

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Опалення, вентиляція та штучний холод»
на тему: «Розробка системи опалення офісного приміщення-на базі
теплонасосної установки»

Здобувач групи ХКдн-04др

Баран Світлана Віталіївна

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело.

(підпис) _____ **Баран Світлана**

Керівник

к.т.н., доцент Станіслав МЕЛЕЙЧУК

(підпис)

Суми 2024

ЗМІСТ

С.

1. ВСТУП.....	3
1.1 Мета та завдання дослідження:.....	3
1.2 Об'єкт та предмет дослідження:.....	4
1.3 Практична значимість.....	4
1.4 Теплові насоси. Їх види та принцип роботи:.....	5
1.5 Особливості конструкції будівлі. Використання термодіодів:	9
2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ	17
2.1. Розрахунок теплових втрат приміщення	18
2.1.1. Тепловтрати через стіни.....	18
2.1.2. Тепловтрати через дах	20
2.1.3. Тепловтрати через підлогу.....	21
2.1.4. Тепловтрати через вікна	22
2.1.5. Тепловтрати через двері.....	22
2.2 розрахунок теплових втрат приміщення при застосуванні термодіодів.....	23
2.2.1 Тепловтрати через стіни.....	22
2.2.2 Тепловтрати через дах.....	24
2.3. Принципова схема системи опалення приміщення	266
2.4. Розрахунок циклу та інтегральних параметрів ТНУ	27
2.5 Підбір теплонасосної установки.....	34
3. РОЗРАХУНОК ПЛАСТИНЧАСТОГО-КОНДЕНСАТОРА.....	37
3.1 Розрахунок на міцність болтів кріплення	49
3.2. Розрахунок на міцність стяжок різьбових.....	50
4. Охорона праці	53
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	609

					<i>Б142д 01.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		<i>Баран</i>			Розробка системи опалення офісного приміщення на базі теплонасосної установки	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Провер.</i>		<i>Мелейчук</i>					2	60
<i>Реценз.</i>						<i>СумДУ ХКдн-04др</i>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Утверд.</i>		<i>Вансєв</i>						

1. **Енергоефективність:** Теплові насоси використовують енергію навколишнього середовища: повітря, води, ґрунту для перетворення її на теплову енергію для опалення приміщення, при цьому витрачаючи мінімум електроенергії. Цей процес ефективний навіть за низьких температур, що робить теплові насоси ідеальними для різних кліматичних умов.

2. **Екологічна чистота:** Теплові насоси вважаються екологічно чистими варіантами опалення, порівняно з традиційними системами на основі газу або пального. Зменшення викидів CO₂ та інших забруднюючих речовин стає все більш важливим фактором при виборі опалювальної системи.

3. **Комфорт:** Система опалення на базі теплонасосної установки працює практично безшумно, забезпечуючи комфортні умови в приміщенні.

4. **Економічність:** Впровадження системи опалення на базі теплонасосної установки може призвести до зниження витрат на опалення та експлуатацію в порівнянні з традиційними системами. Хоча початкова вартість установки теплонасосної системи може бути вищою, проте під час експлуатації вона швидко себе відшкодовує.

– 5. **Безпека та надійність.** Сучасні теплові насоси вогнестійкі. В процесі нагрівання води та опалення не утворюються небезпечні гази, відкрите полум'я або шкідливі суміші. Деталі теплового насоса не нагріваються до високих температур, що запобігає появі пожеж. Також виключається можливість замерзання рідин у компресорі або інших складових частинах.

6. **Гнучність:** Тепловий насос сумісний з будь-якою системою опалення. Крім того, сучасний дизайн дозволяє встановлювати його в будь-яких приміщеннях.

1.4 Теплові насоси, їх види та принцип роботи:

Теплова енергія природним чином переходить із теплих місць у холодніші. Однак тепловий насос може повернути цей процес назад, поглинаючи тепло з холодного простору та надаючи його теплішому. У системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря термін тепловий

						<i>Б142д 01.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			5

насос зазвичай відноситься до парокомпресійних холодильних пристроїв, оптимізованих для високої ефективності в обох напрямках передачі теплової енергії. Ці теплові насоси можуть бути реверсивними та працювати в будь-якому напрямку, щоб забезпечити обігрів або охолодження внутрішнього простору.

Більша частина енергії для опалення надходить із зовнішнього середовища, лише незначна частина надходить від електрики (або іншого високоякісного джерела енергії, необхідного для роботи компресора).

Тому основна цінність теплових насосів полягає в тому, що використовуючи альтернативні джерела енергії, вони дозволяють отримувати недороге та постійно доступне тепло без шкоди для навколишнього середовища.

В залежності від задіяного джерела тепла, існують такі типи теплових насосів (рисунок 1.1):

- геотермальні теплові насоси використовують постійні температури глибоко під землею для нагріву або охолодження конструкцій. Подібно глибоководним насосам, вони часто використовують воду в якості холодоагенту і не вимагають процесів конденсації і випаровування.

- повітряні теплові насоси сьогодні є найпопулярнішими, енергоефективними і дешевими на ринку. Тому останнім часом вони стали масовим рішенням завдань опалення та кондиціонування об'єктів будь-якого типу: приватні будинки, квартири, офісні будівлі, торгові центри, виробничі приміщення, склади, будь-яка комерційна нерухомість і т. д.

Як впливає з назви, повітряні теплові насоси передають тепло від зовнішнього повітря всередину будівлі. Тому дані системи моуть бути ідеальними для об'єктів у відносно помірному кліматі, забезпечуючи достатню кількість тепла та ефективне функціонування навіть при температурах до -25°C .

- водяні теплові насоси можуть стати відмінним варіантом для споруд, досить близьких до глибоководних джерел. Вони працюють за тим же

						Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Б1428 01.00.00.00 ПЗ	

принципом, що і повітряні, за винятком того, що в якості середовища для теплообміну використовуються порції води. Вони поглинають тепло від води, щоб нагріти внутрішню частину конструкції, а виділяють – для охолодження.

Оскільки температура глибоко під водою відносно стабільна протягом усього року, ця система може використовуватися в більш екстремальних кліматичних умовах. Це є основною перевагою в порівнянні з повітряними системами.

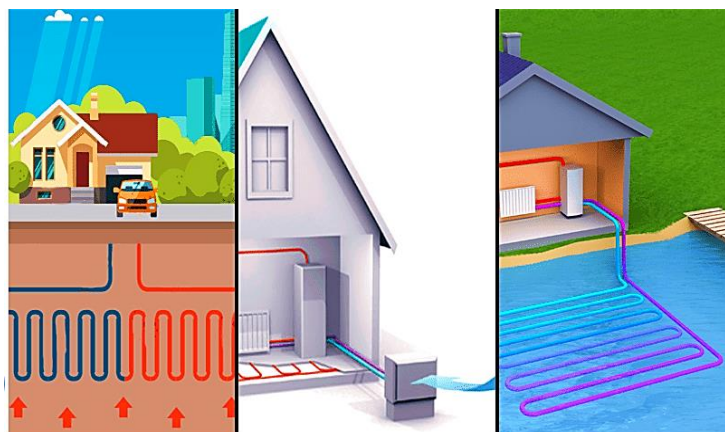


Рисунок 1.1 – типи теплових насосів в залежності від задіяного джерела тепла: а) геотермальний тепловий насос, б) повітряний тепловий насос, в) водяний тепловий насос.

Оптимальним варіантом можна вважати повітряні теплові насоси. Тобто, в даному випадку мова йде про насоси, які на вході працюють з повітрям, а на виході взаємодіють з водою: повітря-вода. До речі, відзначимо, що цей варіант вважається найбільш поширеним та ефективнішим, ніж інші системи опалення. Він також дешевший в установці, ніж інші види теплових насосів, так як знаходяться над землею і не вимагає проведення додаткових монтажних робіт.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

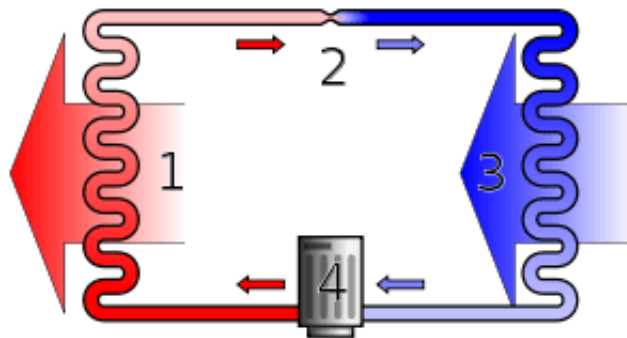


Рисунок 1.2 – принцип роботи теплових насосів (1. конденсатор, 2. розширювальний клапан, 3. випарник, 4. компресор)

Принцип роботи теплової насосів (рисунок 1.2) наступний:

Робоча рідина в газоподібному стані знаходиться під тиском і циркулює в системі за допомогою компресора. На стороні нагнітання компресора гаряча пара під високим тиском охолоджується в теплообміннику, який називається конденсатором, доки не конденсується в рідину під високим тиском і помірною температурою. Потім конденсований холодоагент проходить через розширювальний клапан для зниження тиску. Після цього рідкий холодоагент низького тиску надходить в інший теплообмінник, випарник, у якому рідина поглинає тепло і кипить. Потім холодоагент повертається в компресор, і цикл повторюється.

Важливо, щоб холодоагент під час стиснення досяг достатньо високої температури, щоб виділити тепло через «гарячий» теплообмінник (конденсатор). Подібним чином рідина повинна досягати досить низької температури, коли їй дозволено розширюватися, інакше тепло не зможе надходити з холодної області навколишнього середовища в рідину в холодному теплообміннику (випарнику). Зокрема, різниця тиску має бути достатньо великою, щоб рідина могла конденсуватися на гарячій стороні та все ще випаровуватися в області нижчого тиску на холодній стороні. Чим більша різниця температур, тим більша необхідна різниця тиску, а отже, тим більше енергії потрібно для стиснення рідини. Таким чином, як і у всіх теплових насосів, коефіцієнт продуктивності (кількість теплової енергії, що

переміщується на одиницю необхідної вхідної роботи) зменшується зі збільшенням різниці температур.

1.5 Особливості конструкції будівлі. Використання термодіодів.

Особливості конструкції будівлі мають велике значення для забезпечення ефективності системи опалення. Традиційно показники енергозбереження огорожувальних конструкцій оцінюють за ефективним коефіцієнтом тепловіддачі. Теплоізоляція широко використовується для зниження давного коефіцієнта i , відповідно, навантаження та опалення та охолодження приміщень. [9] Ідеальні матеріали для огорожувальних конструкцій повинні мати надзвичайно низьку теплопровідність і хорошу конструкцію за прийнятною ціною. Для ізоляції зазвичай використовуються різні матеріали, такі як пінопласт, мінеральна вата, пінополістирол, аерогель та інші. Але, оскільки коефіцієнт теплопередачі неможливо зменшити до нуля, втрати енергії повинні бути збалансовані.

З іншого боку, дослідники також розглядали можливість розробки нових огорожувальних конструкцій, які могли б накопичувати та вивільняти енергію контрольованими способами для покращення рівня теплового комфорту у приміщенні за допомогою пасивних методів контролю.

В останні роки використання фазоперехідних матеріалів для стабілізації температури повітря в приміщенні привернуло значну увагу дослідників. Однак, перш ніж фазоперехідні матеріали можна буде практично застосовувати в будівлях для пасивного контролю температури повітря в приміщенні як у сезон охолодження, так і в опалювальний сезон, необхідно вирішити декілька питань. Наприклад, під час опалювальних сезонів через передачу тепла між огорожувальним покриттям будівлі та навколишнім середовищем значна частина тепла, що зберігається у фазоперехідних матеріалах, може втрачатись у навколишнє повітря, а не використовуватись для обігріву приміщень. Що ще гірше, протягом сезонів охолодження тепло, що зберігається у фазоперехідних матеріалах, навіть збільшить навантаження

та охолодження. Таким чином, як ефективно використовувати енергію, що зберігається у фазоперехідних маєтріалах, не було повністю вивчено.

Термодіод є унікальним тепловим компонентом, позитивні і негативні коефіцієнти тепловіддачі якого істотно відрізняються. Під час опалювальних сезонів термодіод пропускає сонячну енергію у внутрішній простір, але перекриватиме шлях назовні. Таким чином сонячну енергію можна було б ефективно збирати для опалення приміщень. Протягом сезонів охолодження надходження сонячної енергії до приміщення може бути заблоковано ТД, тому енергія, необхідна для охолодження буде значно зменшена.

В основу термодіодів покладено принцип теплових труб. Серед багатьох переваг використання теплової труби можна виділити: простоту конструкції, легкість регулювання, можливість передачі високих теплових потоків на значну відстань за надзвичайно малих температурних напорів. Більш того, теплові труби не вимагають енергії на перекачування теплоносія.

