

Міністерство освіти і науки України

Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій

Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

за освітньо-професійною програмою

"Холодильні машини і установки"

зі спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування"

на тему «Пароежекторна холодильна машина з геліосистемою нагрівання теплоносія з параметрами: $\dot{Q}_x = 5 \text{ кВт}$; $T_k = 303 \text{ К}$; $T_0 = 268 - 273 \text{ К}$ »

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

В. М. Арсеньєв

Здобувач

Г. А. Леоньков

Суми 2021

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. ГЕЛІОТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ ДЛЯ НАГРІВАЛЬНИХ ЦІЛЕЙ	5
1.1 Застосування сонячної енергії	5
1.2 Сонячні колектори	9
1.3 Системи сонячного гарячого водопостачання	14
2. ВИБІР СХЕМНОГО РІШЕННЯ	18
3. РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ПАРОЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ (ПЕХМ).....	21
3.1 Вибір вхідних даних.....	21
3.2 Розрахунок циклу на базі холодоагенту R600	25
3.3 Розрахунок питомих та повних електричних навантажень	39
4. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ДЛЯ ПАРОГЕНЕРАТОРА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	42
4.1 Загальні положення	42
4.2 Розрахунок режимних параметрів системи додаткового нагріву в газовому бойлері	45
4.3 Розрахунок режимних параметрів системи с бавілентним нагрівом теплоносія	50
5. ПОКАЗНИКИ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....	53
6. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЖЕКТОРУ.....	58
6.1 Вихідні дані.....	58
6.2 Алгоритм розрахунку.....	59
6.3 Розрахунок основних параметрів ежектору.....	61
7. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	64
7.1. Вимоги охорони праці до розміщення холодильного обладнання	64

					ХК 12.00.00.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Леоньков Г. А.</i>			<i>Пароежекторна холодильна машина з геліосистемою нагрівання теплоносія з параметрами: $\dot{Q}_x = 5$ кВт; $T_k = 303$ К; $T_0 = 268 - 273$ К</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Арсеньев В. М.</i>				2	69	
<i>Н. Контр.</i>					СумДУ ХК-71/2Х			
<i>Затверд.</i>								

7.2. Правила експлуатації холодильної установки	65
ВИСНОВКИ.....	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.ГЕЛІОТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ ДЛЯ НАГРІВАЛЬНИХ ЦІЛЕЙ

1.1 Застосування сонячної енергії

Сонячне випромінювання – це електромагнітна енергія , яку дає нам сонце. Сонячна енергія насамперед дешева і вигідна, чиста і надходить постійно в дістатку, що робить її не менш важливою для людства на фоні вітрової та водної енергії.

Треба розуміти, що використання сонячної енергії у промислових або побутових масштабах має дуже багато плюсів:

- захист навколишнього середовища через відсутність викидів шкідливих речовин (газів);
- енергія є тепловою і абсолютно безкоштовною;
- установки та електростанції, які працюють на сонячних батареях є цілком безшумними;
- термін експлуатації сонячних установок становить більше 30 років, що є дуже тривалим;
- можливість виготовлення сонячних батарей або колекторів у побуті;
- можливість використання як основного, так і додаткового джерела постачання енергії;
- енергія не залежить від зовнішніх джерел енергії, що робить її автономною у роботі;
- постійні перепади електричної напруги відсутні;
- сонячні батареї і колектори легше споруджуються і встановлюються, ніж установки для традиційних способів енергопостачання;
- установки є самообслуговуючими, що значно полегшує життя людей, багато вільного часу, бо не треба подавати паливо.

Повний потік енергії, який дає Сонце, становить $3,9 \cdot 10^{26} \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Частота сонячного випромінювання, яке спрямоване на нашу планету, залежить від різних факторів, основними можна виділити такі:

- рівня атмосферного поглинання;
- розташування Сонця;
- кількості хмар;
- широтне розташування місцевості

Недоліком же використання сонячної енергії є той факт, що промені Сонця можуть поглинатися дрібними частинками в повітрі, навіть пилом.

Сонячні системи дають нам можливість просто і без перешкод отримувати енергію і задовольняти наші потреби екологічно чистим способом.

По способу використання енергію Сонця ділять на пасивну та активну.

Активна енергія підрозділяється на фотогальванічну и теплову.



Рис.1.1 Класифікація сонячної енергії за способом використання

Найбільш поширене використання теплової енергії - нагрівання води або повітря. Також можна використовувати її в інших цілях: обробка теплом харчових продуктів, сушка, розділення рідких сумішей на різні за складом фракції, отримання пару.

Фотогальванічна ж енергія використовується для отримання електрики. Відбувається це за рахунок наявності в складі кремнієвих елементів, саме вони дають можливість перетворити сонячну енергію в електричну. Раніше енергію застосовували відразу ж після отримання, проте з часом навчилися накопичувати енергію в акумуляторної системі і використовувати її в потрібний проміжок часу.



Рис.1.2 Панель фотоелементів

Сонячна енергія генерується двома основними способами:

1. Системи концентрованої сонячної енергії (CSP – Concentrated Solar Power) ґрунтуються на використанні дзеркал, які концентрують на собі сонячні промені. На рідину, яка розміщена в спеціальних ємностях, спрямовані промені Сонця, які доводять цю рідину до пароподібного стану, який в свою чергу своїм тепловим впливом призводить в рух турбіну, яка виробляє електроенергію. Технологія популярна на великих підприємствах, де велика кількість дзеркал передає промені на високу тонку вежу. Такі станції дуже зручні з точки зору можливості використання: навіть коли заходить Сонце, є термічне сховище, у якому деякий час можна зберігати енергію.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

2. За допомогою фотогальванічних елементів (PV – photovoltaic). Ці елементи – напівпровідники, які перетворюють сонячне світло в електричну енергію. Відбувається це за рахунок утворення фотоефекту, який отримуємо при впливі світла променів Сонця на неоднорідні структури напівпровідників. Енергія фотонів передається електронам цих пристроїв-напівпровідників.

Унікальність кремнієвого елемента полягає в тому, що при падінні світла на нього утворюються вільні електрони, які і є причиною появи електричного струму. Тому цей елемент на даний момент масово використовується у виробництві фотоелементів. Найбільш ефективний фотоелемент виходить при використанні в створенні хімічної сполуки миш'яку і галію (арсеніду галію). Коефіцієнт корисної дії при концентрованій сонячній радіації коливається в діапазоні 25-28%. Для космічних цілей виготовляють такі типи фотоелементів, у яких ККД може бути більше 30%.



Рис.1.3 Хімічний елемент Кремній

Цю сполуку також використовують для створення світлодіодів, інжекційних лазерів, СВЧ-генераторів. Пояснюється це тим, що кристали сильно легують кремнієм.

										Арк.
										8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ХК 12.00.00.00 ПЗ					

Під поняттям "пасивна сонячна енергія" мають на увазі енергію, яку використовують для опалення в архітектурно-будівельних елементах будівлі. Архітектори та інженери планують будівлю таким чином, щоб отримана сонячна енергія була спрямована всередину будівлі і акумулювалася там на певний проміжок часу, поки не знадобиться.

1.2 Сонячні колектори

Усі сонячні установки поєднує використання сонячного колектору.

Сонячний колектор поглинає сонячну радіацію, перетворюючи її на теплову. Є основою для будь-якою геліосистеми. Колектори поділяють на вакуумні, плоскі та колектори-концентратори.

Плоскі колектори зазвичай використовують в побуті для нагрівання води, тому що у співвідношенні ціна/якість є дуже простими та зручними. Особливістю плоских сонячних колекторів є те, що вони використовуються здебільшого в сонячних регіонах, так як у хмарну і несонячну погоду коефіцієнт корисної дії відчутно знижується. Головним недоліком є корозія, яка з'являється на селективному покритті абсорбера, що призводить до зниження ефективності всієї установки. Важливо відзначити, що при недотриманні температурного режиму, використовуючи колектори, може перегріватися абсорбер, що приведе до несправності установки.

Основними елементами конструкції плоских сонячних колекторів є:

- корпус, виготовлений з алюмінію;
- полікарбонат або захисне скло;
- розташований над адсорбером змійовик із мідними трубками;
- пластина адсорберу із міді, яка розміщується на всю площу корпусу.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принцип роботи плоских сонячних колекторів є такий: адсорбер нагрівається за рахунок сонячних променів, віддає теплову енергію змійовику, у якому протікає теплоносій.



Рис.1.4 Плоский сонячний колектор у побуті

Інший представник ринку сонячних установок - вакуумні колектори. Такі колектори виграють у плоских з точки зору можливостей: можуть збирати сонячні промені в будь-яку погоду, тобто дають незалежність від зовнішнього фактору.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

конденсат стікає вниз. Для підтримання постійного вакууму використовують барієвий газопоглинач. Нижній кінець вакуумної трубки покритий чистим барієм. Зроблене це для того, щоб шар барію поглинав вуглекислий газ, азот, кисень, водяну пару, водень, які виділяються з трубки під час зберігання і експлуатації.

Опалювальний контур відділений від трубок. Зроблено це для того, щоб при пошкодженні однієї з трубок, установка далі продовжила працювати в штатному режимі.

Резервуар-теплообмінник нагадує бойлер-накопичувач, саме в ньому накопичується і зберігається тепло. Складається з однієї або в більшості випадків декількох спіралей, призначених для теплообміну. Також компонентами системи є: насос, манометр (манометр), вентиль безпеки, набір, призначений для безпечного під'єднання до опалювальної системи, кран, який регулює кількість наливається води, клапан тиску і інші вентиля.

Система побудована таким чином, щоб до неї в потрібний момент часу, можна було під'єднати інші нагрівальні системи. в разі, якщо потрібно буде опалення і гаряча вода, то сонячна енергія рівномірно розподіляється між котлом і гарячим водопостачанням. При отриманні потрібної температури автоматична система перемикає подачу тепла на опалювальний контур.

Для стеження за температурним режимом і для вибору оптимального режиму роботи сонячного колектора використовують контролер.

Контролер має багато функцій:

- показує температуру в колекторі;
- показує температуру в резервуарі;
- показує температуру потоку теплоносія, який рухається назад;
- можливість встановити час включення і виключення опалювальної системи;

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

- можливість встановити потрібну температуру або ж часу, за який відбудеться додатковий нагрів в разі потреби:
- установка температури "антифризу";
- установка температури, при якій вмикається примусова циркуляція теплоносія;
- індикація датчиків, які могли бути пошкоджені при роботі установки.

Як і будь якою системи, у вакуумних колекторів є свої певні недоліки:

1. Експлуатація в країнах з морозними погодними умовами. Узимку вакуумні колектори частіше покриті снігом, ніж плоскі колектори.
2. У порівнянні з плоскими колекторами, вартість набагато вище, але ефективність збільшується незначно.
3. Покриття для поглинання кисню не дасть одразу виявити відсутність вакууму. Самого вакууму не видно, що призводить до ускладнень у використанні.

Колектори частіше за все розташовують на поверхні даху. У нашій країні клімат не дозволяє взимку як слід використовувати колектори, тому що частина буде закрита снігом. Проте інженери рекомендують встановлювати колектори вертикально, під кутом приблизно 60 градусів. Щоб з колекторів міг падати сніг, бажано звільнити простір під ними.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис.1.6 Основні елементи сонячних вакуумних колекторів

1.3 Системи сонячного гарячого водопостачання

Для будівництва окремих домів найчастіше використовують системи сонячного гарячого водопостачання з пасивною циркуляцією теплоносія. Такі системи поділяють на одноконтурні і двоконтурні.

Описати роботу одноконтурної термосифонної системи для нагріву води можна так:

- 1) сонячні промені проходять через скляне покриття колектору, відбувається процес нагріву панелі, та воду в її каналах;
- 2) при впливі температури щільність води стає менше, а нагріта рідина переміщається спочатку в верхню точку колектору, а потім і в бак-акумулятор;
- 3) в баку вода розшаровується в залежності від температури: холодна розміщується в нижній частині, а гаряча переходить у верхню точку;
- 4) Найхолодніша вода переміщається з нижньої частини бака по трубопроводу в нижню частину колектору;

У підсумку, за день, поки сонце знаходиться в активній фазі, бак повністю прогрівається. воду для використання відбирають з гарячих шарів, які розташовані у верхній частині бака. Відбувається це під тиском подачею холодної води в нижню частину бака, яка витісняє гарячу воду з бака [9].

