей. – Москва : Энергоиздат, 1982. – 224 с.

18. Быков А. В. Холодильные компрессоры : справочник / А. В. Быков. – Москва : Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 280 с.

19. Головницов А. Г. Ротационные компрессоры / А. Г. Головницов. – Москва : Машиностроение, 1964. – 315 с.

Навчальне видання

**Арсеньєв Вячеслав Михайлович,
Мелейчук Станіслав Станіславович**

ТЕПЛОВІ НАСОСИ: ОСНОВИ ТЕОРІЇ І РОЗРАХУНКУ

Навчальний посібник

Художнє оформлення обкладинки С. С. Мелейчука
Редактор М. Я. Сагун
Комп'ютерне верстання Г. Ф. Петренко

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 21,16. Обл.-вид. арк. 21,97. Тираж 300 пр. Зам №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.



Арсеньєв Вячеслав Михайлович,
кандидат технічних наук, професор,
академік Міжнародної академії холоду,
відмінник освіти України,
професор кафедри технічної
теплофізики Сумського державного
університету



Мелейчук Станіслав Станіславович,
кандидат технічних наук, доцент,
доцент кафедри технічної теплофізики
Сумського державного університету.
[linkedin.com/in/stanislavmelechuk/](https://www.linkedin.com/in/stanislavmelechuk/)