Зазвичай тепла труба (рисунок 1.3) є закритою трубою або камерою найрізноманітнішої форми, внутрішня поверхня якої викладена капілярно-пористим гнотом. Гніт насичений рідкою фазою робочої рідини (теплоносія), а об'єм труби, що залишається, заповнений паровою фазою теплоносія. Тепло, що надходить від зовнішнього джерела тепла до випарника, викликає випаровування теплоносія на цій ділянці труби. Різниця тисків, що виникає при цьому, спонукає пар рухатися від випарника до конденсатора, де він конденсується, віддаючи при цьому тепловому стоку на цій ділянці труби приховану теплоту пароутворення. В результаті постійного випаровування кількість рідини зменшується і поверхня розділу фаз рідина-пара зсувається всередину поверхні гноту, що викликає виникнення тут капілярного тиску. Цей капілярний тиск змушує рідину, що сконденсувалася, повертатися назад у випарник для подальшого випаровування. Таким чином, в тепловій трубі може безперервно здійснюватися перенесення прихованої теплоти пароутворення від випарника конденсатору при постійно змоченому гноту. Цей процес продовжуватиметься нескінченно, якщо не станеться замикання

					Б142д 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

каналів для проходу робочої рідини та підтримуватиметься достатній капілярний тиск.

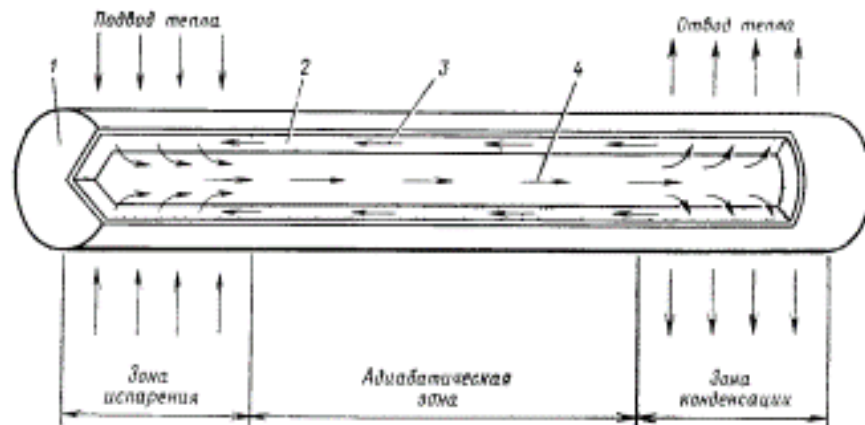


Рисунок 1.3 – деталі та принцип роботи теплової труби. 1-корпус, 2-гніт, 3-потік рідини, 4-потік пари.

Кількість тепла, яке може бути перенесено у вигляді прихованої теплоти пароутворення, зазвичай на кілька порядків величини вище кількості, яка може бути перенесена у вигляді ентальпії робочої рідини у звичайній конвективній системі. Тому теплова труба може передавати велику кількість тепла за установки малого розміру. Температурний напір у тепловій трубі дорівнює сумі температурних напорів у випарнику, паровому каналі та конденсаторі. Завдяки тонкій структурі гноту та малому температурному натиску, який необхідний для руху пари, були розроблені теплові труби, що мають теплові характеристики на порядок краще за характеристики будь-яких відомих твердих тіл. На відміну від твердих провідників характеристики теплових труб залежать не тільки від розміру, форми та матеріалу, але також від конструкції, теплоносія та коефіцієнта тепловіддачі. Крім того, тепловій трубі притаманні обмеження передачі тепла, а іноді і складна динаміка пуску.

Планарні рідинно-парові теплові діоди (PLVTD) (рисунок 1.4, 1.5) по суті складаються з двох паралельних пластин, розділених порожниною глибиною, яка містить певну кількість робочої рідини, що підтримується в термодинамічному стані, близькому до насичення.

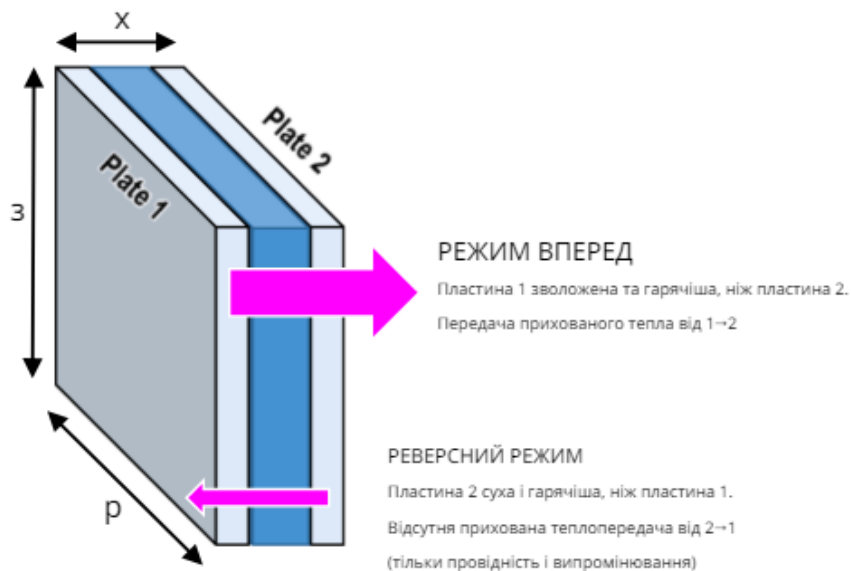


Рисунок 1.4 – принципова схема PLVTD

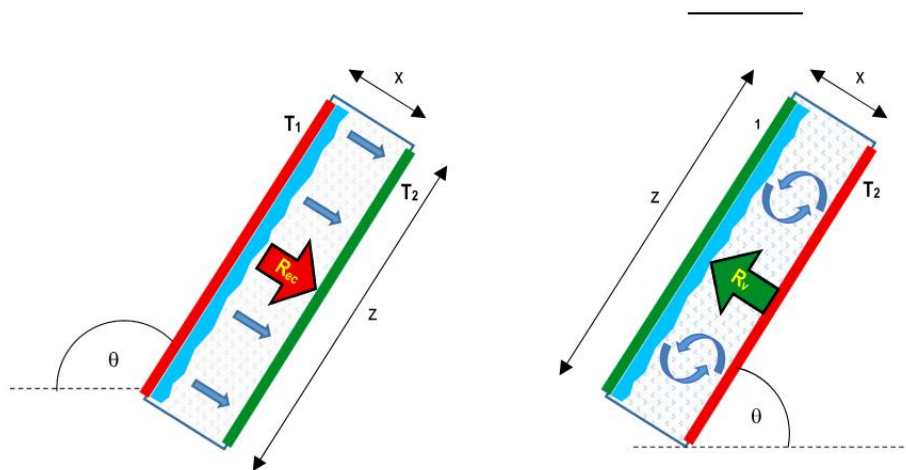


Рисунок 1.5 – влаштування та принципи роботи PLVTD

Під час роботи в прямому режимі змочування найгарячішої пластини (випарника) через контакт із рідким робочим тілом утворює пару, яка потім мігрує до холоднішої пластини (конденсатора), де вона виділяє своє приховане тепло та генерує конденсат для завершення циклу. Під час роботи у зворотному режимі найбільш гаряча пластина залишається сухою, щоб не утворювалась пара, не відбувалося прихованої теплопередачі, а частково евакуйована порожнина діє як ізолятор. Змочування випарника в прямому режимі може бути досягнуто за допомогою різних активних (наприклад, накачування падаючої плівки або розпилення) або пасивних (наприклад, капілярний гніт або кишени) методів. Ретельний контроль над механізмами

змочування пластини міг реально дозволити змінити напрямок роботи теплового діода або запустити або придушити роботу прямого режиму за потреби, таким чином створюючи компоненти з характеристиками теплоізоляції, що перемикаються.

Огородження будівель із клімат-контролем (англ. Climate control building envelopes (CCBE)) можуть значно зменшити потреби в енергії для опалення та охолодження приміщень, що є важливою частиною нульового енергоспоживання. У холодному кліматі CCBE має бути добре ізольованим, щоб запобігти втратам тепла; використовувати вентиляцію з рекуперацією тепла; має включати механізми для збору сонячного та навколишнього тепла. Останнього можна досягти або за допомогою пасивних засобів, такий як стіни або подвійні фасади, або за допомогою активних систем, таких як ґрунт, повітря, сонячні теплові насоси. У жаркому кліматі CCBE має включати пристрої для затінення, щоб запобігти надходженню тепла; мати відповідну ізоляцію та вентиляцію, а також конструктивні особливості, які полегшують вільне охолодження в нічний час. Теплоізоляція в жаркому кліматі може бути важливою для запобігання небажаному посиленню тепла, але навпаки діє як «антиізоляція» завдяки властивому зниженню потенціалу пасивного відведення тепла. Клімат у багатьох регіонах світу характеризується суттєвими добовими та сезонними перепадами температур, що вимагає термоадаптивний клімат-контроль будівельних огорожувальних конструкцій (CCBE), що поєднує усі вищезгадані характеристики в багатофункціональну фасадну покрівельну систему. На додаток до зменшення кількості енергії, необхідної для обігріву та охолодження приміщень, CCBE все частіше проектується з інтегрованою фотоелектричною системою для виробництва електроенергії, інтегрованою сонячною тепловою системою для постачання додаткового тепла для опалення приміщень; або будівельні інтегровані фотоелектрично-теплові елементи, які одночасно виробляють як теплову, так і електричну енергію. Концепції теплоізоляції, динамічної, адаптивної та перемикаючої ізоляції мають значний потенціал для підвищення

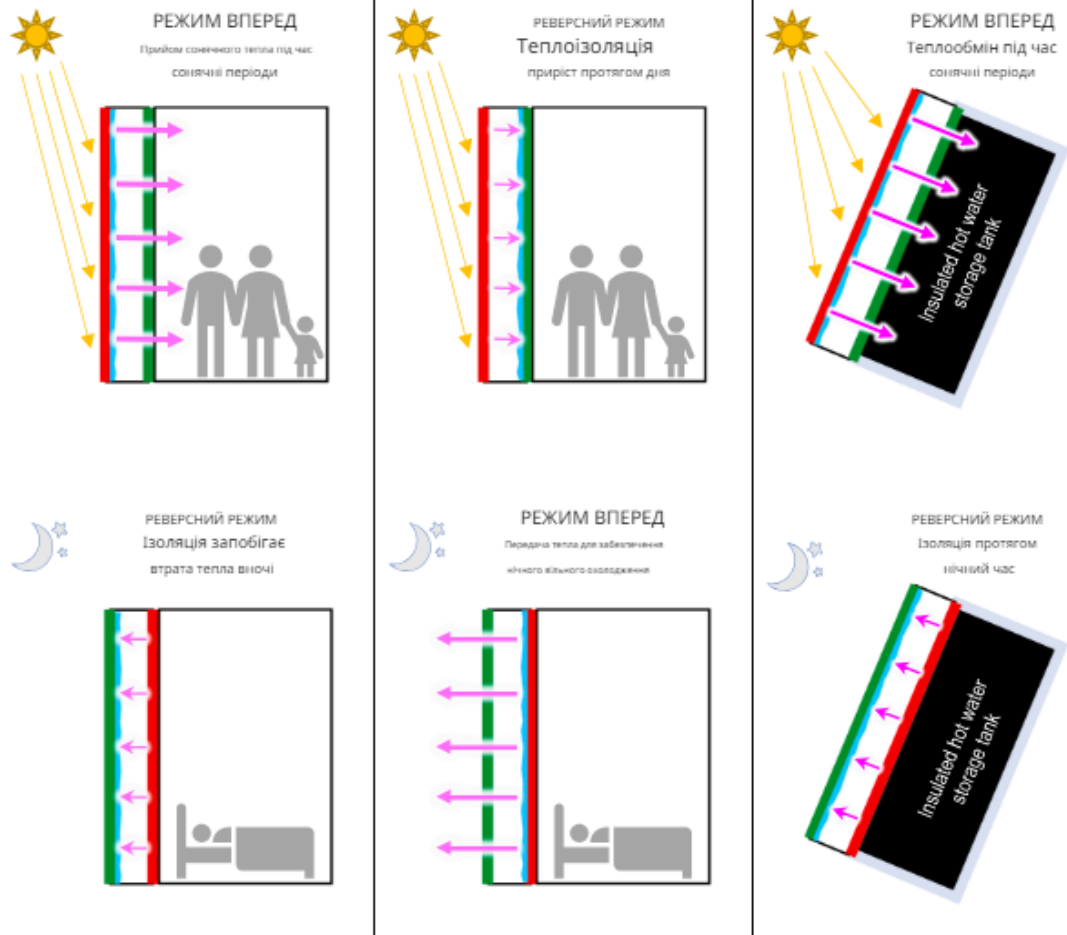
										<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						13

Б142д 01.00.00.00 ПЗ

ефективності ССВЕ щодо їх здатності збирати сонячне та навколишнє тепло в холодному кліматі (рис. 1.6а); відводити надлишок тепла в жаркому кліматі (рис. 1.6б) і потенційно підвищити ефективність елементів фотоелектричної системи шляхом регулювання температури клітин.