У термосифонній системі нижня точка бака-теплоакумулятора повинна розташовуватися вище верхньої точки колектору і на відстані не більш ніж 3-4 м від колекторів. При насосній циркуляції бак-теплоакумулятор може розташовуватися довільно.

Двоконтурна відрізняється від одноконтурної наявністю замкнутого контуру, який складається з колекторів, баку-акумулятору, теплообмінника і трубопроводів. Цей контур заправляється незамерзаючим теплоносієм. У колекторі теплоносій нагрівається і надходить у верхню частину теплообмінника, віддаючи теплову енергію воді, яка знаходиться в баку. Далі теплоносій охолоджується і рушає вниз в колектори, постійно циркулює, якщо наявна сонячна радіація [9].

						ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
							15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

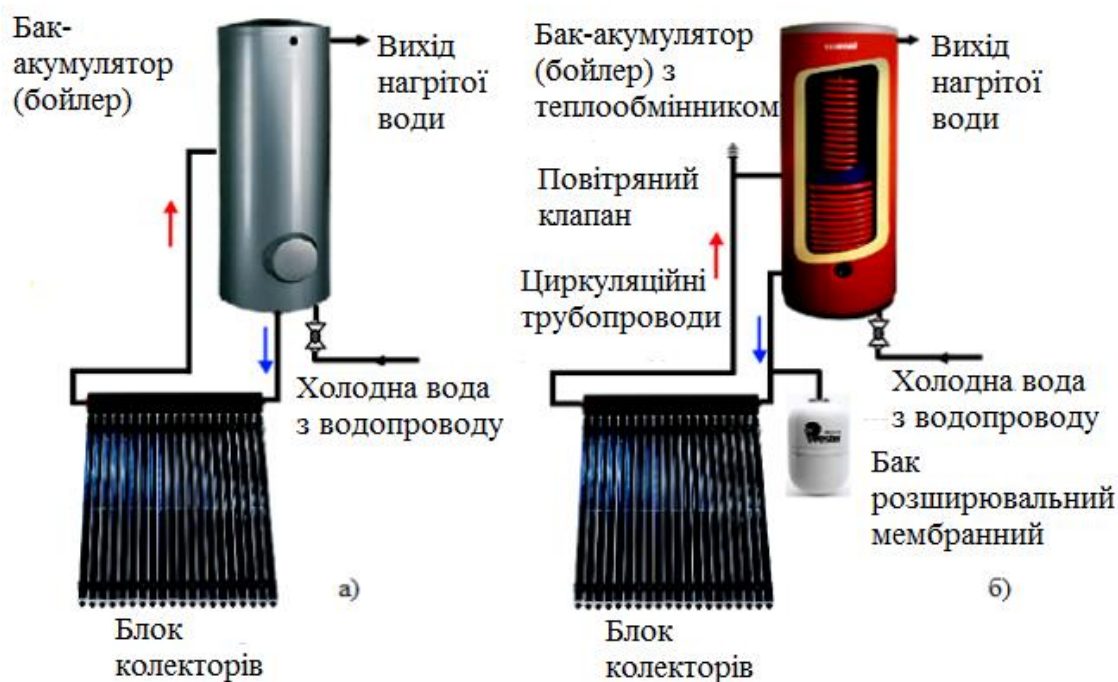


Рис.1.7 Принципові схеми систем сонячного гарячого водопостачання з пасивною циркуляцією теплоносія:

а) одноконтурна; б) двоконтурна

Розглянемо схему сонячного гарячого водопостачання з примусовою циркуляцією. Схема складається з таких компонентів:

1. Колектор.
2. Бойлер.
3. Контрольна панель.
4. Насос.
5. Розширювальний бак.
6. Джерело додаткового підігріву.
7. Вихід гарячої води.
8. Вхід холодної води.

Циркуляційний насос дозволяє помістити бак-теплоакумулятор у будь-якій частині приміщення. Напрямок природної циркуляції в колекторах повинен збігатися з напрямком руху теплоносія. Датчики температур установлені на

виході з колекторів і в бак. Вони керуються електронним блоком управління, який також керує увімкнення і ввімкнення насосу [9].

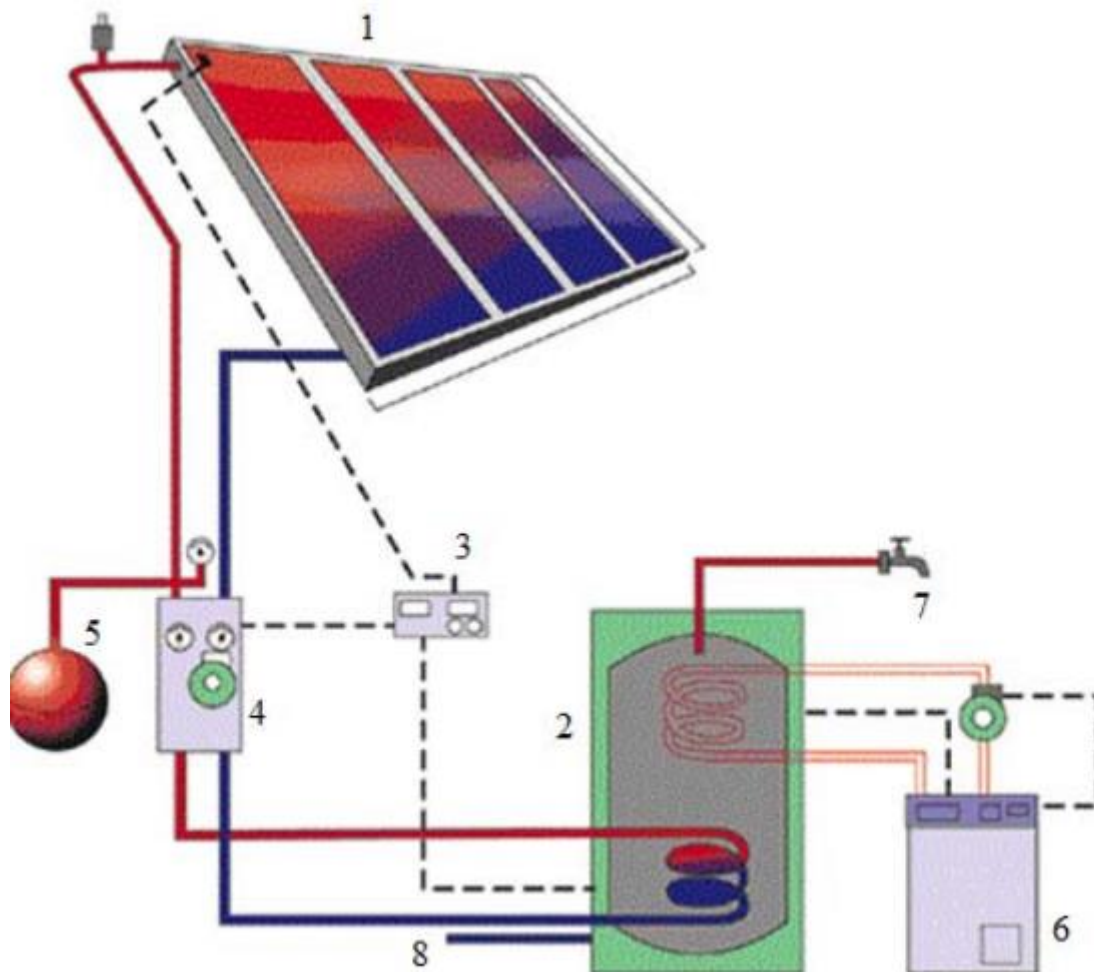


Рис.1.8 Схема системи сонячного гарячого водопостачання з примусовою циркуляцією теплоносія.

										Арк.
										17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ХК 12.00.00.00 ПЗ					

2. ВИБІР СХЕМНОГО РІШЕННЯ

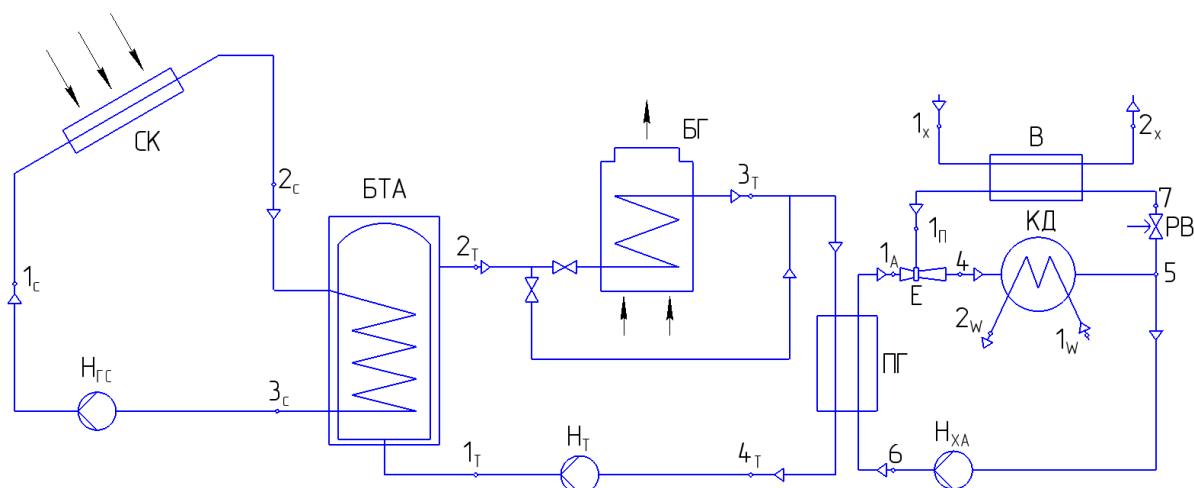


Рисунок 2.1. Функціональна схема ПЕХМ

Умовні позначення:

СК – сонячний колектор;

БТА – бак-теплоаккумулятор;

БГ – бойлер газовий;

ПГ – парогенератор;

КД – конденсатор;

В – випарник;

Е – ежектор;

РВ – регулювальний вентиль;

НГс – насос теплоносія геліосистеми;

НТ - насос проміжного теплоносія;

НХА- насос холодоагента.

I – контур геліосистеми;

II – контур проміжного теплоносія;

III – контур пароежекторної холодильної машини.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ХК 12.00.00.00 ПЗ

Арк.

18

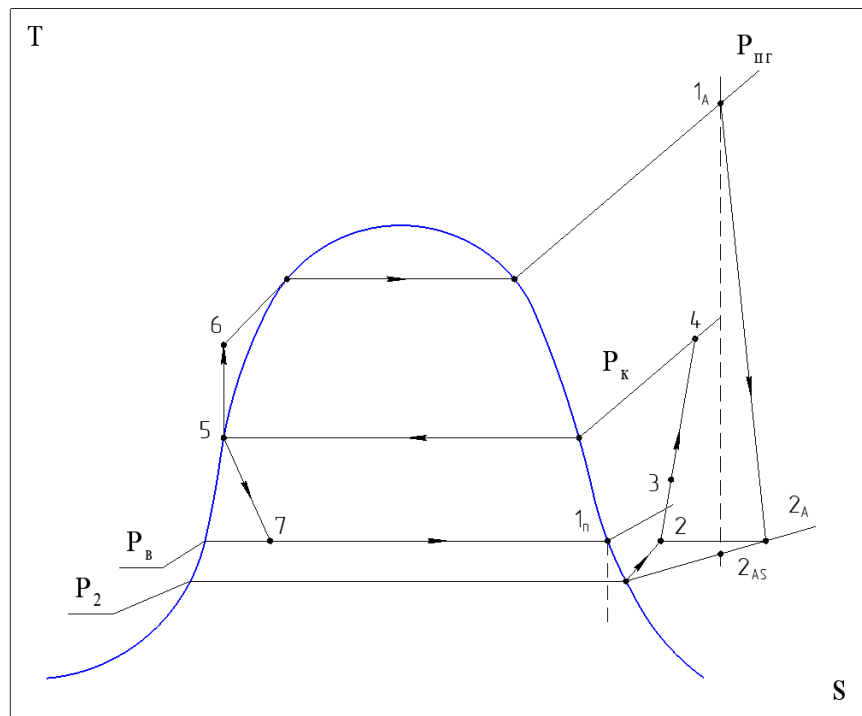
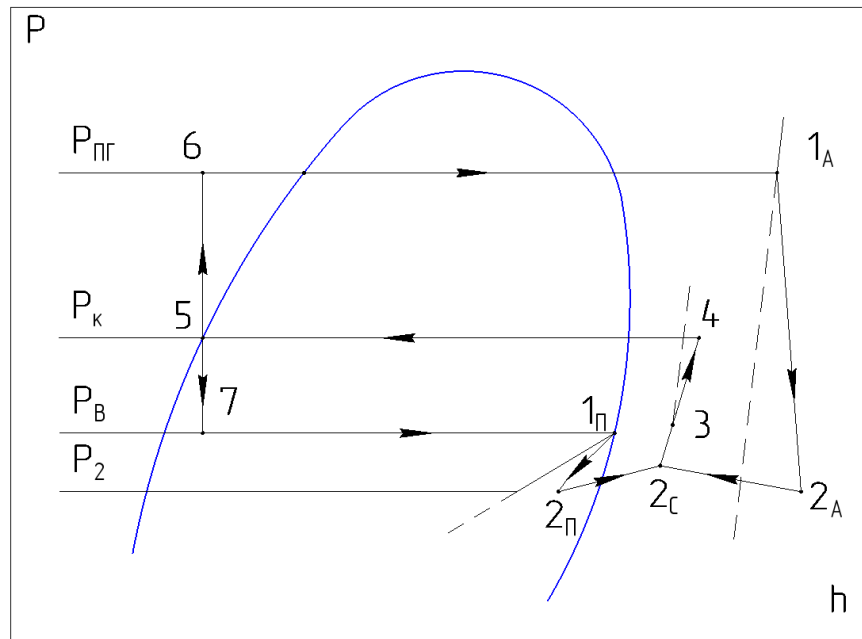


Рисунок 2.2. Процеси циклу ПЕХМ в T,S і p,h - діаграмах

Далі приведено процеси які протікають під час роботи ПЕХМ:

1A-2A – політропний процес, робоча пара активного потоку розширюється в сопловому каналі ежектора;

1П-2П – розширення пасивного потоку в приймальній камері ежектора;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

2П-2С, 2А-2С – змішення активного і пасивного потоку в камері змішення ежектора;

2С-3-4 – стиснення потоку змішання в камері змішення і дифузори ежектора;

4-5 – на виході з ежектора змішаний потік стану 4 надходить до конденсатора, де у процесі 4-5 теплообміну охолоджується і конденсується;

У точці 5 конденсат розділяється на дві частини: активний і пасивний потік.

5-6 – активний потік конденсату поступає в парогенератор;

5-7 – пасивний потік конденсату після дроселювання розширюється до тиску і температури, що відповідає умовам кипіння робочої речовини у випарнику.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ПАРОЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ (ПЕХМ)

3.1 Вибір вихідних даних

Згідно завданню необхідно забезпечити наступні параметри ПЕХМ:

- холодопродуктивність, $\dot{Q}_x = 5$ кВт;
- температура конденсації холодоагенту, $t_k = 30$ °С;
- температура кипіння холодоагенту, $t_B = (0 \dots - 5)$ °С.

Рівень температури холодоагенту при його пароутворенні в парогенераторі не задається та його необхідно узгоджувати з умовами роботи геліосистеми та термодинамічними властивостями обираємого типу холодоагенту.

Дослідження в Інституті холоду, кріотехнологій та екоенергетики Одеської національної академії харчових технологій (ОНАХТ) [3], показали, що найбільш перспективними для ПЕХМ, які працюють у режимі кондиціонування повітря і утилізують вторинні енергоресурси та сонячну енергію при температурах генерації пари $t_{ПГ} = 80 \dots 140$ °С, є екологічно безпечні робочі речовини R600 (Н – бутан, $\mu = 58,1 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$, $t_{кр} = 152,0$ °С, $t_{S,H} = -0,5$ °С) та R245fa ($\mu = 134,1 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$, $t_{кр} = 154,1$ °С, $t_{S,H} = 14,9$ °С) [3].

Проте, з урахуванням техніко-економічних показників вибір холодоагенту в роботі проведений за попередньою оцінкою коефіцієнта ежекції, який розраховується по моделі, викладеної в [2].

Рівняння для розрахунку коефіцієнта ежекції має вигляд [3]:

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$U = A_U \cdot \frac{0,0857 \cdot \left(\frac{P_{1A}}{P_{1\Pi}}\right) + 1,036}{\frac{P_K}{P_{1\Pi}} - 0,317} - 0,0112 \cdot \frac{P_{1A}}{P_{1\Pi}} - 0,519 \quad (4.1)$$

$$A_U = (0,0088 \cdot t_{1A} - 0,233) \cdot \left(\frac{T_{1A}}{T_{1\Pi}}\right)^{0,5} \quad (4.2)$$

де P_{1A}, T_{1A} – тиск і температура холодоагенту для активного потоку на вході в робоче сопло ежектора;

$P_{1\Pi}, T_{1\Pi}$ – тиск і температура холодоагенту для пасивного потоку на вході в приймальну камеру ежектора;

P_K – тиск конденсації холодоагенту.

У якості параметрів для порівняння було прийнято:

- температура пароутворення холодоагенту в парогенераторі, $t_{\Pi, S} = 80^\circ\text{C}$;

- температура пари холодоагенту після перегріву до стану точки 1А, $t_{1A} = 90^\circ\text{C}$;

- температура конденсації, $t_k = 30^\circ\text{C}$;

- температура сухої насиченої пари в стані точки 1П, $t_{1\Pi} = 0^\circ\text{C}$.

Результати розрахунку коефіцієнта ежекції наведені в таблиці 4.1.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Розрахункові значення коефіцієнта ежекції при режимі
80/90-30-0

Параметр Холодоагент	$\frac{T_{1A}}{T_{1П}}$	A_U	P_{1A} , бар	$P_{1П}$, бар	$\frac{P_{1A}}{P_{1П}}$	P_K , бар	$\frac{P_K}{P_{1П}}$	U
R134a	1,153	0,6446	26,324	2,928	8,990	7,701	2,630	0,099
R152a	1,153	0,6446	23,585	2,669	8,837	6,915	2,591	0,110
R407c	1,153	0,6446	39,08	4,52	8,646	11,56	2,557	0,114
R290	1,153	0,6446	31,43	4,71	6,673	10,75	2,282	0,145
R600a	1,153	0,6446	13,626	1,578	8,635	4,078	2,584	0,108
R600	1,153	0,6446	10,004	1,032	9,694	2,814	2,727	0,095
R236fa	1,153	0,6446	14,0	1,1	12,727	3,1	2,818	0,122
R245fa	1,153	0,6446	8,0	0,54	14,815	1,8	3,333	0,051

Для даного режиму роботи ПЕХМ з температурами 80/90-30-0 максимум коефіцієнта ежекції спостерігається для пропану (R290). Зважаючи на те, що пропан є пальною речовиною можна розглядати як альтернативу пропану – високотемпературний синтезований холодоагент R236fa.

Рівняння для розрахунку коефіцієнта ежекції 4.1 та 4.1а запропоновані професором Захаровим Ю.В. (Національний університет кораблебудування, місто Миколаїв) достатньо давно, ще у 1979 році, коли перераховані в таблиці синтезовані холодоагенти ще не були отримані, їх властивості не були вивчені.

Дані рівняння узагальнювали дані по трьом холодоагентам R12,R22 та R142b, які на даний момент не застосовуються, бо мають озоноруйнуючі властивості через наявність у складі молекул хлору.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Уточнення розрахункових рівнянь для коефіцієнта ежекції пропонується виконати, використовуючи дані експериментальних досліджень ежекторної ступені каскадної холодильної машини, які представлені в роботі Петренко В.А.[1].

У даній публікації наведено перевірений результат коефіцієнта ежекції для холодоагенту R600(Н - бутан) при наступних параметрах:

$$t_{1A} = 100 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$P_{1A} = 14,597 \text{ бар};$$

$$t_k = 36 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$P_k = 3,352 \text{ бар};$$

$$t_{1\Pi} = 14 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$P_{1\Pi} = 1,697 \text{ бар}.$$

Холодопродуктивність складала 14,8 кВт;

Тепловий коефіцієнт $\xi = 0,5$ (коефіцієнт перетворення $\text{COP}_{\text{ПЕХМ}}$);

Коефіцієнт ежекції $u_{\text{екс}} = 0,68$.

Використовуючи ці дані для розрахунку по формулах 4.1 та 4.1а були отримані наступні значення параметрів роботи ежектора:

$$\frac{P_{1A}}{P_{1\Pi}} = 8,6016;$$

$$\frac{P_k}{P_{1\Pi}} = 1,9752;$$

$$A_U = 0,7376;$$

$$U_p = 0,3348.$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином можна констатувати, що реальні значення коефіцієнта ежекції для бутану у 2,03 рази вище, ніж розрахункові по рівнянням Захарова Ю.В.

Не маючи експериментальних даних по коефіцієнту ежекції для інших холодоагентів у таблиці 4.1 приймаємо для розрахунку коефіцієнт корекції:

$$K_u = \frac{U}{U_p} = 2,0.$$

Подальший розрахунок циклу будемо виконувати для трьох холодоагентів на параметри режиму «80/90-30-0» із наступними значеннями коефіцієнта ежекції:

$$R600, \quad U = 2 \cdot 0,095 = 0,19;$$

$$R290, \quad U = 2 \cdot 0,145 = 0,29;$$

$$R236fa, \quad U = 2 \cdot 0,122 = 0,244.$$

3.2. Розрахунок циклу на базі холодоагенту R600

Уточнені значення основних розрахункових параметрів:

- температура пароутворення холодоагенту в парогенераторі, $t_{ПГ,S} = 80^{\circ}\text{C}$;
- температура пари у стані точки 1А активного потоку на вході в робоче сопло, $t_{1A} = 90^{\circ}\text{C}$;
- температура конденсації холодоагенту $t_k = 30^{\circ}\text{C}$;
- температура пари у стані точки 1П пасивного потоку на вході в приймальну камеру ежектора, $t_{1П} = 0^{\circ}\text{C}$.

За цими температурами знаходимо тиски, використовуючи програмний комплекс COOL PACK або REFPROP:

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\text{ПГ,С}} = P_{1A} = 10,004 \text{ бар};$$

$$P_{\text{к}} = 2,814 \text{ бар};$$

$$P_{1\Pi} = 1,032 \text{ бар}.$$

Тиск у стані точок 2А та 2П приймаємо по температурі насичення:

$$t_{2S} = t_{\text{в}} - 5^{\circ}\text{C} = -5^{\circ}\text{C} (t_{\text{в}} = t_{1\Pi});$$

$$P_2 = P_{2A} = P_{2\Pi} = 0,852 \text{ бар}.$$

Визначаємо параметри холодоагенту при розширенні активного потоку

(параметри в стані точки 2А).