Сонячні теплові системи пропонують значний потенціал для задоволення потреб як у гарячій воді для побутових потреб, так і в енергії для опалення приміщень. У поєднанні з достатнім накопиченням енергії було показано, що інтегрована сонячна теплова забезпечує від 10% до 90% потреб житлових і комерційних приміщень у опаленні приміщень і гарячої води для побутових потреб у різних кліматичних умовах. Сонячні водонагрівальні системи зазвичай складаються з трьох основних компонентів: колектора, системи теплообміну та накопичувальної ємності. Акумулюючі ємності в звичайних насосних сонячних системах водонагрівання, як правило, громісткі та займають велику площу. У жаркому кліматі термосифонні сонячні водонагрівачі з ємностями-накопичувачами користуються популярністю завдяки їх пасивній роботі, простому монтажу, зовнішньому розміщенню накопичувальної ємності та відносно низькій вартості. Інтегровані колекторно-акумулюючі сонячні водонагрівачі (ICSSWH) це пасивні системи, які поєднують колектор і накопичувальну ємність в один блок, використовуючи частину оболонки накопичувального бака як сонячний поглинач. Ця концепція мінімізує розмір системи та кількість матеріалів, необхідних для виробництва, що призводить до менших одиничних витрат, менше втіленої енергії та більше вільного простору. Найбільшим недоліком ICSSWH і термосифонних сонячних водонагрівачів є те, що велика площа поверхні накопичувального резервуара за своєю природою піддається впливу зовнішнього середовища і, отже, чутлива до втрат тепла в холодному та вітряному кліматі. Останніми роками з'явилося все більше робіт щодо використання рідинно-парових теплових діодів для зменшення втрат тепла колекторами ICSSW.

					Б142д 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Риснок 1.6 – практичне застосування PLVTD у фасадах будівель із системою клімат-контролю та вбудованих колекторно-акумулюючих сонячних водонагрівачів:

а) ізоляційний фасад, що збирає сонячне тепло для будівель у холодному кліматі (PLVTD полегшує передачу сонячного тепла в будівлю вдень і запобігає втратам тепла через фасад вночі);

б) фасад вільного охолодження із захистом від проникнення тепла для будівель у жаркому кліматі (PLVTD запобігає небажаному надходженню сонячного тепла вдень і дозволяє відводити тепло від будівлі вночі, коли температура навколишнього середовища нижча)

в) теплозберігаючий інтегрований колекторноакумулюючий сонячний водонагрівач (ICSSWH) (PLVTD полегшує передачу сонячного тепла в резервуар для зберігання води вдень і запобігає втратам тепла вночі)

Детальна увага до конструкції будівлі та її теплоізоляція є важливою для забезпечення енергоефективності системи опалення і забезпечення мінімальних тепловрат.

					Б142в 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		16

2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Схема приміщення, що планується опалювати, зображена на рисунку 2.1.

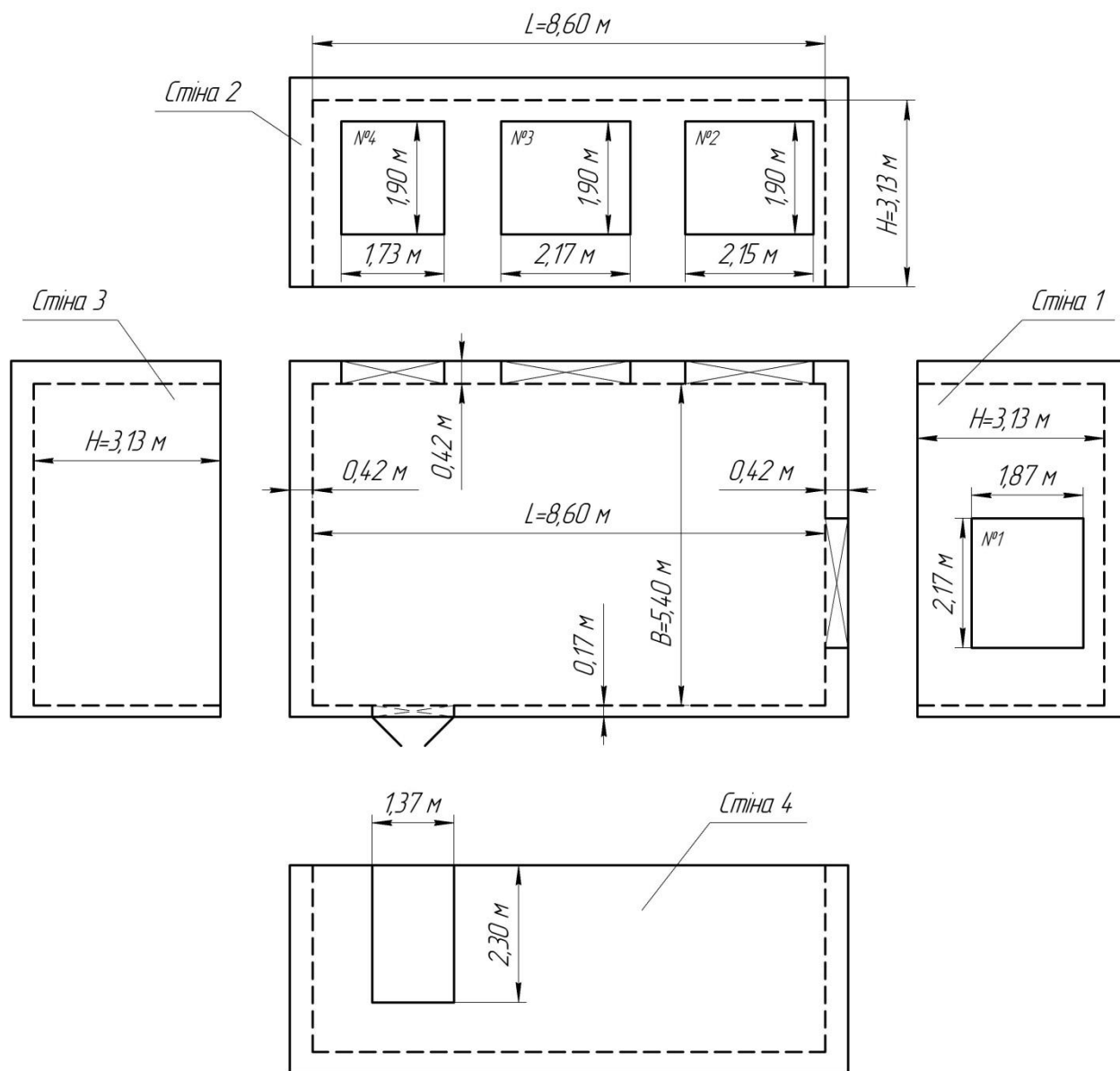


Рисунок 2.1 – Схема другого поверху навчальної аудиторії

2.1. Розрахунок теплових втрат приміщення

Тепловтрати через огорожувальні конструкції, кВт розраховуються за формулою

$$Q_{ог} = Q_{ст} + Q_{дах} + Q_{під} + Q_{вікн} + Q_{дв}, \quad (2.1)$$

де $Q_{ст}$ – тепловтрати через стіни;

$Q_{дах}$ – тепловтрати через дах;

$Q_{під}$ – тепловтрати через підлогу;

$Q_{вікн}$ – тепловтрати через вікна;

$Q_{дв}$ – тепловтрати через двері.

2.1.1. Тепловтрати через стіни

Розглянемо тепловтрати через стіни. Схема розрізу стіни представлена на рис. 2.2.

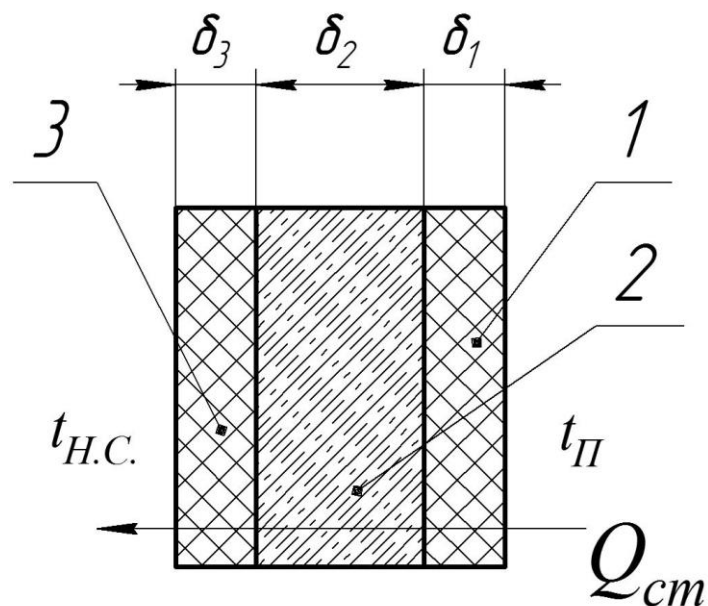


Рисунок 2.2 – Розріз стіни:

1 – внутрішній шар штукатурки ($\lambda_1 = 0,9 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_1 = 0,020 м$);

2 – цегляна кладка ($\lambda_2 = 0,82 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_2 = 0,380 м$);

3 – зовнішній шар штукатурки ($\lambda_3 = 0,9 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_3 = 0,020 м$);

Отже тепловтрати через стіни, кВт

$$Q_{cm} = k_{зov.cm} \cdot \Sigma F_{cm} \cdot (t_{\Pi} - t_{H.C.}), \quad (2.2)$$

де $k_{зov.cm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{BT}}}$ – коефіцієнт теплопередачі, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$,

тут α_3, α_{BT} , – коефіцієнти тепловіддачі відповідно для зовнішньої та внутрішньої сторони стін.

$$\alpha_3 = 23,2 \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \text{ та } \alpha_{BT} = 8,7 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для стін

$$k_{зov.cm} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{1}{8,7}} = 1,5 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Згідно рис. 2.1 зовнішніми стінами є три стіни товщиною 0,42 м. Площа стін обраховується як різниця повної площі стіни і площі вікон та дверей. Отже

$$F_{зov.cm.1} = H \cdot B - F_{вікн.1} = 3,13 \cdot 5,40 - 2,17 \cdot 1,87 = 12,8 м^2;$$

$$F_{зov.cm.2} = H \cdot L - \Sigma F_{вікн} = 3,13 \cdot 8,60 - (1,73 \cdot 1,90 + 2,17 \cdot 1,90 + 2,15 \cdot 1,90) = 15,4 м^2;$$

$$F_{зov.cm.3} = H \cdot B = 3,13 \cdot 5,40 = 16,9 м^2.$$

Розглянемо тепловтрати через внутрішню стіну.

Принципова схема розрізу внутрішньої стіни (стіна 4 на рис. 2.1) представлена на рис. 2.2 із уточненнями, а саме товщина цегляної кладки $\delta_2 = 0,120 м$, товщина шарів штукатурки $\delta_1 = 0,030 м$, $\delta_3 = 0,020 м$.

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішньої стіни

$$k_{вн.cm.4} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,03}{0,9} + \frac{0,12}{0,82} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{1}{8,7}} = 2,4 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Площа стіни

$$F_{вн.cm.4} = H \cdot L - F_{дв} = 3,13 \cdot 8,60 - 1,37 \cdot 2,30 = 23,8 м^2.$$

Загальна тепловитрата через стіни обчислюємо згідно формули 2.2

$$\begin{aligned} Q_{cm} &= k_{зov.cm} \cdot \Sigma F_{cm.1,2,3} \cdot (t_{\Pi} - t_{H.C.}) + k_{вн.cm.4} \cdot F_{вн.cm.4} \cdot (t_{\Pi} - t_{H.C.}) = \\ &= (20 - (-20)) \cdot (1,5 \cdot (16,9 + 15,4 + 12,8) + 2,4 \cdot 23,8) = 4,99 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

2.1.2. Тепловтрати через дах

Розглянемо тепловтрати через дах. Схема розрізу даху представлена на рис. 2.3.

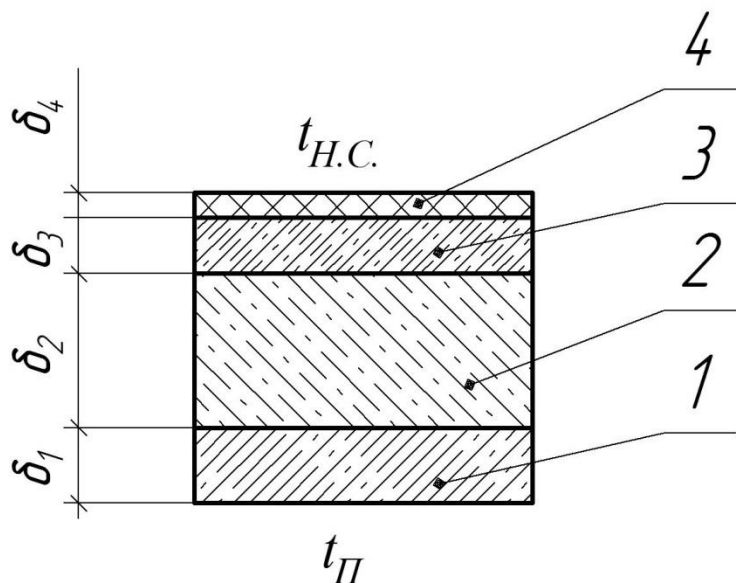


Рисунок 2.3 – Розріз даху:

- 1 – залізобетонна плита ($\lambda_1 = 1,5 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_1 = 0,220 м$);
- 2 – керамзитовий ґравій ($\lambda_2 = 0,23 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_2 = 0,400 м$);
- 3 – бетонна стяжка ($\lambda_3 = 1,2 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_3 = 0,040 м$);
- 4 – гідроізоляційне покриття – рубероїд ($\lambda_4 = 0,18 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_4 = 0,012 м$).