Швидкість пари активного потоку на виході із сопла при відсутності втрат (ізоентропний процес закінчення активного потоку):

$$w_{2AS} = \sqrt{2 \cdot 10^3 (h_{1A} - h_{2AS})}$$

У програмному комплексі COOL PACK по РС знаходимо для

$$P_{1A} = 10,004 \text{ бар та } t_{1A} = 90^{\circ}\text{C}:$$

$$h_{1A} = 716,85 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$s_{1A} = 2531,23 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$v_{1A} = 0,04261 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$(a_*)_{1A} = 199,21 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$K_{1A} = 0,93099;$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_p = 2,257 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$C_v = 1,919 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для кінцевого стану:

$$h_{2AS} = 611,94 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$t_{2AS} = 17,27^\circ\text{C};$$

$$v_{2AS} = 0,47365 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$(a_*)_{2AS} = 208,07 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$K_{2AS} = 1,0728;$$

$$C_p = 1,7086 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$C_v = 1,544 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

$$w_{2AS} = \sqrt{2 \cdot 10^3 (716,85 - 611,94)} = 458,06 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Істинна швидкість активного потоку на виході з робочого сопла при прийнятому значенні швидкісного коефіцієнту $\varphi_1 = 0,95$:

$$w_{2AS} = 0,95 \cdot w_{2AS} = 435,158 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Параметри пари активного потоку в кінці політропного процесу розширення (у точці 2А):

$$S_{2A} = S_{1A} + (1 - \varphi_1^2) \cdot \frac{w_{2AS}^2}{2000 \cdot T_{2AS}};$$

$$S_{2A} = 2531,23 + (1 - 0,95^2) \cdot \frac{458,06^2}{2000 \cdot (273 + 17,27)} = 2531,58 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питому ентальпію та інші параметри в точці 2А визначаємо в РС за параметрами:

$$P_{2A} = 0,852 \text{ бар};$$

$$S_{2A} = 2531,58 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$h_{2A} = 612,04 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$t_{2A} = 17,33^\circ\text{C};$$

$$v_{2A} = 0,47375 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$(a_*)_{2A} = 208,09 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$C_p = 1,7088 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$C_v = 1,5443 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$K_{2A} = 1,0728.$$

Визначаємо параметри холодоагенту при розширенні пасивного потоку (параметри в стані точки 2П). Особливість визначення: стан в точках 2ПС і 2П – насичена пара, тобто всередині області насичення, близько правої прикордонної кривої (малюнок..).

Швидкість пари пасивного потоку при тиску $P_{2П} = P_2 = 0,852$ бар в перерізі виходу активного потоку із робочого сопла, рис.4.1.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

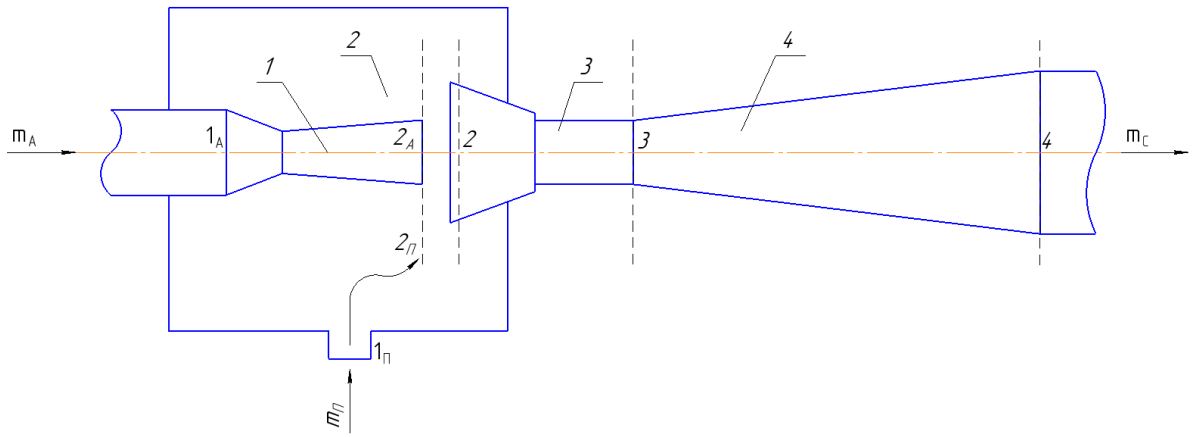


Рисунок 3.1. Розрахункова схема ежектора: 1 - робоче сопло; 2 – приймальна камера; 3 – камера зміщення; 4 – дифузор.

$$w_{2\Pi S} = \sqrt{2 \cdot 10^3 (h_{1\Pi} - h_{2\Pi S})}$$

Для стану в точці 1\Pi при $P_{1\Pi} = 1,032$ бар та $t_{1\Pi} = 0^\circ\text{C}$ маємо:

$$h_{1\Pi} = 581,91 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$S_{1\Pi} = 2398,16 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$v_{1\Pi} = 0,36214 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$(a_*)_{1\Pi} = 199,76 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$K_{1\Pi} = 1,0677;$$

$$C_p = 1,6584 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$C_v = 1,4813 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для кінцевого стану в точці 2\Pi S при $S_{2\Pi S} = S_{1\Pi}$ та $P_{2\Pi S} = P_{2\Pi} = 0,852$ бар маємо:

$$t_{2\Pi S} = -4,99^\circ\text{C};$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$v_{2\Pi S} = 0,43308 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$h_{2\Pi S} = 574,79 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$(a_*)_{2\Pi S} = 198,987 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$K_{2\Pi S} = 1,0731;$$

$$C_p = 1,6304 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$C_v = 1,4578 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$h'_{2\Pi S} = h'_{2\Pi} = 188,24 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h''_{2\Pi S} = h''_{2\Pi} = 574,786 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$R_{2\Pi S} = h''_{2\Pi S} - h'_{2\Pi S} = 386,546 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$w_{2\Pi S} = \sqrt{2000 \cdot (581,91 - 574,79)} = 119,331 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Істинна швидкість пасивного потоку в перерізі виходу активного потоку при прийнятому значенні швидкісного коефіцієнта $\varphi_1 = 0,95$ маємо:

$$w_{2\Pi} = 0,95 \cdot w_{2\Pi S} = 113,365 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Ступінь сухості пари в стані точки 2ΠS:

$$\chi_{2\Pi S} = \frac{h_{2\Pi S} - h'_{2\Pi S}}{R_{2\Pi S}} = \frac{574,79 - 188,24}{386,546} = 1,00001 \approx 1,0$$

Пара пасивного потоку практично суха насичена.

Параметри пари пасивного потоку в кінці політропного (реального) процесу розширення (в точці 2Π):

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_{2\Pi} = S_{1\Pi} + (1 - \varphi_1^2) \cdot \frac{w_{2\Pi S}^2}{2000 \cdot T_{2\Pi S}};$$

$$S_{2\Pi} = 2398,16 + (1 - 0,95^2) \cdot \frac{119,331^2}{2000 \cdot (273 - 4,99)} = 2398,1626 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Питома ентальпія та інші параметри в точці 2П визначаємо в РС за

параметрами $P_{2\Pi} = 0,852\text{бар}$ та $S_{2\Pi} = 2398,1626 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$:

$$v_{2\Pi} = 0,43308 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$h_{2\Pi} = 574,79 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$t_{2\Pi} = -4,99^\circ\text{C};$$

$$(a_*)_{2\Pi} = 198,9873 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$k_{2\Pi} = 1,07311;$$

$$C_p = 1,63042 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$C_v = 1,45781 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Параметри потоку змішання в точці 2с:

- Питома ентальпія:

$$h_{2c} = \frac{h_{2A} + U \cdot h_{2\Pi}}{1 + U};$$

$$h_{2c} = \frac{612,04 + 0,19 \cdot 574,79}{1 + 0,19} = 606,092 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Питома ентропія:

$$S_{2c} = \frac{S_{2A} + U \cdot S_{2П}}{1 + U};$$

$$S_{2c} = \frac{2531,58 + 0,19 \cdot 2398,1626}{1 + 0,19} = 2510,278 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

- Питомий об'єм:

$$v_{2c} = \frac{v_{2A} + U \cdot v_{2П}}{1 + U};$$

$$v_{2c} = \frac{0,47375 + 0,19 \cdot 0,43308}{1 + 0,19} = 0,46725 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

- Швидкість звуку:

$$(a_*)_{2c} = \frac{(a_*)_{2A} + (a_*)_{2П} \cdot U}{1 + U};$$

$$(a_*)_{2c} = \frac{208,09 + 0,19 \cdot 198,9873}{1,19} = 206,637 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

- Швидкість змішаного потоку:

$$w_{2c} = \frac{w_{2A} + U \cdot w_{2П}}{1 + U};$$

$$w_{2c} = \frac{435,158 + 0,19 \cdot 113,365}{1,19} = 383,779 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

- Приведена швидкість:

$$\lambda_{2c} = \frac{w_{2c}}{(a_*)_{2c}};$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_{2c} = \frac{383,779}{206,637} = 1,857.$$

- Тиск:

$$P_{2c} = \frac{P_{2A} + U \cdot P_{2П}}{1 + U} = P_{2A} = P_{2П}.$$

Наступний крок розрахунку циклу полягає у визначенні параметрів потоку змішання в стані точки 4, минаючи проміжний стан 3, яке характеризує вхід в дифузор.

Пропонується процес 2-4 розглядати не вроздріб, як у методиці Захарова Ю. В., за якою спочатку визначають перетворення кінетичної енергії в потенційну в камері змішання, а потім, знаючи швидкість w_3 визначається приріст ентальпії в дифузорі.

Пропонується величину ентальпії в точці 4 визначити через використання ККД процесу підвищення тиску у всьому тракті змішаного потоку, $\eta_{см}$.

Таким чином можна записати:

$$h_4 = h_{2c} + \frac{h_{4s} - h_{2c}}{\eta_{см}};$$

Що стосується параметра h_{4s} , то його можна визначити в координатах:

$$P_{4s} = P_k = 2,814 \text{ бар};$$

$$S_{4s} = S_2 = 2510,278 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

По РС маємо:

$$h_{4s} = 655,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{4s} = 46,28^{\circ}\text{C};$$

$$v_{4s} = 0,15084 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$(a_*)_{4s} = 209,47 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$k_{4s} = 1,0337;$$

$$C_p = 1,8877 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$C_v = 1,68655 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Величина $\eta_{\text{см}}$ була визначена на основі розрахунку параметрів циклу з використанням експериментальних даних по ежекції бутану в роботі [1]. Згідно цього розрахунку $\eta_{\text{см}} = 0,56$.

Таким чином отримаємо:

$$h_4 = 606,092 + \frac{655,19 - 606,092}{0,56} = 693,76 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Знаючи величину h_4 можна виконати перевірку прийнятого значення коефіцієнта ежекції, $U = 0,19$.

З енергетичного балансу ежектора по вхідним і вихідним умовам потоків впливає:

$$U = \frac{h_{1A} - h_4}{h_4 - h_{1П}};$$

$$U = \frac{716,85 - 693,76}{693,76 - 581,91} = 0,2.$$

З урахуванням похибки визначення $\eta_{\text{см}}$ можна прийняти розрахунок циклу для $U = 0,19$ цілком правильним.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для отриманого значення $h_4 = 693,76 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ та тиску в точці 4,

$P_4 = P_k = 2,814$ бар визначаємо по РС інші параметри змішаного потоку в точці 4:

$$t_4 = 66,39^\circ\text{C};$$

$$v_4 = 0,16277;$$

$$S_4 = 2627,36 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$(a_*)_4 = 218,18 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$k_4 = 1,0393;$$

$$C_p = 1,95029 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$C_v = 1,7626 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Згідно [5] камера змішання повинна забезпечити зниження швидкості змішаного потоку до значення приведеної швидкості в стані точки 3 рівної одиниці, тобто профілювання камери змішання забезпечує $\lambda_3 = 1$.

Якщо прийняти середнє значення швидкості звуку в процесі 2-4:

$$(a_*)_{2-4} = 0,5 \cdot [(a_*)_2 + (a_*)_4];$$

$$(a_*)_{2-4} = 0,5 \cdot [206,637 + 218,18] = 212,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

При $\lambda_3 = 1$ швидкість змішаного потоку в точці 3 приймається

$$w_3 = 212,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Приріст питомої ентальпії в процесі 3-4 в дифузори можна розрахувати за рівнянням:

$$\Delta h_d = 0,5 \cdot (w_3^2 - w_4^2) \cdot 10^{-3}$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta h_d = 0,5 \cdot (212,4^2 - 20^2) \cdot 10^{-3} = 22,357 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ентальпія в стані точки 3:

$$h_3 = h_4 - \Delta h_d;$$

$$h_3 = 693,76 - 22,357 = 671,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Для визначення положення точки 3 можна використовувати координату перетину ізоентальпи $h_3 = const$ з лінією, яка з'єднує точки 2 та 4, для яких положення вже відомо.