Тепловтрати через дах, кВт

$$Q_{дах} = k_{дах} \cdot F_{дах} \cdot (t_{П} - t_{Н.С.}) = k_{дах} \cdot L \cdot B \cdot (t_{П} - t_{Н.С.}), \quad (2.3)$$

де $k_{дах} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{вТ}}}$ – коефіцієнт теплопередачі, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$,

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для даху

$$k_{дах} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,22}{1,5} + \frac{0,4}{0,23} + \frac{0,04}{1,2} + \frac{0,012}{0,18} + \frac{1}{8,7}} = 0,47 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Тепловтрати через дах

$$Q_{дах} = k_{дах} \cdot L \cdot B \cdot (t_{П} - t_{Н.С.}) = 0,47 \cdot 8,6 \cdot 5,4 \cdot (20 - (-20)) = 0,87 кВт.$$

2.1.3. Тепловтрати через підлогу

Розглянемо тепловтрати через підлогу. Розподіл підлоги на сектори представлений на рис. 2.4.

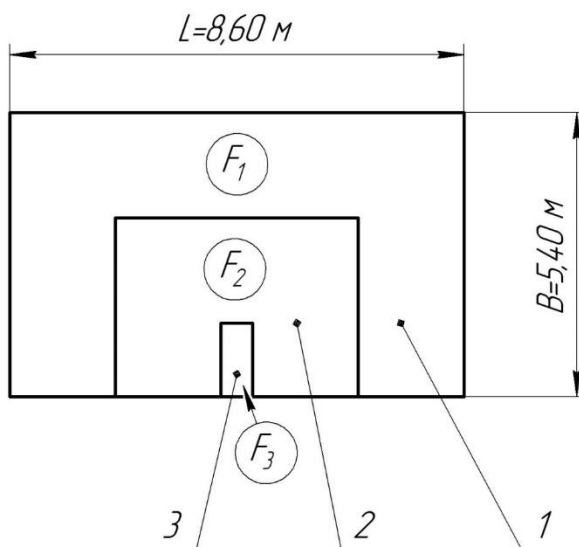


Рисунок 2.4 – Розподіл підлоги на сектори

Тепловтрати через підлогу, кВт

$$Q_{n\dot{0}} = \sum(k_y \cdot F_i) \cdot (t_{\Pi} - t_{H.C.}) \cdot m_{n\dot{0}} \quad (2.4)$$

де k_y – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Згідно [3, с.60] $k_{y1} = 0,47 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, $k_{y2} = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, $k_{y3} = 0,12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

F_i – площа відповідної зони підлоги, м^2 ;

$m_{n\dot{0}}$ – коефіцієнт, що враховує зростання термічного опору за рахунок утеплення.

$$m_{n\dot{0}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \sum \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)}$$

де λ та δ – товщини та коефіцієнти теплопровідності матеріалів, які складають конструкцію підлоги:

1 – залізобетонна плита ($\lambda_1 = 1,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, $\delta_1 = 0,22\text{м}$);

2 – керамзитовий ґравій ($\lambda_2 = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, $\delta_2 = 0,2\text{м}$);

3 – бетонна стяжка ($\lambda_3 = 1,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, $\delta_3 = 0,04\text{м}$);

Таким чином,

$$m_{nid} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left(\frac{0,22}{1,5} + \frac{0,2}{0,23} + \frac{0,04}{1,2} \right)} = 0,433$$

Знаходимо площі секторів підлоги

$$F_1 = 2 \cdot B + 2 \cdot B + 2 \cdot L = 2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 8,6 = 38,8 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 2 \cdot (L - 4) + 2 \cdot (B - 4) + 2 \cdot (B - 4) = \\ = 2 \cdot (8,6 - 4) + 2 \cdot (5,4 - 4) + 2 \cdot (5,4 - 4) = 14,8 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = (L - 8) \cdot (B - 4) = (8,6 - 8) \cdot (5,4 - 4) = 0,84 \text{ м}^2.$$

Площа першої двометрової зони враховується кожного разу за напрямками всіх зовнішніх стін, які складають зовнішній кут [3, с. 60].

Таблиця 2.1 – Площі секторів підлоги

Сектор i	1	2	3
Площа $F_i, \text{ м}^2$	38,8	14,8	0,84

$$Q_{nid} = ((0,47 \cdot 38,8) + (0,23 \cdot 14,8) + (0,12 \cdot 0,84)) \cdot (20 - (-20)) \cdot 0,433 = 0,38 \text{ кВт}.$$

2.1.4. Тепловтрати через вікна

Розглянемо тепловтрати через вікна.

$$Q_{вікн} = k_{вікн} \cdot \sum F_{вікн} \cdot (t_{П} - t_{Н.С.}) \quad (2.5)$$

де $k_{вікн} = 1,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – середній коефіцієнт теплопередачі через вікна;

$\sum F_{вікн}$ – сумарна площа вікон, м^2 .

Отже

$$Q_{вікн} = 1,5 \cdot (2,17 \cdot 1,87 + 1,9 \cdot 2,15 + 1,9 \cdot 2,17 + 1,9 \cdot 1,73) \cdot (20 - (-20)) = 0,93 \text{ кВт}.$$

2.1.5. Тепловтрати через двері

Розглянемо тепловтрати через двері.

$$Q_{дв} = k_{дв} \cdot F_{дв} \cdot (t_{П} - t_{Н.С.}) \quad (2.6)$$

де $k_{дв} = 1,35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопередачі через двері;

$F_{дв}$ – площа дверей, м^2 .

Отже,

$$Q_{дв} = 1,35 \cdot 2,3 \cdot 1,37 \cdot (20 - (-20)) = 0,17 \text{ кВт}.$$

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						22

Таким чином, загальні тепловтрати через огорожувальні конструкції

$$Q_{ог} = 4,99 + 0,87 + 0,38 + 0,93 + 0,17 = 7,34 \text{ кВт.}$$

2.2. Розрахунок теплових втрат приміщення при застосуванні термодіодів

Ефективність будівельної конструкції можна підвищити за рахунок додавання теплового діода на поверхню стіни та даху, який буде забезпечувати передачу тепла в одному напрямку, одночасно пригнічуючи його в протилежному. За рахунок цього зменшується теплопровідність і, як наслідок, тепловтрати через огорожувальні конструкції будуть зменшуватись.

Розрахунок термодіодів базується на визначенні коефіцієнту теплопровідності матеріалу. Згідно проведених розрахунків [2], значення теплопровідності приймаємо $\lambda = 0,16 \text{ Вт/м К}$.

2.2.1. Тепловтрати через стіни

Розглянемо тепловтрати через стіни. Схема розрізу стіни представлена на рис. 2.5.

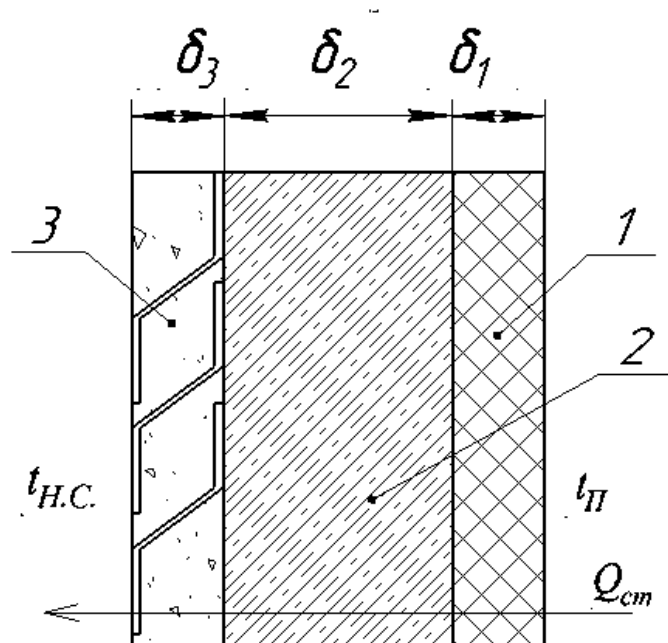


Рисунок 2.5 – Розріз стіни:

1 – внутрішній шар штукатурки ($\lambda_1 = 0,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$, $\delta_1 = 0,020 \text{ м}$);

2 – цегляна кладка ($\lambda_2 = 0,82 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_2 = 0,380 м$);

3 – термодіодна панель ($\lambda_3 = 0,16 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_3 = 0,10 м$);

Коефіцієнт теплопередачі для стін

$$k_{зов.ст} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,1}{0,16} + \frac{1}{8,7}} = 0,78 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Площа стін обраховується як різниця повної площі стіни і площі вікон та дверей. Отже маємо

$$F_{зов.ст.1} = H \cdot B - F_{вікн.1} = 3,13 \cdot 5,40 - 2,17 \cdot 1,87 = 12,8 м^2;$$

$$F_{зов.ст.2} = H \cdot L - \sum F_{вікн} = 3,13 \cdot 8,60 - (1,73 \cdot 1,90 + 2,17 \cdot 1,90 + 2,15 \cdot 1,90) = 15,4 м^2;$$

$$F_{зов.ст.3} = H \cdot B = 3,13 \cdot 5,40 = 16,9 м^2.$$

Розглянемо тепловтрати через внутрішню стіну.

Принципова схема розрізу внутрішньої стіни (стіна 4 на рис. 2.1) представлена на рис. 2.5 із уточненнями, а саме товщина цегляної кладки $\delta_2 = 0,120 м$, товщина шару штукатурки $\delta_1 = 0,030 м$, товщина термодіодної панелі $\delta_3 = 0,10 м$.

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішньої стіни

$$k_{вн.ст.4} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,03}{0,9} + \frac{0,12}{0,82} + \frac{0,1}{0,16} + \frac{1}{8,7}} = 0,75 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Площа стіни

$$F_{вн.ст.4} = H \cdot L - F_{дв} = 3,13 \cdot 8,60 - 1,37 \cdot 2,30 = 23,8 м^2.$$

Загальна тепловитрата через стіни згідно формули 2.2

$$\begin{aligned} Q_{ст} &= k_{зовн.ст} \cdot \sum F_{ст.1,2,3} \cdot (t_{п} - t_{нс}) + k_{вн.ст.4} \cdot F_{вн.ст.4} \cdot (t_{п} - t_{нс}) \\ &= (20 - (-20)) \cdot (0,78 \cdot (16,9 + 15,4 + 12,8) + 0,75 \cdot 23,8) = 2,12 \text{ кВт} \end{aligned}$$

2.2.2. Тепловтрати через дах

Розглянемо тепловтрати через дах. Схема розрізу даху представлена на рис. 2.3.

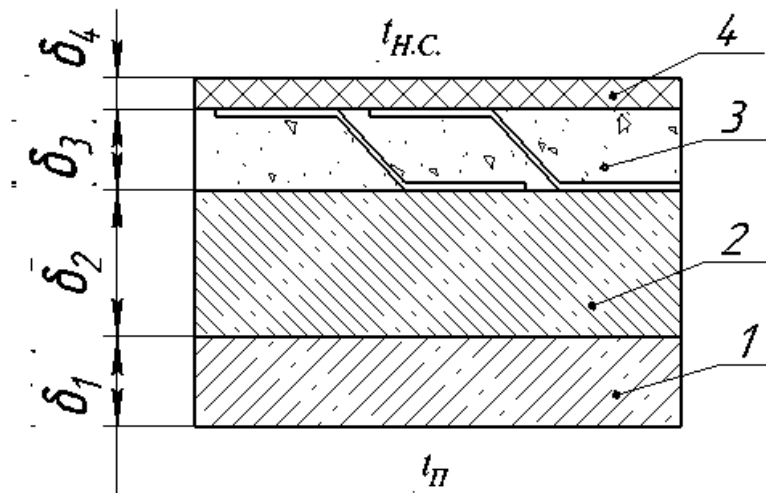


Рисунок 2.6 – Розріз даху:

- 1 – залізобетонна плита ($\lambda_1 = 1,5 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_1 = 0,220 м$);
- 2 – керамзитовий гравій ($\lambda_2 = 0,23 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_2 = 0,400 м$);
- 3 – термодіодна панель ($\lambda_3 = 0,16 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_3 = 0,10 м$);
- 4 – гідроізоляційне покриття – рубероїд ($\lambda_4 = 0,18 \frac{Вт}{м \cdot К}$, $\delta_4 = 0,012 м$).