Параметри вузлових точок для ежектора зводимо в таблицю 4.2.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 – Параметри холодоагенту R600 для ежектора

Точки Параметр	1А	AS	2А	1П	2ПС	2П	2С	3	4S	4
P, бар	10,0	0,852	0,852	1,032	0,852	0,852	0,852		2,814	2,814
t, °C	90	17,27	17,33	0	-4,99	-4,99			46,28	66,39
h, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	716,8	611,9	612,0	581,9	574,7	574,7	606,0	671,4	655,1	693,76
	5	4	4	1	9	9	92		9	
S, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	2531,	2531,	2531,	2398,	2398,	2398,	2510,		2510,	2627,36
	23	23	28	16	16	1626	278		278	
v, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,042	0,473	0,473	0,362	0,433	0,433	0,467		0,150	0,16277
	61	65	75	14	08	08	25		84	
a*, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$	199,2	208,0	208,0	199,7	198,9	198,9	206,6		209,	218,18
	1	7	9	6	87	873	37		47	
k	0,930	1,072	1,072	1,067	1,073	1,073			1,033	1,0393
	99	8	8	7	1	11			7	
w	0	458,	435,	0	119,	113,	383,	212,4		20
		06	158		331	365	779			

Параметри стану холодоагенту в точці 5 в координатах:

$$P_5 = P_k = 2,814 \text{ бар};$$

$$t_5 = 30^\circ\text{C};$$

$$h_5 = 271,51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$S_5 = 1,2473 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}};$$

$$v_5 = 1,7629 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

										Арк.
										37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ХК 12.00.00.00 ПЗ					

Питома ентальпія в точці 6 на виході з насосу розраховується за допомогою рівняння:

$$h_6 = h_5 + l_{H,i} \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де $l_{H,i}$ – питома робота (індикаторна) насоса:

$$l_{H,i} = \frac{(P_6 - P_5) \cdot v_5}{\eta_{H,i}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

У даному випадку:

$$P_6 = P_{\text{ПГ}} = 10,004 \text{ бар};$$

$$\text{ККД насосу: } \eta_{H,i} = 0,75;$$

$$h_6 = 271,51 + \frac{(10,004 - 2,814) \cdot 10^2 \cdot 0,001763}{0,75} = 273,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Інші параметри в стані точки 6:

$$S_6 = 1252,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$v_6 = 1,76505 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$t_6 = 30,7^\circ\text{C}.$$

Стан в точці 7 характеризується параметрами:

$$h_7 = h_5 = 271,51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$P_7 = P_{\text{В}} = 1,032 \text{ бар};$$

$$t_7 = t_{\text{В}} = 0^\circ\text{C}.$$

Точка 7 знаходиться в області насиченої пари, тому необхідно обчислити ступінь сухості χ_7 . З таблиць насичення маємо при $P = 1,032$ бар:

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$h' = 200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h'' = 581,91 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$S' = 1,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$S'' = 2,3982 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$v' = 1,6783 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$v'' = 0,36212 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$\chi_7 = \frac{h_7 - h'}{h'' - h'} = \frac{271,51 - 200}{581,91 - 200} = 0,1872;$$

$$S_7 = S' + \chi_7 \cdot (S'' - S') = 1 + 0,1872 \cdot (2,3982 - 1) = 1,2618 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$v_7 = v' + \chi_7 \cdot (v'' - v') = 1,6783 \cdot 10^{-3} + 0,1872 \cdot (0,36212 - 0,0016783) = 0,069168 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

3.3. Розрахунок питомих та повних енергетичних навантажень

Питоме теплове навантаження на випарник:

$$q_B = h_{1П} - h_7;$$

$$q_B = 581,91 - 271,51 = 310,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{КД} = h_4 - h_5;$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_{\text{кД}} = 693,76 - 271,51 = 422,25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на парогенератор:

$$q_{\text{ПГ}} = h_{1\text{А}} - h_6;$$

$$q_{\text{ПГ}} = 716,85 - 273,2 = 443,65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома робота насосу для холодоагенту:

$$l_{\text{Н,і}} = \frac{(P_6 - P_5) \cdot v_5}{\eta_{\text{Н,і}}};$$

$$l_{\text{Н,і}} = \frac{(10,004 - 2,814) \cdot 10^2 \cdot 0,001763}{0,75} = 1,69 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Для переходу до повних навантажень необхідно визначити масові витрати.

Масова витрата холодоагенту через випарник (масова витрата пасивного потоку):

$$\dot{m}_{\text{П}} = \frac{Q_X}{q_B};$$

$$\dot{m}_{\text{П}} = \frac{5}{310,4} = 0,016108 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата холодоагенту через парогенератор (масова витрата активного потоку):

$$\dot{m}_{\text{А}} = \frac{\dot{m}_{\text{П}}}{U};$$

$$\dot{m}_{\text{А}} = \frac{0,016108}{0,19} = 0,08478 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата холодоагенту через конденсатор (масова витрата змішаного потоку):

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\dot{m}_C = \dot{m}_П + \dot{m}_A;$$

$$\dot{m}_C = 0,08478 + 0,016108 = 0,1009 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теплове навантаження на парогенератор:

$$\dot{Q}_{ПГ} = \dot{m}_A \cdot q_{ПГ};$$

$$\dot{Q}_{ПГ} = 0,08478 \cdot 443,65 = 37,612 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{m}_C \cdot q_{КД};$$

$$\dot{Q}_{КД} = 0,1009 \cdot 422,25 = 42,6 \text{ кВт.}$$

Перевірка розрахунку:

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{Q}_X + \dot{Q}_{ПГ}$$

$$\dot{Q}_{КД} = 5 + 37,612 = 42,612 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність насоса для холодоагенту:

$$N_{H,i} = \dot{m}_A \cdot l_{H,i};$$

$$N_{H,i} = 0,08478 \cdot 1,69 = 0,143 \text{ кВт.}$$

Ефективна потужність насоса для холодоагенту:

$$(N_{H,e})_{ХА} = N_{H,i} / \eta_{\text{мех}};$$

$$(N_{H,e})_{ХА} = 0,143 / 0,98 = 0,146 \text{ кВт.}$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ДЛЯ ПАРОГЕНЕРАТОРА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

4.1 Загальні положення

Дана система являє собою сукупність двох взаємопов'язаних контурів:

- контура перетворення сонячної енергії в теплоту;
- контура переносу теплоти, отриманої в сонячному колекторі до парогенератора холодильної машини. У цьому контурі за рахунок спалювання палива може бути забезпечений додаткове підведення теплоти в газовому бойлері.

Кінцевою метою даного розрахунку є визначення потрібної поверхні сонячного колектору для забезпечення розрахункового теплового навантаження на парогенератор холодильної машини.

Основні параметри для розрахунку

1. Холодопродуктивність за умовою, $\dot{Q}_X = 5$ кВт, характеризує сумарні теплоприпливи в найбільш теплий час року, тобто для літнього періоду, коли спостерігається максимальна інтенсивність сонячної радіації. Для інших періодів холодопродуктивність нижче. Таким чином, у розрахунку можна використовувати параметри геліосистеми для літнього періоду.

2. Приймаємо для розрахунку тривалість роботи холодильної машини на добу, яка рівна 22 годинам, тобто $\tau_{ХМ} = 22$ години.

3. Кількість теплоти, яке передається у випарнику холодоагенту на добу складає:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_B &= 0,9 \cdot \dot{Q}_X \cdot \tau_{ХМ} = 0,9 \cdot 5 \cdot 22 = 99 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 99 \cdot 3600 = 356400 \text{ кДж} \\ &= 356,4 \text{ МДж.} \end{aligned}$$

4. Кількість теплоти, яке передається у парогенераторі холодоагенту на добу складає:

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{ПГ}} = \dot{Q}_B \cdot \frac{Q_{\text{ПГ}}}{\dot{Q}_X} = 99 \cdot \frac{37,612}{5} = 744,799 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 2681 \text{ МДж.}$$

5. З урахуванням двохвідсоткової втрати теплоти при її передачі від геліосистеми вироблення теплоти в сонячному колекторі:

$$Q_{\text{СК,max}} = 1,02 \cdot Q_{\text{ПГ}} = 1,02 \cdot 744,7 = 759,6 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 2734,6 \text{ МДж.}$$

Отримане теплове навантаження є максимальною для геліосистеми. Якщо в даній системі теплопостачання передбачається додаткова генерація теплоти за рахунок газового бойлеру, тоді навантаження на сонячний колектор враховує цю обставину:

$$Q_{\text{СК}} = \chi \cdot Q_{\text{СК,max}}$$

де χ - частка теплогенерації сонячного колектору в загальній кількості теплоти, які підводиться в парогенераторі.

Значення величини цієї частки залежить від температурного перерозподілу теплового потоку між сонячним колектором та парогенератором. Оптимальне значення частки χ може бути визначено на базі термoeкономiчних розрахункiв.

6. Згідно [1] кількість енергії $E_{\text{СК}}$, $\frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{день}}$, що можна отримати колекторами площею $F_{\text{СК}}$ за день:

$$E_{\text{СК}} = e \cdot E_M \cdot K_0 \cdot K_3 \cdot \eta_{\text{СК}} \cdot F_{\text{СК}}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{день}},$$

де $\eta_{\text{СК}} = 0,5 \dots 0,7$, ККД сонячного колектору;

e - коефіцієнт, що враховує хмарність, $e = 0,7 \dots 0,8$;

K_0 - коефіцієнт орієнтації (при південному напрямку він дорівнює 1);

K_3 - коефіцієнт затінення, $K = 1$;

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

E_M - максимальна сонячна енергія без хмар, для кутів нахилу до горизонту $S = 30^\circ$ та $S = 90^\circ$.

Для розрахунку приймаємо:

$$S = 60^\circ \text{ та з таблиці 2.10 [1] величина } E_M = 5,953 \frac{\text{кВт}\cdot\text{год}}{\text{м}^2\cdot\text{день}};$$

$$S = 30^\circ, E_M = 7,603 \frac{\text{кВт}\cdot\text{год}}{\text{м}^2\cdot\text{день}};$$

$$S = 90^\circ, E_M = 3,328 \frac{\text{кВт}\cdot\text{год}}{\text{м}^2\cdot\text{день}}.$$

Для даного розрахунку $E_{СК} = Q_{СК}$, і при роботі без газового бойлеру, $\chi = 1$ та $S = 30^\circ$.

$$F_{max} = \frac{Q_{СК,max}}{e \cdot E_M \cdot K_0 \cdot K_3 \cdot \eta_{СК}}, \text{ м}^2;$$

$$F_{max} = \frac{759,6}{0,75 \cdot 7,603 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,65} = \frac{759,6}{3,706} = 205 \text{ м}^2.$$

При розміщенні сонячних колекторів на вертикальних поверхнях, тобто для $E_M = 3,328 \frac{\text{кВт}\cdot\text{год}}{\text{м}^2\cdot\text{день}}$:

$$F_{max} = \frac{759,6}{0,75 \cdot 3,328 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,65} = 468 \text{ м}^2$$

При використанні газового бойлеру:

$$F_{СК} = \chi \cdot F_{max}.$$

Частка теплогенерації сонячного колектору може бути визначена на базі наступних виразів:

$$\chi = \frac{Q_{СК}}{Q_{ПГ}} = \frac{Q_{ПГ} - Q_{ГБ}}{Q_{ПГ}} = 1 - \frac{Q_{ГБ}}{Q_{ПГ}},$$

де $Q_{ГБ}$ - теплопродуктивність газового бойлеру, кВт.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

З урахуванням маркування точок стану води, яка циркулює через газовий бойлер і парогенератор холодильної машини:

$$\chi = 1 - \frac{G_T \cdot C_T(t_{3T} - t_{2T})}{G_T \cdot C_T(t_{3T} - t_{4T})} \approx 1 - \frac{t_{3T} - t_{2T}}{t_{3T} - t_{4T}}$$

Більше точне значення:

$$\chi = 1 - \frac{h_{3T} - h_{2T}}{h_{3T} - h_{4T}}$$

4.2 Розрахунок режимних параметрів системи без додаткового нагріву в газовому бойлері

Розрахунковий варіант зміни температури середовищ в парогенераторі представлений на рисунку 4.1.

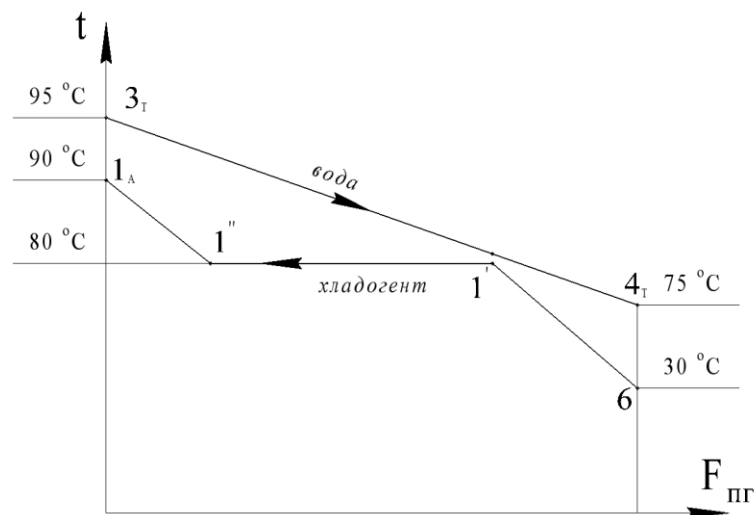


Рисунок 4.1. Зміна температури холодоагенту (точки 6 – 1' – 1'' – 1А) і температури теплоносія (точки 3Т,4Т) уздовж поверхні теплообміну для парогенератора.

З урахуванням недорекуперації маємо:

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{3T} = t_{1A} + 5^{\circ}\text{C};$$

$$t_{3T} = 90 + 5 = 95^{\circ}\text{C}.$$

Для стану теплоносія на виході з парогенератора приймаємо:

$$t_{4T} = t_{1'} = 75^{\circ}\text{C}.$$

Витрата теплоносія (води) через парогенератор:

$$G_T = \frac{\dot{Q}_{\text{ПГ}}}{h_{3T} - h_{4T}}, \text{ кг/с}$$

$$G_T = \frac{37,612}{398,74 - 314,88} = \frac{37,612}{83,86} = 0,4485 \text{ кг/с} = 1,614 \text{ Т/год},$$

де ентальпії h_{3T} та h_{4T} для води взяти з програми «COOLPACK».

Об'ємна витрата води через парогенератор і бак-теплоакумулятор:

$$\dot{V}_T = \frac{G_T}{\rho_T} = \frac{0,4485}{966,9} = 0,000464 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1,67 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Перевірка наявності різниці температур між холодоагентом (точка 1') і теплоносієм (точка 4*).

Тепловий потік в парогенераторі, який отримуємо від нагрітої води розподіляється наступним чином:

– у процесі 6-1' (нагрів холодоагенту від $t_6 = 30^{\circ}\text{C}$ до температури насичення $t_{1'} = 80^{\circ}\text{C}$):

$$\dot{Q}_{6-1'} = \dot{m}_A (h_{1'} - h_6) = 0,08478 \cdot (399,83 - 273,2) = 10,7357 \text{ кВт};$$

– у процесі 1' - 1'' (кипіння холодоагенту $t_s = 80^{\circ}\text{C}$):

$$\dot{Q}_{1'-1''} = \dot{m}_A (h_{1''} - h_{1'}) = 0,08478 \cdot (694,23 - 399,83) = 24,959 \text{ кВт};$$

– у процесі 1'' - 1A (перегрів пари холодоагенту від 80°C до 90°C):

$$\dot{Q}_{1''-1A} = \dot{m}_A (h_{1A} - h_{1''}) = 0,08478 \cdot (716,85 - 694,23) = 1,9177 \text{ кВт}.$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тепловий потік , який підводиться до холодоагенту в процесі 1' – 1А (кипіння і перегрів пари):

$$\dot{Q}_{1'-1A} = \dot{Q}_{1'-1''} + \dot{Q}_{1''-1A} = 24,959 + 1,9177 = 26,8697 \text{ кВт.}$$

Питома ентальпія води в стані точки 4*:

$$h_{4^*} = h_{3T} - \frac{\dot{Q}_{1'-1A}}{G_T}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{4^*} = 398,74 - \frac{26,8697}{0,4485} = 338,83 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Різниця температур між холодоагентом і водою в перетині 4* – 1' можливе, тому що

$$h_{4^*} > h_{(t_s=80^\circ\text{C})};$$

$$338,83 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} > 335,86 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$t_{4^*} = 80,7^\circ\text{C}.$$

Зміна температур середовищ у баку-теплоакумуляторі представлена на рисунку 4.2.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

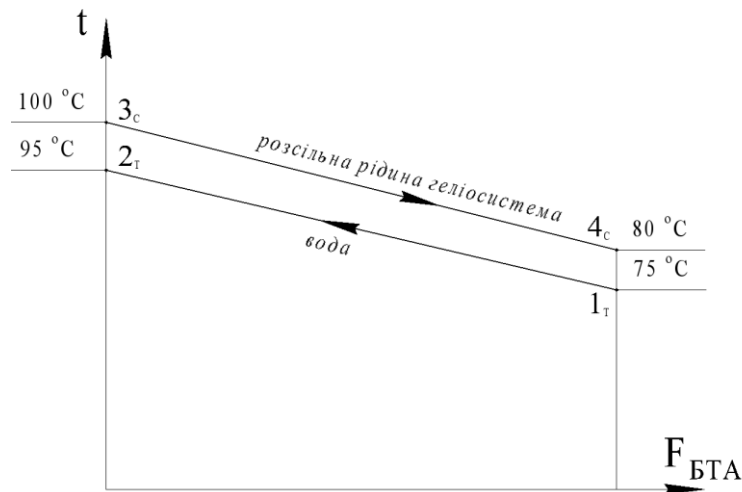


Рисунок 4.2. Зміна температур середовищ у баку-теплоаккумуляторі
вздовж поверхні теплообміна

З урахуванням недорекуперації в баку-теплоаккумуляторі розсільна рідина геліосистеми змінює власну температуру від 100°C до 80°C. Отже, у сонячному колекторі розсільна рідина повинна бути нагріта від 80°C до 100°C. З урахуванням подібної зміни температури розсільної рідини визначимо масову витрату розсільної рідини в геліосистемі:

$$G_c = \frac{1,02 \cdot \dot{Q}_{\text{ПГ}}}{C_c(t_{2c} - t_{1c})}$$

де C_c - теплоємність розсільної рідини для середньої температури

$$t_c = 0,5(t_{2c} + t_{1c}),$$

при цьому $t_{1c} = t_{3c} = 80^\circ\text{C}$, тобто $t_c = 90^\circ\text{C}$.

Для 35%-ого розчину етиленгліколю при $t = 90^\circ\text{C}$ з програми «COOLPACK» маємо:

$$C_c = 3,845 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\rho_c = 1007,01 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3};$$

$$G_c = \frac{1,02 \cdot 37,612}{3,845(100 - 80)} = 0,4989 \frac{\text{КГ}}{\text{С}} = 1,796 \frac{\text{Т}}{\text{ГОД}}.$$

Об'ємна витрата розсільної рідини в геліосистемі:

$$\dot{V}_c = \frac{G_c}{\rho_c} = \frac{0,4989}{1007,01} = 0,000495 \frac{\text{М}^3}{\text{С}} = 1,783 \frac{\text{М}^3}{\text{ГОД}}.$$

Ефективна потужність насосу для води в проміжному контурі:

$$N_{HT} = \frac{\Delta P_T \cdot \dot{V}_T}{\eta_H}, \text{кВт},$$

де ΔP_T - гідродинамічний опір у проміжному контурі системи, для розрахунку прийнято попереднє значення 200 кПа.

$$N_{HT} = \frac{200 \cdot 0,000464}{0,75} = 0,124 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність насосу для розсільної рідини в контурі геліосистеми:

$$N_{HC} = \frac{\Delta P_C \cdot \dot{V}_C}{\eta_H}, \text{кВт},$$

$$N_{HC} = \frac{200 \cdot 0,000495}{0,75} = 0,132 \text{ кВт}$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Розрахунок режимних параметрів системи с бівалентним нагрівом теплоносія

У даному випадку розглядається схема переносу теплоти від геліосистеми з увімкненням додаткового нагріву теплоносія в газовому бойлері.

У таблиці 4.1 представлені розрахункові значення частки χ від додаткового підігріву води після сонячного колектору в газовому бойлері.

Таблиця 4.1. Розрахункові значення $\chi = f(t_{2T})$

Парогенератор			Газовий бойлер				Сонячний колектор			
t_{3T}	t_{4T}	$\dot{Q}_{ПГ}$	t_{2T}	$\Delta t_{ГБ}$	$\Delta h_{ГБ}$	$\dot{Q}_{ГБ}$	t_{1C}	t_{2C}	χ	$F_{СК}$
°C	°C	кВт	°C	°C	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	кВт	°C	°C		м ²
5	75	37,612				0	80	100	1,0	205
			90	5	20,96	9,4	80	95	0,75	153,8
			85	10	41,92	18,8	80	90	0,5	102,5
			80	15	62,88	28,2	80	85	0,25	51,3

У даній таблиці теплове навантаження на газовий бойлер визначалося з рівняння:

$$\dot{Q}_{ГБ} = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{ГБ} = \dot{m}_T \cdot (h_{3T} - h_{2T}), \text{кВт.}$$

Для представлених в таблиці 5.1 варіантів включення додаткового нагріву різного рівня потрібен перерахунок теплових навантажень і параметрів насосів для контуру геліосистеми та проміжного контуру.

Масова витрата теплоносія в проміжному контурі не змінюється через сталість теплового навантаження на парогенератор, але змінюється гідравлічний опір за рахунок втрат в газовому бойлері. Для розрахунку можна прийняти попереднє значення ΔP_T , збільшене на 20%, тобто $1,2 \cdot \Delta P_T$. Звідси ефективна потужність насосу для води в проміжному контурі складає:

$$N_{HT} = \frac{1,2 \cdot \Delta P_T \cdot \dot{V}_T}{\eta_H} = \frac{1,2 \cdot 200 \cdot 0,000464}{0,75} = 0,149 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на бак-теплоакумулятор змінюється в залежності від температури води на виході з цього апарату. З урахуванням втрат в навколишнє середовище (сумарна величина 2%):

$$\dot{Q}_{БТА} = 1,0095 \cdot (\dot{Q}_{ПГ} - \dot{Q}_{ГБ}), \text{ кВт.}$$

Для сонячного колектора:

$$\dot{Q}_{СК} = 1,0095 \cdot \dot{Q}_{БТА}.$$

Для контуру геліосистеми має місце зміна масової витрати розсільної рідини, і відповідно, потужності насосу:

$$G_C = \frac{\dot{Q}_{СК}}{C_C \cdot (t_{2C} - t_{1C})}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

$$N_{HC} = \frac{\Delta P_C \cdot \dot{V}_C}{\eta_H}, \text{ кВт.}$$

Результати розрахунку теплових і механічних навантажень для варіантів роботи з бівалентним нагрівом теплоносія зведені до таблиці 41.2.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2. Параметри бівалентного режиму нагріву теплоносія

№	t_{2T}	$\dot{Q}_{ГБ}$	$\dot{Q}_{БТА}$	G_T	N_{HT}	$\dot{Q}_{СК}$	G_C	$N_{НС}$	$\dot{Q}_{ПГ}$
	°С	кВт	кВт	кг/с	кВт	кВт	кг/с	кВт	кВт
1	95	0	37,969	0,4485	0,149	38,364	0,4989	0,132	37,612
2	90	9,4	28,48	0,4485	0,149	28,75	0,5087	0,1336	37,612
3	85	18,8	18,99	0,4485	0,149	19,188	0,5103	0,1338	37,612
4	80	28,2	9,501	0,4485	0,149	9,591	0,5112	0,1340	37,612

При розрахунку G_C і $N_{НС}$ для варіанта 2:

$$t_{cp} = 87,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$C_C = 3,768 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}};$$

$$\rho_C = 1015,15 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Для варіанта 3:

$$t_{cp} = 85 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$C_C = 3,76 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}};$$

$$\rho_C = 1016,93 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Для варіанта 4:

$$t_{cp} = 82,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$C_C = 3,752 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}};$$

$$\rho_C = 1018,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

5. ПОКАЗНИКИ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Енергоефективність розглянутої холодильної установки в загальному вигляді являю собою відношення холодопродуктивності до сумарної величини енергетичних потоків, які забезпечують термотрансформацію в межах заданих температурних рівнів.