Коефіцієнт теплопередачі для даху

$$k_{дах} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,22}{1,5} + \frac{0,4}{0,23} + \frac{0,1}{0,16} + \frac{0,012}{0,18} + \frac{1}{8,7}} = 0,36 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Тепловтрати через дах згідно формули 2.3

$$Q_{дах} = k_{дах} \cdot L \cdot B \cdot (t_{п} - t_{н.с.}) = 0,36 \cdot 8,6 \cdot 5,4 \cdot (20 - (-20)) = 0,66 кВт.$$

Таким чином, загальні тепловтрати через огорожувальні конструкції з використанням термодіоду

$$Q_{ог} = 2,12 + 0,66 + 0,38 + 0,93 + 0,17 = 4,26 кВт.$$

Результати розрахунків двох варіантів зобразимо у вигляді таблиці.

Таблиця 2.2 – результати розрахунків тепловтрат через огорожувальні конструкції з використанням термодіодів.

Вид тепловтрат, кВт	$Q_{ст}$	$Q_{дах}$	$Q_{під}$	$Q_{вік}$	$Q_{дв}$	Загальні тепловтрати
Варіант 1	4,99	0,87	0,38	0,93	0,17	7,34
Варіант 2	2,12	0,66	0,38	0,93	0,17	4,26

Отже, з вище проведених розрахунків можна зробити висновок, що використання термодіодів зменшує теплове навантаження на 58%.

2.3. Принципова схема системи опалення приміщення

Принципова схема системи опалення приміщення зображена на рисунку 2.7.

Для створення можливості нагріву води в системі опалення приміщення (контур I) за допомогою теплонасосної установки (контур IV), реалізовано використання теплоти атмосферного повітря (контур III), як низькопотенційного джерела тепла.

В даній схемі передбачений додатковий проміжний контур теплоносія II – для забезпечення подачі чистого теплоносія.

На лінії підведення теплоносія до насоса встановлений розширювальний бак-акумулятор (Б) тепла. Він необхідний, щоб забезпечити рівномірну подачу тепла до опалювального приміщення. Контур IV теплонасосної установки позначений пунктирною лінією.

Утилізація низькопотенційного джерела енергії передбачає забирання повітря з навколишнього середовища за допомогою вентилятора (В). У цій схемі робота ТНУ допускається як у моновалентному, так і у бівалентному режимах. При зниженні температури повітря навколишнього середовища його підігрівають за допомогою додаткової роботи калорифера з наступним теплообміном у проміжному теплообміннику (ПТ). У проміжному контурі теплообміну випарника ТНУ (контур між проміжним теплообмінником ПТ та випарником В із насосом Н1) передбачено використання етиленгліколю, щоб запобігти обмерзанню випарника. Конденсатор в схемі ТНУ виконує роль проміжного теплообмінника між холодильним агентом ТНУ та водою, яка є теплоносієм системи опалення. Конденсатор виконаний високоефективним теплообмінним апаратом пластинчастого типу. Він потрібен для забезпечення передачі максимальної кількості тепла до рідини системи опалення.

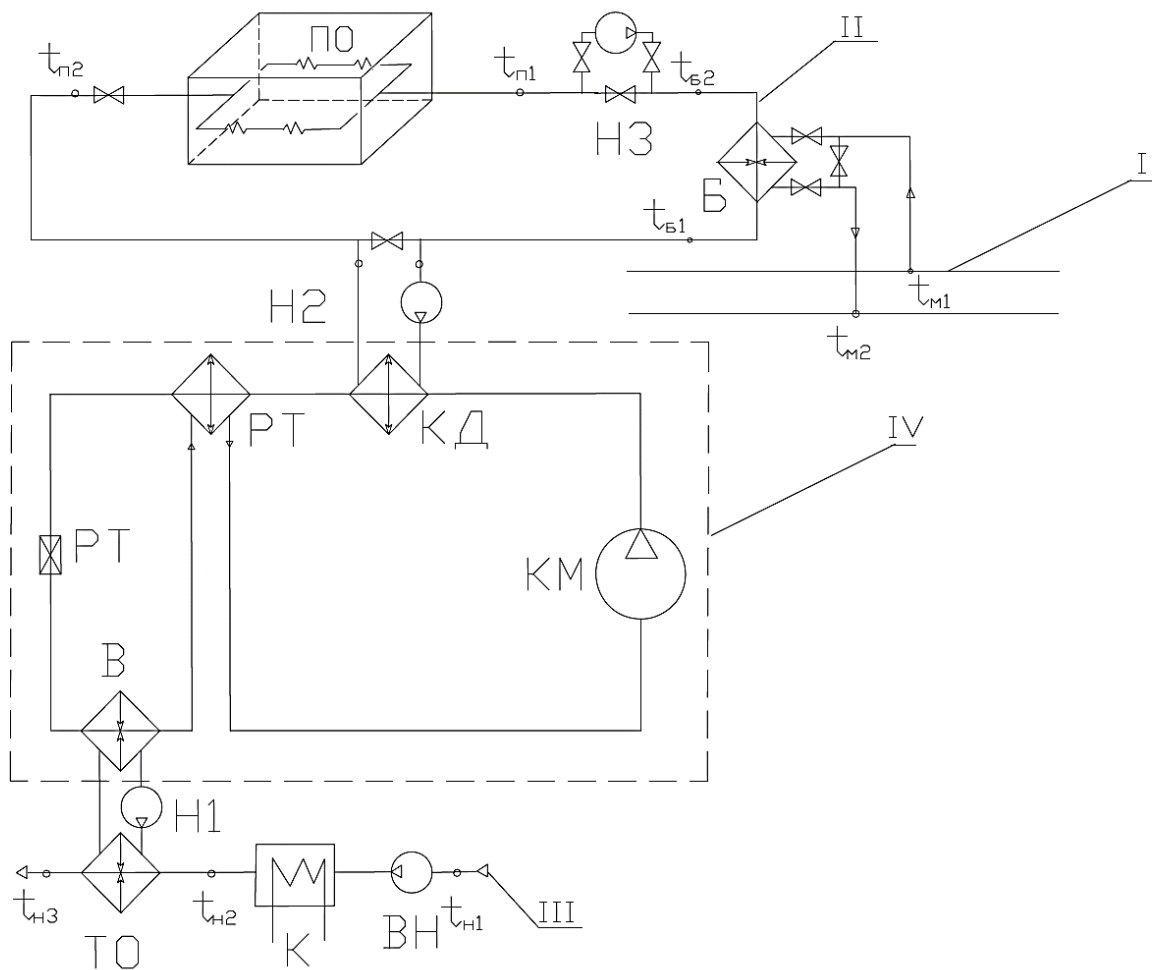


Рисунок 2.7 – Принципова схема системи опалення приміщення з використанням ТНУ:

KM – компресор ТНУ;
КД – конденсатор;
PT – регенеративний теплообмінник;
PB – регульовальний вентиль;
B – випарник;
H1 – вентилятор контуру повітряного забору
H2 – водяний насос проміжного теплоносія;
H3 – водяний насос лінії системи опалення;
B – бак акумулятор;
PT – проміжний теплообмінник;
K – калорифер;
BH – вентилятор.

2.4. Розрахунок циклу та інтегральних параметрів ТНУ

Розрахунок циклу ТНУ [1] проводимо для схеми одноступеневої фреонової парокомпресійної холодильної машини з регенеративним теплообмінником (рис. 2.8).

Вихідні дані:

Теплопродуктивність	$\dot{Q}_T = 5,3 \text{ кВт}$
Середовище системи опалення	мережева вода
Температура мережевої води	$t_{B1} = 55^\circ\text{C}$
Температура у аудиторії	$t_{\Pi} = 20^\circ\text{C}$
Утилізоване середовище	атмосферне повітря
Температура атмосферного повітря	$t_{H1} = -10^\circ\text{C}$
Температура повітря на виході з калорифера	$t_{H2} = (+5... +10)^\circ\text{C}$
Відносна вологість атмосферного повітря	60 %

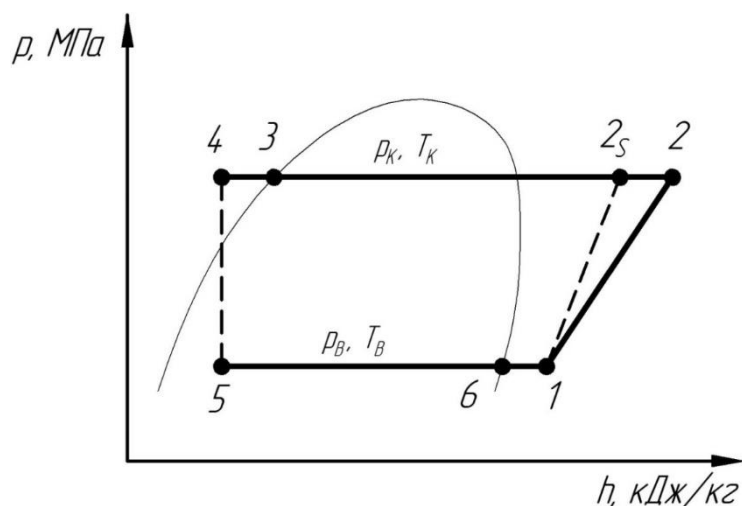


Рисунок 2.8 – Цикл одноступеневої ТНУ в p, h -координатах

Визначення розрахункових температур:

Температура у випарнику визначається за рахунок недорекуперації в теплообміннику на рівні $\Delta t_B = 5^\circ\text{C}$.

$$t_B = t_{H2} - \Delta t_B \quad (2.7)$$

$$t_B = (+5...+10) - 5^\circ\text{C} = (0...5)^\circ\text{C}$$

Із випарника виходить суха насичена пара (точка 6 знаходиться на правій примежовій кривій).

Температура конденсації в конденсаторі стала і визначається температурними параметрами мережі системи опалення:

$$t_K = t_{B1} + \Delta t_K \quad (2.8)$$

$$t_K = 55 + 5 = 60^\circ\text{C}$$

Температура пари холодоагенту на вході до компресора $t_1 = t_B + 10^\circ\text{C}$.

Стан холодоагента в точці 4 визначають із теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ: $h_3 - h_4 = h_1 - h_6$. Звідки визначається ентальпія

$$h_4 = h_3 + h_6 - h_1 \quad (2.9)$$

Температура холодильного агента на виході із компресора:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s} \quad (2.10)$$

Розрахунки проводимо за допомогою ph -діаграм для R410a.

Результати розрахунків заносимо до таблиць.

Холодильний агент R410a

Таблиця 2.3 – Питомі параметри у характерних точках циклу при $t_K = 60^\circ\text{C}, t_B = 0^\circ\text{C}$

Параметр	Точки						
	1	2s	2	3	4	5	6
p , МПа	1,0	3,8	3,8	3,8	3,8	1,0	1,0
t , °C	20	102	116	60	50	10	10
h , кДж/кг	437	486	502	320	292	292	428

За результатами вищенаведених табличних даних розраховуються питомі параметри ТНУ.

Питоме навантаження на конденсатор:

$$q_{KD} = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.11)$$

$$q_{KD} = 502 - 320 = 182 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме навантаження на випарник:

$$q_B = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.12)$$

$$q_B = 429 - 292 = 137 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{PT} = h_1 - h_6, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.13)$$

$$q_{PT} = 437 - 429 = 8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома адіабатна робота компресора:

$$l_S = h_{2S} - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.14)$$

$$l_S = 486 - 437 = 49 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома дійсна робота компресора:

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.15)$$

$$l = 502 - 437 = 65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{KD} = \dot{Q}_T = 5,3 \text{ кВт.}$$

Масова продуктивність холодильного агенту:

$$m_a = \frac{\dot{Q}_{KD}}{q_{kd}}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.16)$$

$$m_a = \frac{5,3}{182} = 0,029 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$Q_{PT} = m_a \cdot q_{PT}, \text{ кВт} \quad (2.17)$$

$$Q_{PT} = 0,029 \cdot 8 = 0,23 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на випарник:

$$Q_B = m_a \cdot q_B, \text{ кВт} \quad (2.18)$$

$$Q_B = 0,029 \cdot 137 = 3,97 \text{ кВт}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_S = m_a \cdot l_S, \text{ кВт} \quad (2.19)$$

						Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$N_S = 0,029 \cdot 49 = 1,42 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_S}{\eta_e} = \frac{N_S}{\eta_s \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{пер}}}, \text{ кВт} \quad (2.20)$$

$$N_e = \frac{N_S}{\eta_e} = \frac{1,42}{0,75 \cdot 0,99 \cdot 0,8} = 2,3 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт перетворення ТНУ:

$$COP = \frac{Q_{\text{КД}}}{N_{\text{пр}}} \quad (2.21)$$

$$COP = \frac{5,3}{2,3} = 2,3$$

Проведемо розрахунок при $t_K = 55^\circ\text{C}$ та $t_B = 50^\circ\text{C}$.