Для даної холодильної установки, яка відноситься до типу тепловикористовуючих холодильних систем, показниками енергоефективності є наступні величини:

- 1) Коефіцієнт перетворення пароежекторного циклу:

$$COP_{\text{Ц}} = \frac{\dot{Q}_x}{\dot{Q}_{\text{ПГ}} + N_{\text{НХ}}} \quad (6.1)$$

- 2) Коефіцієнт перетворення холодильної установки:

$$COP_{\text{ХУ}} = \frac{\dot{Q}_x}{\dot{Q}_{\text{СК}} + N_{\text{НС}} + N_{\text{НТ}} + N_{\text{НХ}} + \dot{Q}_{\text{ГБ}}} \quad (6.2)$$

- 3) Коефіцієнт перетворення холодильної установки повної мережі від первинного енергоресурсу:

$$COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_x}{\frac{\Sigma N_{\text{Н}}}{\eta_{\text{ЕЛ}} \cdot COP_{\text{ТЕС}} \cdot COP_{\text{ЛЕП}}} + \dot{Q}_{\text{ГБ}}} \quad (6.3)$$

Даний коефіцієнт відображає той факт, що витрачена на привод насосів електроенергія генерується за рахунок згорання викопного палива і втрат по лініям електропередачі.

У рівнянні 6.3 позначено:

- \dot{Q}_x - холодопродуктивність установки;
- $\Sigma N_{\text{Н}} = N_{\text{НС}} + N_{\text{НТ}} + N_{\text{НХ}}$ - сума ефективної потужності насосів циркуляції розсільної рідини в геліосистемі, теплоносія (води) в проміжному контурі і холодоагенту в контурі пароежекторної холодильної машини;

										Арк.
										53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ХК 12.00.00.00 ПЗ

- $\eta_{\text{ЕЛ}}$ - ККД електродвигунів насосів, для розрахунку приймаємо $\eta_{\text{ЕЛ}} = 0,95$;
- $\text{COP}_{\text{ТЕС}}$ - коефіцієнт перетворення хімічної енергії викопного палива в електроенергію на теплових електростанціях (ТЕС), для розрахунку приймають 0,3...0,35, [2];
- $\text{COP}_{\text{ЛЕП}}$ - коефіцієнт перетворення лінії електропередач (враховуючи електротрансформацію), для розрахунку приймають 0,97...0,99, [2];
- $\dot{Q}_{\text{ГБ}}$ - теплове навантаження на газовий бойлер для бівалентного режиму роботи холодильної установки.

Як впливає з розрахунків в розділі 5 значення теплового навантаження на сонячний колектор і ефективні потужності насосів в геліосистемі залежать від режиму роботи і частки перерозподілу теплоти χ .

Необхідно відзначити, що в рівнянні для COP_{Σ} відсутній тепловий потік від сонячної радіації. У цьому випадку враховується економічний аспект поняття ККД, а саме відновлюваність даного природного джерела теплоти на відміну від викопних видів палива.

Виконуємо розрахунки:

$$\text{COP}_{\text{Ц}} = \frac{5}{37,612 + 0,143} = 0,132.$$

$$\text{COP}_{\text{ХУ}} = \frac{5}{38,364 + 0,143 + 0,149 + 0,132} = 0,129 \text{ (для моновалентного режиму роботи).}$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$COP_{\Sigma} = \frac{5 \cdot 0,95}{0,143 \cdot 0,149 \cdot 0,132} + 0,3 \cdot 0,98$$

$$= 3,293 \text{ (для моновалентного режиму роботи).}$$

Для бівалентного режиму роботи результати розрахунку зведені до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Енергоефективність холодильної установки

№	t_{2T}	$\dot{Q}_{ГБ}$	$\dot{Q}_{СК}$	ΣN_H	$\Sigma N_{H,EL}$	$COP_{ХУ}$	COP_{Σ}
	°С	кВт	кВт	кВт	кВт	–	–
1	95	0	38,364	0,427	0,449	0,129	3,293
2	90	9,4	28,75	0,4286	0,4511	0,1296	0,457
3	85	18,8	19,188	0,4288	0,4513	0,130	0,2459
4	80	28,2	9,591	0,429	0,4515	0,131	0,168

Використання коефіцієнта перетворення COP_{Σ} дозволяє виконати порівняння між тепловикористовуючою і парокомпресійною холодильною установкою.

У якості об'єкту порівняння була прийнята парокомпресійна холодильна машина, працююча на холодоагенті R134a з параметрами циклу $t_0 = 0$ °С та $t_k = 30$ °С, температура всмоктування в компресор після перегріву в регенеративному теплообміннику складає 12,6 °С; ізоентропний ККД в процесі стиснення прийнято рівним 70%.

Згідно з розрахунком в COOLPACK маємо:

$$\dot{Q}_X = 5 \text{ кВт};$$

$$N_E = 0,932 \text{ кВт};$$

$$COP_E = 5,36.$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При перерахунку потужності в електричну $N_{\text{ЕЛ}} = 0,982$ кВт:

$$COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_X}{\frac{N_{\text{ЕЛ}}}{COP_{\text{ТЕС}} \cdot COP_{\text{ЛЕП}}}} = \frac{5 \cdot 0,3 \cdot 0,98}{0,982} = 1,496.$$

Результати цього розрахунку показують, що пароежекторна холодильна машина з геліосистемою і проміжним контуром, працююча в моновалентному режимі (без теплового навантаження від газового бойлера) більш енергоефективна, ніж парокомпресійна ($COP_{\Sigma})_{\text{ПЕХМ}} > (COP_{\Sigma})_{\text{ПКХМ}}$, ($3,293 > 1,496$), у 2,2 рази.

Для бівалентного режиму роботи можна реалізувати догрів з використанням теплоти продуктів згорання теплогенераторів, котельних установок. У цьому випадку необхідно враховувати енергоефективність системи спільного вироблення тепла і холоду. У даній роботі ця задача не передбачена.

Крім представленого вище аналізу енергоефективності по величині коефіцієнта перетворення найбільш коректним показником (для холодильних установок, що гібридні за формою енергії, яка витрачається) є величина ексергетичної ефективності, але така оцінка умовою роботи не передбачена.

Недоліком розглянутої установки є порівняно великий показник питомої поверхні сонячного колектору на одиницю холодопродуктивності. Для найбільш економічного режиму по затратам енергії маємо:

$$a_F = \frac{F_{\text{СК}}}{Q_X} = \frac{205}{5} = 41 \frac{\text{м}^2}{\text{кВт}}.$$

Зниження цього показника можливе для бівалентних режимів, але з погіршенням енергоефективності.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Більш економічний шлях - це збільшення коефіцієнту ежекції для ежектору, для чого пропонуються:

- провести дослідження на більш високих температурних холодоагентах, наприклад, R236fa та R245fa;
- провести дослідження підігріву пасивного потоку;
- оцінити можливість застосування двофазного ежекторного стиснення.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЖЕКТОРУ

6.1. Вихідні дані (з розділу 4):

- Активний потік на вході в робоче сопло:
 - тиск, $P_{1A} = 10^6$ Па;
 - температура, $t_{1A} = 90^\circ\text{C}$;
 - питомий об'єм, $v_{1A} = 0,04261 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;
 - масова витрата, $\dot{m}_A = 0,08478 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;
 - об'ємна витрата, $\dot{V}_{1A} = 0,003612 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;
 - швидкість пари на вході, $w_{1A} = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;
- Активний потік на виході з робочого сопла:
 - тиск, $P_{2A} = 0,852 \cdot 10^{-5} = 85200$ Па;
 - температура, $t_{2A} = 17,33^\circ\text{C}$;
 - питомий об'єм, $v_{2A} = 0,47375 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;
 - швидкість пари на виході, $w_{2A} = 435,158 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;
 - об'ємна витрата, $\dot{V}_{2A} = 0,040164 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;
- Пасивний потік на вході в приймальну камеру:
 - тиск, $P_{1\Pi} = 1,032$ бар = 103200 Па;
 - температура, $t_{1\Pi} = 0^\circ\text{C}$;
 - питомий об'єм, $v_{1\Pi} = 0,36214 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;
 - масова витрата, $\dot{m}_{\Pi} = 0,016108 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$;
 - об'ємна витрата, $\dot{V}_{1\Pi} = 0,00583 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

4. Пасивний потік у площині вихода активного потоку з робочого сопла:

- тиск, $P_{2\Pi} = P_{2A} = 85200$ Па;
- температура, $t_{2\Pi} = -5^{\circ}\text{C}$;
- питомий об'єм, $v_{2\Pi} = 0,43308 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$.

6.2. Алгоритм розрахунку

1. Площа вхідного перетину робочого сопла:

$$f_{1A} = \dot{V}_{1A} / w_{1A}, \text{ м}^2;$$

приймаємо $w_{1A} = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, тоді:

$$f_{1A} = 0,003612 / 10 = 0,00036 \text{ м}^2.$$

2. Площа критичного перетину сопла:

$$f_{\text{кр}} = \frac{\dot{m}_A \cdot w_{\text{кр}}}{\pi_{\text{кр}} \cdot P_{1A}}, \text{ м}^2;$$

$$f_{\text{кр}} = \frac{0,08478 \cdot 207,54}{0,60157 \cdot 10^6} = 0,0000292 \text{ м}^2,$$

де $w_{\text{кр}}$ – критична швидкість пари активного потоку;

$$w_{\text{кр}} = \sqrt{2k_y / (k_y + 1) \cdot \sqrt{P_{1A} \cdot v_{1A}}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$w_{\text{кр}} = \sqrt{2 \cdot 1,022 / (1,022 + 1) \cdot \sqrt{10^6 \cdot 0,04261}} = 207,54 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де k_y – умовний показник ізоентропи [6.1]

$$k_y = \frac{\sigma_{SY}}{\sigma_{SY} - 1} = \frac{46,655}{46,655 - 1} = 1,022.$$

									Арк.
									59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$\sigma_{SY} = \frac{h_{1A} - h_{2A}}{P_{1A} \cdot v_{1A} - P_{2A} \cdot v_{2A}} = \frac{(716,85 - 612,04) \cdot 10^3}{10^6 \cdot 0,04261 - 85200 \cdot 0,47375} = 46,655.$$

$\pi_{кр}$ – відносний тиск в критичному перетині:

$$\pi_{кр} = \left(\frac{2}{k_y + 1} \right)^{\frac{k_y}{k_y - 1}} = \left(\frac{2}{1,022 + 1} \right)^{\frac{1,022}{0,022}} = 0,60157$$

3. Площа вихідного перетину робочого сопла:

$$f_{2A} = \frac{\dot{m}_A \cdot v_{2A}}{w_{2A}}, \text{ м}^2;$$

$$f_{2A} = \frac{0,08478 \cdot 0,47375}{435,158} = 0,0000923 \text{ м}^2.$$

4. Площа перетину циліндричної ділянки камери змішання при:

$$\Pi_A = \frac{P_{1A}}{P_{1П}} = \frac{10^6}{103200} = 9,69;$$

$$\Pi_K = \frac{P_K}{P_{1П}} = \frac{2,814}{1,032} = 2,727.$$

$$\left(f_3 / f_{кр} \right)_{\text{опт}} = \frac{1,51 \cdot \Pi_A - 4,98}{\Pi_K - 0,958} - 0,384 \cdot \Pi_A + 2,9 = 4,636;$$

$$\text{звідси } f_3 = 4,636 \cdot f_{кр} = 4,636 \cdot 0,0000292 = 0,0001354 \text{ м}^2.$$