Таблиця 2.4 – Питомі параметри у характерних точках циклу при $t_K = 55^\circ\text{C}$, $t_B = 0^\circ\text{C}$

Параметр	Точки						
	1	2s	2	3	4	5	6
p , МПа	1,0	3,4	3,4	3,4	3,4	1,0	1,0
t , $^\circ\text{C}$	20	94	106	55	45	10	10
h , кДж/кг	437	481	495	305	280	280	428

За результатами вищенаведених табличних даних розраховуються питомі параметри ТНУ $t_K = 55^\circ\text{C}$, $t_B = 0^\circ\text{C}$ згідно формул (2.11 - 2.21) наведених вище.

$$q_{\text{КД}} = 495 - 305 = 190 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_B = 428 - 280 = 148 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{\text{РТ}} = 437 - 428 = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l_S = 481 - 437 = 44 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l = 495 - 437 = 58 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$m_a = \frac{5,3}{190} = 0,027 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$Q_{PT} = 0,027 \cdot 9 = 0,24 \text{ кВт}$$

$$Q_B = 0,027 \cdot 148 = 3,99 \text{ кВт}$$

$$N_S = 0,027 \cdot 44 = 1,18 \text{ кВт}$$

$$N_e = \frac{N_S}{\eta_e} = \frac{1,18}{0,75 \cdot 0,99 \cdot 0,8} = 1,98 \text{ кВт}$$

$$COP = \frac{5,3}{1,98} = 2,7$$

Таблиця 2.5 – Питомі параметри у характерних точках циклу при $t_K = 50^\circ\text{C}$, $t_B = 0^\circ\text{C}$

Параметр	Точки						
	1	2s	2	3	4	5	6
p , МПа	1,0	3,0	3,0	3,0	3,0	1,0	1,0
t , $^\circ\text{C}$	20	87	98	50	45	10	10
h , кДж/кг	437	477	490	290	281	269	428

За результатами вищенаведених табличних даних розраховуються питомі параметри ТНУ для $t_K = 50^\circ\text{C}$, $t_B = 0^\circ\text{C}$ згідно формул (2.11 - 2.21) наведених вище.

$$q_{KD} = 490 - 290 = 200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_B = 428 - 269 = 159 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{PT} = 437 - 428 = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l_S = 477 - 437 = 40 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l = 490 - 437 = 53 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$m_a = \frac{5,3}{200} = 0,026 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$Q_{PT} = 0,026 \cdot 9 = 0,23 \text{ кВт}$$

$$Q_B = 0,026 \cdot 159 = 4,1 \text{ кВт}$$

$$N_S = 0,026 \cdot 40 = 1,04 \text{ кВт}$$

$$N_e = \frac{N_S}{\eta_e} = \frac{1,04}{0,75 \cdot 0,99 \cdot 0,8} = 1,75 \text{ кВт}$$

$$COP = \frac{5,3}{1,75} = 3,0$$

Таблиця 2.6 – результати розрахунків притомних параметрів ТНУ при $t_K = 60^\circ\text{C}$ (варіант 1), $t_K = 55^\circ\text{C}$ (варіант 2), $t_K = 50^\circ\text{C}$ (варіант 3)

Параметр	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
q_{KD} , кДж/кг	182	190	200
q_B , кДж/кг	137	148	159
q_{PT} , кДж/кг	8	9	9
l_S , кДж/кг	49	44	40
l , кДж/кг	65	58	53
m_a , кг/с	0,029	0,027	0,026
Q_{PT} , кВт	0,23	0,24	0,23
Q_B , кВт	3,97	3,99	4,1
N_S , кВт	1,42	1,18	1,04
N_e , кВт	2,3	1,98	1,75
COP	2,3	2,7	3,0

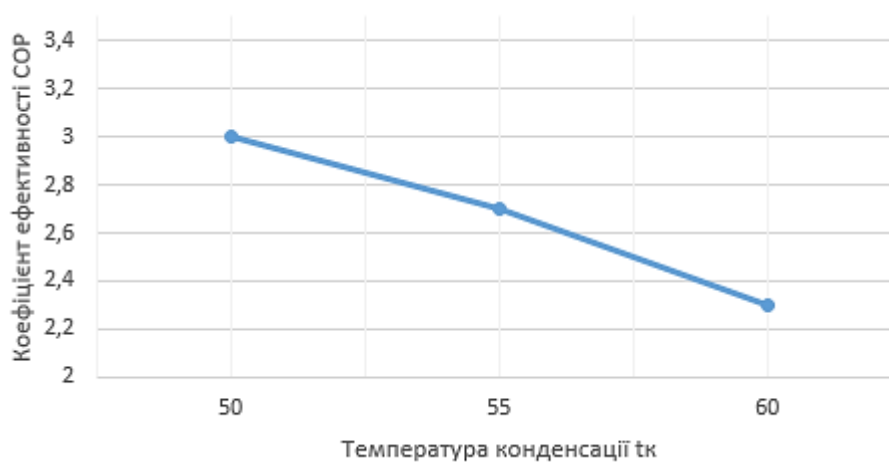


Рисунок 2.9 – графік залежності коефіцієнта ефективності від температури конденсації

Коефіцієнт продуктивності COP вказує на ефективність роботи теплонасосної установки. Чим вище значення коефіцієнта, тим більш енергоефективна система. Згідно узагальнюючої таблиці 2.6 бачимо, що при третьому варіанті розрахунку COP є найвищим. Тому при підборі теплового насосу для забезпечення ефективного використання енергії та зниження енергетичних втрат будемо використовувати значення $COP = 3,0$.

2.5 Підбір теплонасосної установки

Для забезпечення параметрів підтримки мікроклімату у опалювальному приміщенні, згідно проведених вище розрахунків, підбираємо за каталогами тепловий насос Zubadan Inverter.

					Б1428 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		34

Технічні характеристики насосу наступні: [6]

МОДЕЛЬ	ЗОВНІШНІЙ БЛОК		PUNZ-SHW112YHAR4
	КАСЕТНИЙ ВНУТРІШНІЙ БЛОК (ПРИКЛАД)		PLA-RP100EA
Режим нагріву	Теплопродуктивність (мін.–макс.)	кВт	11,2 (4,5-14,0)
	Споживана потужність	кВт	2,794
	Сезонний коефіцієнт енергоефективності SCOP		4,0
	Клас енергоефективності		A+
	Рівень звукового тиску	дБ(A)	52
	Вбудований електричний нагрівач		–
Режим охолодження	Охолодження (мін.–макс.)	кВт	10,0 (4,9-11,4)
	Потребляемая мощность	кВт	2,942
	Сезонний коефіцієнт енергоефективності SEER		5,3
	Клас енергоефективності		A
	Рівень звукового тиску	дБ(A)	51
	Рівень звукової потужності	дБ(A)	69
Електроживлення	Електроживлення	B	
	Автоматичний вимикач	A	16
	Максиматний робочий струм	A	13,1
Зовнішній блок	Витрата повітря	м³/год	6
	Покриття корпусу		
	Розміри Ш×Г×В	мм	950×(330
	Вага	кг	1
Діаметр фреоновпровада	Рідина	мм (дюйм)	9,52
	Газ	мм (дюйм)	15,8
Фреоновпровід	Довжина	м	
	Перепад висот	м	
Гарантований діапазон зовнішніх температур (нагрів)			–28 ~ +35°C — ГВС, –
Гарантований діапазон зовнішніх температур (охолодження)			–5 ~ +46°C (–15 ~ +4
Завод (країні)			MITSUBISHI ELE CONDITIONER PLA

Тепловий насос Zubadan Inventer є повітряно-водяного типу та призначений для опалення приміщень, постачання гарячої води та кондиціювання повітря. Він працює на основі принципу вилучення тепла з навколишнього повітря і передачі його до системи опалення.

Основні переваги теплового насоса Zubadan Inventer наступні:

- Повна автономність
- Висока комфортність
- Мінімальні капітальні витрати на обладнання
- Мінімальне енергоспоживання
- Гнучність у роботі
- Відсутність негативного впливу на навколишнє середовище.

Таким чином, тепловий насос Zubadan Inventer є ефективним та надійним рішенням для даної систем опалення. Він допоможе знизити витрати на енергію і забезпечити комфортний клімат у приміщенні.

									<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>					36

3. Розрахунок пластинчастого конденсатора

Конденсатор - це теплообмінний апарат, який призначений для конденсації принаймі одного з теплоносіїв. Пластинчасті теплообмінні апарати призначені для передачі тепла від горячого робочого середовища до холодного через теплопередавальну поверхню. Поверхні теплообміну в цих апаратах виготовляють з корозійно-стійкої сталі і титану.

Пластинчасті теплообмінники застосовуються у різних галузях промисловості та житлово-комунального господарства: машинобудування, харчова промисловість, опалення, вентиляція та кондиціонування повітря, хімічна промисловість, металургія, холодильна промисловість та ін. Їх використовують як нагрівачі, охолоджувачі, конденсатори, випарники різних середовищ.

Залежно від конструкції пластинчасті теплообмінники поділяють на:

- Розбірні: можуть працювати при тиску 0,002 до 1 МПа і температурі робочих середовищ від -20°C до $+180^{\circ}\text{C}$, площа поверхні теплообміну $1-800 \text{ м}^2$.

- Нерозбірні (зварні) – при тиску від 0,0002 до 4 МПа і температурі від -70 до $+300^{\circ}\text{C}$, площа поверхні теплообміну $100-500 \text{ м}^2$.

- Розбірні з подвійними пластинами (напіврозбірні) – при тиску від 0,002 до 1,6 МПа по зварній порожнині, від 0,002 до 1 МПа по розбірній порожнині і температурі робочих середовищ від -20 до $+200^{\circ}\text{C}$, площа поверхні теплообміну $12,5-320 \text{ м}^2$.

Пластинчасті теплообмінні апарати характеризуються високою інтенсивністю процесів тепловіддачі і теплопередачі при помірних гідавлічних опорах. Їх можна застосовувати для рекуперації тепла між потоками робочих середовищ для нагрівання, охолодження, конденсації та випаровування рідин, парів та їх сумішей. Теплообмінники можуть бути двохпотоківого та багатопотоківого типу, тобто вони можуть використовуватись для теплообміну між двома робочими середовищами (двохпотоківі), або між трьома і більше середовищ в одному пристрої.

У теплообмінниках відбувається теплообмін між такими робочими середовищами: пара-рідина, рідина-рідина, газ-рідина, пара+газ-рідина, газ-газ.

Розбірні теплообмінники можна використовувати для термічної обробки суспензій з розміром твердих частинок не більше 4 мм. Якщо на поверхні теплопередачі є бруд, канал регулярно перемикається в робоче середовище, де його можна видалити без демонтажу обладнання. Розбірні теплообмінники не призначені для роботи з вибухонебезпечними середовищами.

Нерозбірні пластинчасті теплообмінники підходять для робочих середовищ, де на поверхні теплопередачі не утворюються важкорозчинні забруднення і вони можуть піддаватись хімічній очистці.

Пластинчасті теплообмінники можна використовувати для термічної обробки різноманітних розчинів, кінематична в'язкість яких становить від $0,2 \cdot 10^{-6}$ до $60 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$.

Теплопередаючі пластини розбірних теплообмінників по контуру мають заглиблення, у якому закріплені ущільнювальні прокладки з спеціальної термостійкої гуми. Пластини встановлюються на рамі теплообмінника, яка складається з несучих штанг, рухомих та нерухомих пластин із затискними гвинтами. Нерухома пластина зазвичай закріплена до підлоги, а рухома – підвішена на ролику до верхньої штанги і може переміщатися по ній. Для підключення технологічних трубопроводів на пластинах розташовані штуцери.

При однопакетному компонуванні пластин дозволяється встановлення всіх чотирьох штуцерів на нерухомій плиті, що полегшує експлуатацію апарату.

За погодженням із заводом-виробником, на теплообміннику можна встановлювати більше чотирьох штуцерів, наприклад, для зливу продуктів, відведення газів, які не конденсувалися тд.

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						38

Розбірні теплообмінники встановлюють на консольну раму, двоопорну раму, триопорну раму або раму з нерухоною опорою посередині. Нерозбірні теплообмінники, що мають зварні конструкції, встановлюються на спеціальних опорах.

Конденсатори мають однопакетне розташування пластин по стороні потоку пари. Теплообмінники з проміжними пластинами можуть бути багатопоточними, тобто використовувати три і більше робочих середовищ.

Основним компонентом розбірного пластинчастого теплообмінника є гофрована теплопередавальна пластина.

Канал апарату, що складається із пластин, передбачено точки опори гофр, що дозволяє пристрою різницю тисків з обох сторін пластини, а також підвищений внутрішній тиск у каналах, зберігаючи при цьому герметичність.

Група пластин, що утворює каналну систему, у якої робоче середовище рухається лише одному напрямку, становить пакет.

Один або кілька пакетів, стиснутих між нерухоною та рухоною пластинами, утворюють секцію. При складанні пакета пластини повернені на 180° відносно одна одної, при цьому всі гумові прокладки звернені у бік рухомої пластини. У кутах пластин є отвори, призначені для проходу робочого середовища. Проміжні і торцеві пластини можуть мати один, два або три отвори, кількість яких визначається відповідно до схеми розташування пластин в теплообміннику.

Кожна пластина в працюючому апараті омивається двома робочими середовищами: з однієї сторони — охолоджуваним, а з іншої — нагрівальним; в результаті чого між середовищами відбувається теплообмін. Середовища, що протікають вздовж гофр, турбулізуються, що сприяє посиленню теплообміну. Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообміннику наведено на рис. 3.1.

					Б142В 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

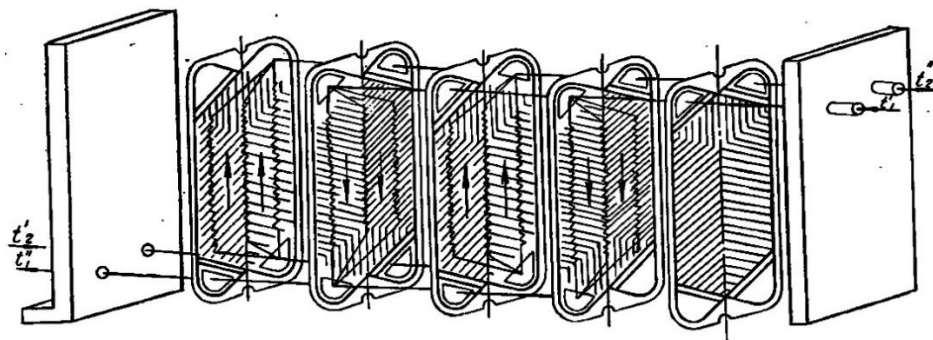


Рисунок 3.1 – Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообміннику.

Найважливішими компонентами пластинчастого теплообмінника є пластина та ущільнення. Пластина теплообмінника виготовляється методом холодного штампування з металевих листів. Матеріал пластин: нержавіюча сталь AISI 316, AISI 304, SMO 254, ALLOY-276, Titan та інші. Вибір матеріалу пластин визначається умовами експлуатації теплообмінника.

Товщина пластин коливається від 0,4 мм до 12 мм. Більш тонкі пластини мають високу теплопровідність та нижчу вартість, але менш довговічні та працюють при нижих тисках.

Рельєф пластин виконує функцію рівномірного розподілу потоку по поверхні, забезпечуючи жорсткість конструкції пластини та утворюючи спіралеподібний потік, що сприяє самоочищенню каналів теплообмінника.

Кут, утворений рельєфом пластин, впливає на швидкість шару робочої рідини і турбулізацію потоку, що призводить до зміни теплових характеристик теплообмінника.

Н тип - термодинамічно довгий профіль – теплообмінник із пластинами [Н] конфігурації характеризують високим коефіцієнтом теплопередачі та підвищеним падінням напору. Висока турбулентність потоку сприяє самоочищенню теплообмінника від накипу.

L тип – термодинамічно короткий канал – пластини з L- візерунком мають менший коефіцієнт теплопередачі, значно менші втрати тиску при

проходженні потоку і швидше забруднюються в порівнянні з Н-пластинами.

М тип – змішаний канал – отриманий накладенням Н та L профілів успадкувавши середні значення теплопередачі та втрат напору.

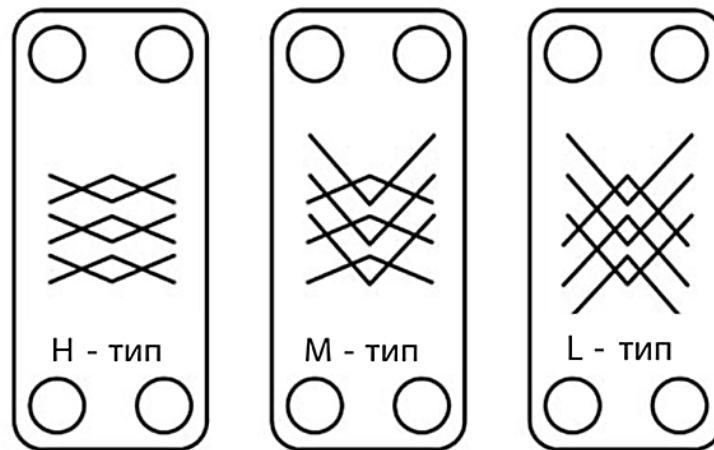


Рисунок 3.2 – узорі пластин теплообмінника

Полімерні ущільнювачі виконують герметизуючу функцію в щілинах між пластинами, а також запобігають змішанню середовищ, що гріє і нагрівається.

Ущільнювач кріпиться за контуром у спеціальне заглиблення пластини теплообмінника за допомогою епоксидного клею або за прокладанням кліпс, що передбачені конструкцією. Еластомер кріпиться до кліпс і може бути швидко замінений під час технічного обслуговування.

В середньому термін служби полімерних ущільнювачів пластинчастому теплообміннику становить близько 8 років.

Основна перевага пластинчастих теплообмінників полягає в тому, що в одному пристрої можна об'єднати декілька пакетів пластин, в кожному з яких рухається своя пара теплоносіїв. Це дозволяє економити теплову енергію. Проте, є і недолік таких теплообмінників – неможливість використовувати їх при тиску теплоносіїв більше 1,6 МПа, оскільки є небезпека розгерметизації ущільнень між пластинами.

Виконаємо розрахунок пластинчастого конденсатора [3] за такими вихідними даними:

Вихідні дані:

		Канали холодоагента		Канали води	
Фреон	$Q_{\text{КД}}$, кВт	$t_{\text{к}} = t_{3''}$, °С	t_2 , °С	$t_{1\text{w}} = t_{\text{п2}}$, °С	$t_{2\text{w}} = t_{\text{Б1}}$, °С
R142b	5,3	50	98	40	45

Теплофізичні та термодинамічні параметри робочих середовищ

Робоче середовище – фреон R410a

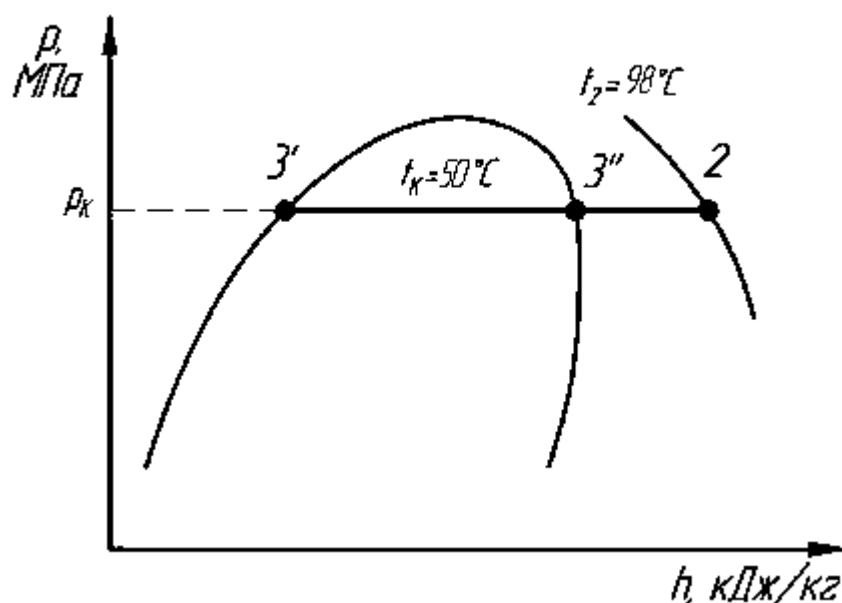


Рисунок 3.3 – процес охолодження та конденсації R410a в конденсаторі

Параметри точки 2

Згідно даних таблиці 2.5: $t_2 = 98\text{ °С}$, $P_{\text{к}} = 3,0\text{ МПа}$, $h_2 = 490\text{ кДж/кг}$

За p-h діаграмою для холодильного агента R410a визначемо

$$u_2 = 0.011\text{ м}^3/\text{кг}, s_2 = 1,9\text{ кДж/кг К}$$

Параметри точки 3''

За даними таблиці 2.5 маємо: $t_{3''} = 50\text{ °С}$. $P_{\text{к}} = 3,0\text{ МПа}$

Згідно діаграми визначаємо інші значення:

$$h_{3''} = 425\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, u_{3''} = 0.079\text{ м}^3/\text{кг}, s_{3''} = 1,7\text{ кДж/кг К}, Pr_{3''} = 1$$

Параметри точки 3'

За даними таблиці 2.5 маємо: $t_{3'} = 50^\circ\text{C}$. $P_k = 3,0$ МПа. $h_{3'} = 290 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Згідно діаграми визначаємо інші значення:

$$u_{3'} = 0.079 \text{ м}^3/\text{кг}, s_{3'} = 1,29 \text{ кДж/кг К}, Pr_{3'} = 3.04$$

$$\rho_{3'} = 911 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, c_{3'} = 1.708 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}, \lambda_{3'} = 0.089 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}}$$

$$\nu_{3'} = 7.7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Робоче середовище – вода

Середня температура води визначається за формулою

$$t_w = \frac{t_{1w} + t_{2w}}{2} \quad (3.1)$$

$$t_w = \frac{40 + 45}{2} = 42,5^\circ\text{C}$$

Параметри для води при $t_w = 42,5^\circ\text{C}$

$$\rho_w = 991 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, c_{pw} = 4,174 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}, \lambda_w = 0,638 \frac{\text{Вт}}{\text{м К}}, Pr_w = 4,12,$$

$$\nu_w = 0,633 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Тепловий розрахунок

Масова витрата води:

$$G_w = \frac{Q_{\text{кД}}}{c_{pw} \cdot \Delta t} \quad (3.2)$$

$$G_w = \frac{5,3}{4,174 \cdot (50 - 40)} = 0,127 \text{ кг/с}$$

Об'ємна витрата води:

$$V_w = \frac{G_w}{\rho_w} \quad (3.3)$$

$$V_w = \frac{0,127}{991} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

Вибір параметрів каналів. Площа поверхні пластини:

$$f = \frac{V_w}{w_w \cdot z_w} \quad (3.4)$$

										Лист
										43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$f_1 = \frac{1,2 \cdot 10^{-4}}{0,35 \cdot 1} = 0,003 \text{ м}^2$$

$$f_2 = \frac{1,2 \cdot 10^{-4}}{0,35 \cdot 2} = 0,0002 \text{ м}^2$$

Де $w_w=0,3 \dots 0,4$ м/с – швидкість потоку води;

z_w – кількість каналів води.

Вибираємо пластини січасто-поточного типу ПР-06 (рисунок 3.4), характеристики яких [7, с. 9] наведені у таблиці 3.1.



Рисунок 3.4 – пластина типу ПР-0,6

Таблиця 3.1 – характеристики пластини ПР-0,6

Характеристики	Значення
Габаритні розміри пластини, мм	
Довжина	1375
Ширина	600
Товщина стінки, м	0,001
Маса, кг	5,8
Поверхня теплообміну $f_{\text{тепл.}}$, м ²	0,6
Площа поперечного перерізу 1 каналу, f , м ²	0,0024
Відстань між стінками пластини. м	0,005
Крок гофр, мм	
Вздовж потоку	20,8
За нормаллю до гофр	18
Число гофр на пластині	50
Еквівалентний діаметр $d_{\text{екв}}$, м	0,0083
Приведена довжина $l_{\text{пр}}$, м	1,01
Кут нахилу гофр до вертикальної вісі симетрії, °	60
Матеріал	10X17H13M2T

Визначаємо число Рейнольдса

$$Re = \frac{w_w \cdot d_{\text{екв}}}{\nu_w} \quad (3.5)$$

$$Re = \frac{0,35 \cdot 0,0083}{0,633 \cdot 10^{-6}} = 4589$$

Оскільки число Рейнольдса знаходиться в межах від 50 до 20000, то режим течії є турбулентний. Для визначення критерія Нуссельта використаємо формулу

$$Nu = 0,135 Re^{0,73} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \quad (3.6)$$

										Лист
										45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$Nu = 0,135 \cdot 4589^{0,73} \cdot 4,12^{0,43} \cdot 1,05^{0,25} = 118$$

Де $\frac{Pr_w}{Pr_{ст}}$ – відношення чисел Прандтля, що враховує напрям теплового потоку. Оскільки температура стінки і рідини майже не відрізняються, приймається рівним 1,05.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_{екв}} \quad (3.7)$$

$$\alpha_w = \frac{118 \cdot 0,638}{0,0083} = 9070 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k_w = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{d_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_M + R_{загр}} \quad (3.8)$$

Де $R_M = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\text{К/Вт}$, $R_{загр} = 5,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2\text{К/Вт}$ – термічні опори;
 $\lambda_{ст} = 17,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ – коефіцієнт теплопровідності сталі.

$$k_w = \frac{1}{\frac{1}{9070} + \frac{0,001}{17,5} + 3,6 \cdot 10^{-4} + 5,7 \cdot 10^{-5}} = 1711 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta_{КД} = \frac{(t_K - t_{1w}) - (t_{2w} - t_{1w})}{\ln\left(\frac{t_K - t_{1w}}{t_{2w} - t_{1w}}\right)} \quad (3.9)$$

$$\theta_{КД} = \frac{(50 - 40) - (45 - 40)}{\ln\left(\frac{50 - 40}{45 - 40}\right)} = 7,21 \text{ }^\circ\text{C}$$