5. Відношення площ конічної ділянки до циліндричної:

$$\beta = \frac{f_2}{f_3};$$

$$\begin{aligned} \beta_{\text{опт}} &= 2 \cdot 10^6 \cdot \Pi_A^3 - 1,81 \cdot 10^{-4} \cdot \Pi_A^2 + 0,83 \cdot 10^{-2} \cdot \Pi_A + 1,15 \\ &= 2 \cdot 10^6 \cdot 9,63^3 - 1,81 \cdot 10^{-4} \cdot 9,63^2 + 0,83 \cdot 10^{-2} \cdot 9,63 + 1,15 \\ &= 1,215. \end{aligned}$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Площа перетину конічної ділянки камері змішання:

$$f_2 = \beta_{\text{опт}} \cdot f_3;$$

$$f_2 = 1,215 \cdot 0,0001354 = 0,0001645 \text{ м}^2.$$

7. Площа перетину на виході з дифузора:

$$f_4 = \frac{(\dot{m}_A + \dot{m}_П) \cdot v_4}{w_4}, \text{ м}^2;$$

$$f_4 = \frac{(0,08478 + 0,016108) \cdot 0,16277}{20} = 0,0008211 \text{ м}^2.$$

8. Діаметр перетину:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}}$$

6.3. Розрахунок основних розмірів ежектора:

На рисунку 6.1 представлені позначення основних розмірів ежектора:

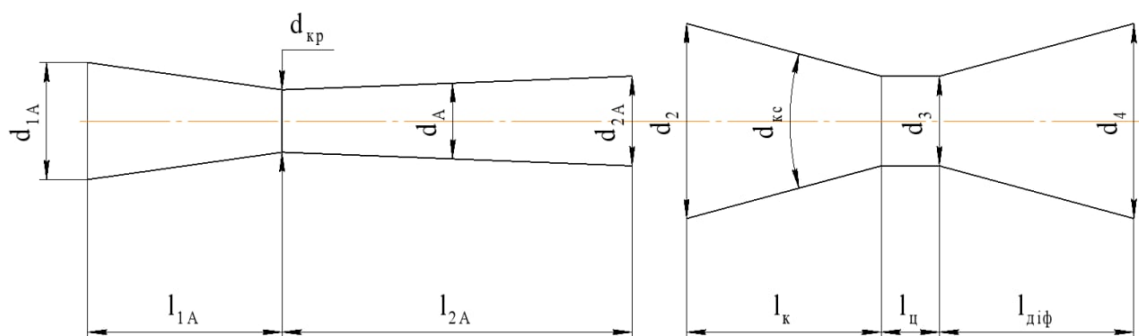


Рисунок 6.1. Геометричні параметри основних елементів ежектора

На основі значень площ для активного і змішаного потоку (розділ 6.2) отримаємо:

$$d_{1A} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{1A}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00036}{3,14}} = 0,0214 \text{ м} = 21,4 \text{ мм};$$

										Арк.
										61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ХК 12.00.00.00 ПЗ					

$$d_{кр} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{кр}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000292}{3,14}} = 0,0061 \text{ м} = 6,1 \text{ мм};$$

$$d_{2A} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{2A}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0000923}{3,14}} = 0,01084 \text{ м} = 10,84 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001334}{3,14}} = 0,0131 \text{ м} = 13,1 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001645}{3,14}} = 0,01447 \text{ м} = 14,5 \text{ мм};$$

$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_4}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0008211}{3,14}} = 0,03234 \text{ м} = 32,34 \text{ мм};$$

Осьові розміри:

- довжина конфузорної ділянки робочого сопла:

$$l_{1A} = 2 \cdot d_{кр} = 2 \cdot 6,1 = 12,2 \text{ мм};$$

- довжина дифузорної ділянки робочого сопла:

$$l_{2A} = \frac{d_2 - d_{кр}}{2 \cdot \text{tg}(\alpha_A/2)} = \frac{10,84 - 6,1}{2 \cdot \text{tg} 7^\circ} = 19,3 \text{ мм};$$

- довжина конічної ділянки камері змішання:

$$l_K = \frac{d_2 - d_3}{2 \cdot \text{tg}(\alpha_{КС}/2)},$$

де приймаємо $\alpha_{КС} = \alpha_A = 14^\circ$, тоді:

$$l_K = \frac{14,5 - 13,1}{2 \cdot \text{tg} 7^\circ} = 5,7 \text{ мм};$$

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- довжина циліндричної ділянки камері змішання:

$$l_{\text{ц}} = d_3 = 13,1 \text{ мм};$$

- осьова довжина дифузора:

$$l_{\text{диф}} = \frac{d_4 - d_3}{2 \cdot \text{tg}(\alpha_{\text{д}}/2)} = \frac{32,34 - 13,1}{2 \cdot \text{tg}5^\circ} = 109,96 \text{ мм};$$

Приймаємо $l_{\text{диф}} = 110 \text{ мм}$.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. ОХОРОНА ПРАЦІ

7.1. Вимоги охорони праці до розміщення холодильного обладнання

Забороняється розміщувати в одному приміщенні з холодильною установкою обладнання з температурою поверхні вище 300° С, з відкритим полум'ям або вибухонебезпечне.

У машинних (апаратних) відділеннях холодильних установок для обслуговування холодильного обладнання та арматури, розташованих на висоті вище 1,8 м від підлоги, передбачаються металеві площадки зі сходами та огорожею (перилами) заввишки не менше 1 м з суцільним металевим захистом по низу (бортиком) висотою не менше 0,15 м.

Дозволяється не влаштовувати площадку для одиночної, рідко використовуваної арматури, розташованої вище 1,8 м від підлоги. В цьому випадку арматура обслуговується з переносною драбини.

Для екстреного відключення електроживлення всього устаткування (крім аварійної вентиляції та освітлення) неагрегатованих холодильних установок (компресори, насоси, вентилятори) у одного з виходів з машинного відділення монтується кнопка (червоного кольору) загального аварійного відключення.

Для захисту працівників від наслідків можливих руйнувань елементів обладнання і трубопроводів холодильних установок слід, зокрема, передбачати:

- а) прилади протиаварійного автоматичного захисту;
- б) запобіжні пристрої по тиску;
- в) своєчасний огляд посудин (апаратів), що працюють під тиском і що входять до складу холодильних установок, і трубопроводів.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Системи контролю, управління і протиаварійного автоматичного захисту розміщуються в місцях, зручних і безпечних для обслуговування. У цих місцях не допускається вібрація, забруднення продуктами технології, механічні та інші шкідливі впливи, що впливають на точність, надійність і швидкодію систем [7].

7.2. Правила експлуатації холодильної установки

Роботи з технічного обслуговування холодильних установок, регулювання та усунення несправностей повинні проводитися з дотриманням цих правил. Планові огляди і ревізії холодильних установок повинні проводитися відповідно до затвердженого графіка, складеного з урахуванням рекомендацій РЕ і умов експлуатації кожної установки. Проходи поблизу машин і апаратів повинні бути завжди вільні, а підлоги проходів - в справному стані. Доступ до рухомих частин машини дозволяється тільки після повної зупинки і вжити всі заходи проти пуску машин сторонніми особами. Забороняється експлуатація холодильної установки з несправними приладами захисної автоматики. Куріння і користування відкритим полум'ям в машинних відділеннях (а також в інших приміщеннях, де встановлено холодильне обладнання) забороняється [8].

Пуск холодильної установки після її зупинки на тривалий час (більше 24 год) може бути проведений тільки після перевірки справності установки і з дозволу особи, відповідальної за безпечну експлуатацію. Експлуатація холодильної установки повинна бути відображена в добовому журналі її роботи. При обслуговуванні холодильної установки повинен проводитися візуальний огляд обладнання, перевірка його герметичності, очищення поверхні обладнання від бруду і пилу. Всі помічені дефекти повинні заноситися в журнал із зазначенням заходів щодо їх усунення. Для виявлення

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

місця витoku хладону дозволяється користуватися Галоїдне і іншими течношукачами, мильною піною, полімерними індикаторами герметичності. Наявність слідів масла в роз'ємних з'єднаннях, бульбашок при омилуванням зварних з'єднань, зміна кольору полум'я вказують на витік хладону. При виявленні витoku хладону компресор необхідно зупинити, перекрити запірною арматурою пошкоджену ділянку, включити витяжну вентиляцію і, відкривши вікна і двері, негайно усунути витік. Розкривати компресори, апарати і трубопроводи дозволяється тільки після того, як тиск хладону буде знижений до атмосферного і залишається постійним протягом 20 хв. Забороняється розкривати апарати з температурою стінок менше мінус 35°C [8].

Концентрація розсолу, що проходить всередині труб випарників, повинна бути такою, щоб температура замерзання розсолу була на 8°C нижче температури кипіння хладону. Температура охолоджуючої води на виході з сорочок циліндрів компресора не повинна бути більше 45°C.

Забороняється видалення інею механічним способом з батареї безпосереднього охолодження (допускається обмітання інею). При видаленні снігової шуби з охолоджувальних пристроїв шляхом їх нагрівання тиск в батареях і повітроохолоджувачах не повинно перевищувати тиску випробування на щільність для апаратів (судин) сторони низького тиску. Механічне очищення від водяного каменю трубок кожух-трубних апаратів (конденсаторів і випарників з між трубним кипінням) повинна проводитися тільки після звільнення їх від хладону під безпосереднім наглядом особи, відповідальної за безпечну експлуатацію установки. Застосування зварювання і пайки при ремонті фреонових машин, апаратів і трубопроводів на діючих установках повинно проводитися під наглядом старшого технічного персоналу і наявності письмового дозволу особи, відповідальної на підприємстві за справний стан, правильну і безпечну експлуатацію холодильних установок.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перед зварюванням або паянням слід видалити хладон з апаратів і трубопроводів. Зварювання та пайка повинні проводитися відповідно до "Правил пожежної безпеки при проведенні зварювальних і інших вогневих робіт на об'єктах народного господарства". У разі перерви в роботі установки в зимовий час, при небезпеці замерзання води, остання повинна бути видалена з усіх машин і апаратів з водяним охолодженням, а також з водяних магістралей. Забороняється додавання до Хладону або до їх сумішей інших додаткових холодильних агентів без узгодження з заводами - виготовлювачами фреонових холодильних машин або агрегатів.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У розрахунку ПЕХМ виконано уточнення визначення коефіцієнта ежекції на основі опитних даних в ОДАХ.
2. Запропоновано процес стиснення в камері змішання і дифузори розглядувати методом ККД (η_{CM}) на базі експериментальних результатів Петренко В.А.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование методов повышения эффективности эжекторной холодильной машины / Петренко В.А., Воловик А.С., Шестопапов К.А., Хуанг Б.Г. // Сталый розвиток і штучний холод / Збірник наукових праць VIII міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон: Гринь Д.С., 2012. – 638 с. 4.1
2. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учебн. Пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин, Е.Д. Герасимов и др.; Под. общ. ред. И.А. Сакуна. – Л. :Машиностроение. Ленингр. отделение, 1987. – 423 с. 4.2
3. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Л. :Судостроение, 1979. – 583 с. 4.3
4. Петренко В.А. Каскадные и комбинированные компрессорно-эжекторные холодильные машины, работающие на природных рабочих веществах / Петренко В.А., Ерин В.А. // Сталый розвиток і штучний холод / Збірник наукових праць VIII міжнародної науково-технічної конференції. – Херсон: Гринь Д.С., 2012. – 638 с. 4.4
5. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты . М., Энергия, 1970. – 285с. 4.5.
6. Міжгалузеві правила з охорони праці при експлуатації холодильних установок дата запиту 11.05.2021
<https://uadoc.zavantag.com/text/36015/index-1.html>.
7. Загальні положення щодо безпечної експлуатації холодильних установок дата запиту 11.05.2021 <https://buklib.net/books/35212/>.
8. Системи сонячного теплопостачання дата запиту 18.04.2021
<https://lektsii.org/6-37835.html>.

					ХК 12.00.00.00 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		