Густина теплового потоку зі сторони води

$$q_{F_w} = k_w \cdot (\theta_{КД} - \theta_R) = 1711 \cdot (7,21 - \theta_R) \quad (3.10)$$

Густина теплового потоку зі сторони холодоагенту

$$q_{F_R} = \alpha_R \cdot t_K - t_{ст.R} = \alpha_R \cdot \theta_R \quad (3.11)$$

$$\alpha_R = 1,15 \cdot \left(\frac{9,81 \cdot r_K \cdot \rho_{3'} \cdot \lambda_{3'}^3}{\nu_{3'} \cdot l_{пр} \cdot \theta_R} \right)^{0,25} \quad (3.12)$$

						Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Де $r_K = h_{3''} - h_{3'} = 425 - 290 = 135$ кДж/кг – питома масова теплота конденсації холодоагента.

$$\alpha_R = A \cdot \theta_R^{-0.25} \quad (3.13)$$

$$q_{FR} = A \cdot \theta_R^{0.75} = 661,3 \cdot \theta_R^{0.75} \quad (3.14)$$

Де

$$A = 1,15 \left(\frac{9,81 \cdot r_K \cdot \rho_{3'} \cdot \lambda_{3'}^3}{\nu_{3'} \cdot l_{пр}} \right)^{0,25} \quad (3.15)$$

$$A = 1,15 \cdot \left(\frac{9,81 \cdot 135 \cdot 10^3 \cdot 911 \cdot 0,089}{7,7 \cdot 10^{-6} \cdot 1,01} \right)^{0,25} = 661,3$$

Визначимо густину теплового потоку в апараті вирішенням системи рівнянь:

$$\begin{cases} q_{Fw} = 1711 \cdot (7,21 - \theta_R) \\ q_{FR} = 661,3 \cdot \theta_R^{0,75} \end{cases}$$

Наглядний та досить точний результат дає графоаналітичний метод, який базується на тому, що у сталому режимі роботи апарату має місце рівність $q_{Fw} = q_{FR} = q$. Це дозволяє визначити фактичне значення густини теплового потоку q_{FR} як ординату точки перетину графічних залежностей $q_{Fw} = f(\theta_R)$ і $q_{FR} = f(\theta_R)$ в координатний вісях q_F, θ_R .

З метою побудови графіків, для ряду прийнятих значень q_{Fw} визначаємо θ_R з першого рівняння, а потім для кожного отриманого значення θ_R знаходимо q_{FR} з другого рівняння. Результати розрахунків заносимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – результати розрахунків графоаналітичним методом

$q_{Fw}, \text{Вт/м}^2$	$\theta_R, \text{°C}$	$q_{FR}, \text{Вт/м}^2$
6000	3,7	1765,38
5000	4,29	1970,47
4000	4,87	2168,66
3000	5,46	2360,98
2462	5,77	24612,3
2000	6,04	2548,21
1000	6,63	2730,96

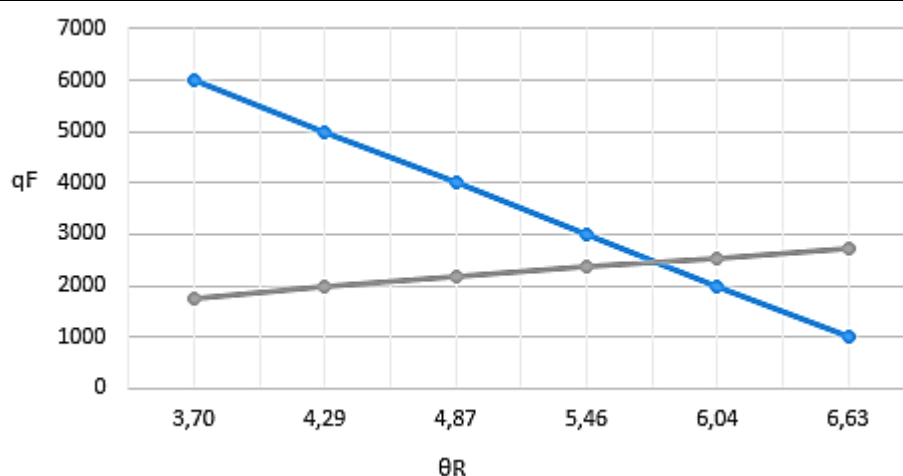


Рисунок 3.5 – графоаналітичне визначення густини теплового потоку

Згідно рисунку 3.5 густина теплового потоку $q_F = 2462 \text{ Вт/м}^2$.

Температура стінки

$$t_{ст\ p} = t_k - \theta_R = 50 - 5,77 = 44,23 \text{ °C} \quad (3.16)$$

Компонувальна схема та вибір апарату

Потрібна площа теплопередачі

$$F_{KD} = \frac{Q_{KD}}{q_{FR}} = \frac{5300}{2462} = 2,15 \text{ м}^2 \quad (3.17)$$

Загальна кількість пластин

$$n = n_R + 2 = 4 + 2 = 6 \quad (3.18)$$

$$n_R = \frac{F_{KD}}{f_{тепл.}} = \frac{2,15}{0,6} = 3,5 \approx 4 \quad (3.19)$$

Таблиця 3.3 – результати розрахунків на міцність стяжок різбових

позначення	Значення для			
	Затягування гайок	Механічних впливів	Механічних і температурних впливів	Впливів при гідравлічних випробуваннях
F_0 , Н	160300			
F_{0wp} , Н	-	1535290	1535290	-
F_{0wh} , Н	-	-	-	2039520
F_T , Н	-	-	130800	-
F_w , Н	160300	1695590	1826390	2199820
$(\sigma)_w$, МПа	19,5	206,6	222,6	268,1
$[\sigma]_w$, МПа	290	290	377	512
τ , МПа	11,3			
$(\sigma)_{4w}$, МПа	29,9	207,9	223,7	269,1
$[\sigma]_{4w}$, МПа	$[\sigma] = 290$	$1,7 \cdot [\sigma]_w = 493$	$1,7 \cdot [\sigma]_w = 493$	$1,8 \cdot [\sigma]_w = 576$

Як видно з таблиці, умови міцності виконуються..

4. Охорона праці

Впровадження системи опалення на основі теплонасосної установки має позитивний вплив на навколишнє середовище. Це пояснюється тим, що за рахунок використання енергії сонячного випромінювання скорочується використання викопного палива, що зменшує викиди парникових газів в атмосферу планети. Також за рахунок використання екологічно чистих матеріалів зменшується негативний вплив на стан навколишнього середовища.

- Шумове забруднення

Теплообмінник зовнішнього блоку теплового насоса продукує низькочастотні шуми в процесі експлуатації. Для їх мінімізації необхідно встановити тепловий насос на віброопорах, які запобігатимуть передачі вібрацій від теплового насоса до твердої поверхні, на якій він встановлений. Внутрішній блок теплового насоса необхідно встановити на відстані не менше 300 мм від найближчих стін, на твердій поверхні також із застосуванням віброопор. У приміщенні, де встановлено внутрішній блок теплового насоса необхідно встановити додаткову шумоізоляцію для зменшення передачі низькочастотних коливань в інші кімнати приміщення. Обладнання фотоелектростанції не створює шумів, які можуть мати негативний вплив на довкілля.

- Клімат та мікроклімат

Встановлення системи опалення на основі теплового насоса не впливає на мікроклімат навколишнього середовища, оскільки тепла потужність, яка відбирається тепловим насосом з навколишнього середовища, повертається у довкілля через теплові втрати будинку.

- Геологічне середовище

Встановлення системи опалення на основі теплового насоса не передбачає негативного впливу на геологію навколишнього середовища за умови використання теплового насоса, джерелом низькотемпературної енергії якого є повітря. Оскільки монтажні роботи для цього типу установки не

					Б142Д 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		53

передбачають земляних робіт із встановлення підземного теплообмінного контуру.

- Навколишнє повітря

Під час монтажу та експлуатації теплового насоса можливий витік фторовмісних парникових газів, які мають негативний вплив на атмосферу планети і прискорюють глобальне потепління. Для запобігання витоків фторовмісних газів необхідно допускати до монтажних та пусконаладжувальних робіт лише сервісних інженерів із відповідною кваліфікацією.

При встановленні теплонасосної установки для опалення і гарячого водопостачання необхідно переконатися, що її теплова потужність відповідає проекту та зможе компенсувати теплові втрати при розрахунковій температурі навколишнього середовища.

Експлуатація теплофікаційних установок здійснюється за інструкціями з експлуатації, розробленими з урахуванням вимог заводів-виробників і вимог цих Правил [8] затверджених технічним керівником підприємства.

Режим роботи теплофікаційної установки (тиск у подавальному і зворотному трубопроводах і температура в подавальному трубопроводі) має підтримуватися відповідно до завдання диспетчера теплової мережі.

Температура в подавальному трубопроводі водяної теплової мережі відповідно до затвердженого для цієї мережі температурного графіка слід задавати за усередненою температурою зовнішнього повітря за проміжок часу 12-24 год., який визначається диспетчером теплових мереж залежно від довжини мереж, кліматичних умов та інших факторів.

Середньодобова температура зворотної мережної води не повинна перевищувати задану графіком більш ніж на 3-4 град. С. Зниження температури зворотної мережної води проти графіка не лімітується. У разі перевищення розрахункової витрати мережної води джерел теплопостачання диспетчер теплової мережі і начальник зміни джерел теплопостачання повинні

					Б1428 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

вжити заходів до відновлення розрахункової витрати або відкоригувати режим.

Відхилення тиску і температури пари в колекторах джерел теплопостачання, яка подається на теплофікаційні установки, мають бути не більшими ніж $\pm 5\%$ від заданих параметрів. Конкретні величини цих відхилень повинні бути зазначені в інструкції з експлуатації (режимній карті) теплофікаційної установки.

Під час роботи мережних підігрівачів слід забезпечити:

- контроль за рівнем конденсату і роботою пристроїв автоматичного регулювання рівня;
- контроль за нагріванням мережної води і температурним напором;
- відведення газів, які не конденсуються, з парового простору у повітровідсмоктувальний пристрій або конденсатор турбіни;
- контроль гідравлічної щільності (за якістю конденсату гріючої пари).

Трубна система теплообмінних апаратів має перевірятися і періодично за графіком (під час ремонту теплообмінних апаратів) очищатися. Очищення слід здійснювати також у випадку відхилення температурного напору та гідравлічного опору від установлених значень.

Пристрої для автоматичного включення резерву повинні перебувати в постійній готовності до дії і перевірятися періодично за графіком.

Експлуатацію теплофікаційних трубопроводів, що належать ДТ, має бути організовано відповідно до вимог цього підрозділу з урахуванням вимог НПАОП 0.00-1.11.

Антикорозійне покриття і теплова ізоляція теплофікаційних трубопроводів має перебувати у справному стані.

Теплофікаційні трубопроводи не рідше одного разу на місяць мають оглядатися відповідальними за безпечну експлуатацію трубопроводів особами і щороку випробовуватися на гідравлічну міцність і щільність.

Теплофікаційне устаткування слід ремонтувати відповідно до графіка, погодженого з організацією, що експлуатує теплові мережі.

					Б142д 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Якщо установка повинна функціонувати тільки на додатковому опаленні, спочатку слід переконатися, що опалювальна система заповнена і що циркуляційний насос і компресор не увімкнені.

Теплонасосна установка повинна транспортуватися та зберігатися завжди вертикально. Потрібно закріпити теплонасосну установку так, щоб вона не нахилилась під час транспортування

Для полегшення проведення сервісного обслуговування теплонасосної установки, її слід встановити на відстані 300 мм від стін. Також слід уникати встановлення у кутах приміщення

Для запобігання протіканням, необхідно переконатися, що з'єднувальні патрубки не перебувають під механічним напруженням. Після закінчення монтажу, необхідно перевірити систему опалення

Як правило, всі електричні підключення всередині блоку теплонасосної установки виконані підприємством-виробником. Тому підключення електричної частини полягає у підключенні живлення, а також усіх датчиків температури і допоміжних вузлів. Електричне підключення може виконуватись тільки кваліфікованим електриком. Для безпечної роботи з електротехнічною частиною даного проекту необхідно дотримуватися вимог ДНАОП 1.1.10-1.07- 01 «Правила експлуатації електрозахисних засобів» (4), а також ДНАОП 0.00- 1.21-98 Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів і вимог безпеки «Правил улаштування електроустановок» (5). Це дозволить уникнути виробничих травм в процесі монтажних, пусконаладжувальних та експлуатаційних робіт.

Вхідна лінія обов'язково повинна бути обладнана автоматичним вимикачем, вмонтованим в стаціонарну проводку будівлі і розміщеним в доступному місці, якомога ближче до теплонасосної установки, але обов'язково в тому ж приміщенні, де розміщена установка. Ввідний кабель може піддаватися вібрації, тому ввід повинен виконуватися належним чином. Необхідно залишати мінімум 300 мм вільного кабелю між теплонасосною

					Б142д 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

установкою та комунікаційним каналом на поверхні приміщення, при цьому кабель повинен бути надійно закріплений на панелі теплонасосної установки.

					Б142В 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

