

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ПОДМАЗКО О.С., ПІЩАНСЬКА Н.О.

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

**Штучний холод в енергетичних системах з
відновлюваними джерелами енергії**

ОДЕСА 2023

Укладачі: доц., к.т.н. Подмазко О.С., доц. к.т.н. Піщанська Н.О.

Рецензенти: професор Козьмініх М.А., зав. кафедри СДУ і ХТ НУ «ОМА»
Носенко М. Г. , технічний директор фірми «Інжмашсервіс»
доц., к.т.н. Ярошенко В.М., доцент кафедри КТ «ОНТУ»

Навчальний посібник розглянутий
на засіданні кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря та
запропоновані до видання.

Протокол № 5 від 23 листопада 2022 р.

Зав. кафедрою холодильних установок
і кондиціонування повітря

проф. Хмельнюк М.Г.

ЗМІСТ

Передмова.....	4
Вступ.....	5
1. Оглядowo постановча частина.....	7
2. Цикли Карно.....	12
3. Класифікація теплових насосів за джерелом енергії (тепла).....	16
4. Холодильні технології як безальтернативний засіб енергозбереження.....	43
5. Отримання холоду на базі ежекторних машин.....	65
6. Визначення тепловитрат для будівельних споруд.....	103
7. Розрахунок теплового насоса.....	125
8. Розрахунок випарника.....	127
9. Розрахунок конденсатора.....	131
10. Використання природних джерел холоду для охолодження і осушення повітря в СКП.....	135
11. Додаток.....	142
Список використаної літератури.....	183

Передмова

Штучний холод в енергетичних системах з відновлюваними джерелами енергії в теперішній час має широке застосування в народному господарстві. За звичай штучний холод отримують за допомогою холодильних машин (установок). Установка, це теж саме, що і машина, яка безпосередньо прив'язана до охолоджувального об'єкта.

Тепловий насос, це та сама холодильна машина (установка), яка працює на більш високому температурному рівні і використовується для отримання теплоти. Одне з актуальних завдань сьогодення полягає в необхідності впровадження енергозберігаючих заходів у всіх галузях виробництва, транспорту і побутового сектора. З цією проблемою нерозривно пов'язані питання енергетичної безпеки країни, економіки та охорони довкілля. Ефективним шляхом енергозбереження є використання відновлювальних джерел енергії, а також вирішення задач оптимізації при проектуванні та експлуатації енергетичного обладнання.

Відновлювальні (нетрадиційні) джерела енергії можуть використовуватись, як для отримання холоду так і тепла. Наприклад, для отримання холоду з використанням енергії сонця можливо за допомогою ежекторних холодильних машин одержати холод, а тепло – використати сонячні колектори.

Мета даного навчального посібника – привести конкретні розрахунки процесів, та елементів, що використовуються, коли маємо справу з відновлювальними джерелами енергії. Представлений матеріал може бути корисним для студентів які навчаються за спеціальностями 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» та 142 «Енергетичне машинобудування»

ВСТУП

Теплові насоси - це компактні економічні та екологічно чисті системи опалення, що дозволяють отримувати тепло для гарячого водопостачання та опалення за рахунок використання тепла низько потенційного джерела, шляхом перенесення його до теплоносія з більш високою температурою. В залежності від джерела енергії тепловий насос, використовуючи для роботи електроенергію, може отримувати з навколишнього середовища в 5 раз більше тепла. Температура тепла навколишнього середовища ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$) повинна бути підвищена до вищого рівня, придатного для опалення та гарячого водопостачання. Як природне джерело низько потенційного тепла можуть бути використані:

- тепло землі (тепло ґрунту);
- підземні води (ґрунтові, артезіанські, термальні);
- зовнішнє повітря .

Як штучні джерел низько потенційного тепла можуть виступати:

- видаляємо вентиляційне повітря;
- каналізаційні стоки (стічні води);
- промислові скиди;
- тепло технологічних процесів;
- побутові тепловиділення.

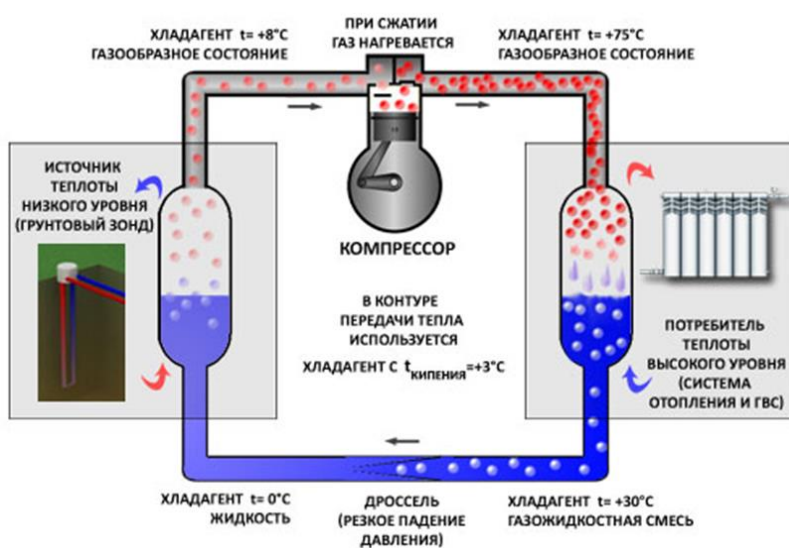


Рис. 1 Принципова схема роботи теплового насоса.

Стандартні об'єкти обігріву:

- Басейни
- Дачі, котеджі
- Квартири
- Готелі, ресторани
- Котеджні містечка
- Офісно-торговельні центри
- Виробничі приміщення.

Тепловий насос перекачує низькопотенційну теплову енергію ґрунту, води або навіть повітря у відносно високопотенційне тепло для опалення об'єкта. Приблизно 2/3 опалювальної енергії можна отримати безкоштовно з природного середовища і тільки 1/3 енергії необхідно затратити для роботи теплового насоса. Іншими словами, власник теплового насоса заощаджує 70% коштів, що витрачаються регулярно на дизпаливо або електроенергію для опалення традиційним способом. Витративши 1 кВт електроенергії в приводі насоса, можна отримати 3-4 кВт теплової енергії. Теплові насоси застосовують для опалення, охолодження або вентиляції приміщень, а також для гарячого водопостачання.

Існують різні варіанти класифікації теплових насосів. За їх оперативними функціями насоси діляться на дві основні категорії:

- теплові насоси тільки для опалення та / або гарячого водопостачання, що застосовуються для забезпечення комфортної температури в приміщенні і / або приготування гарячої санітарної води;
- інтегровані системи на основі теплових насосів, що забезпечують опалення приміщень, охолодження, приготування гарячої санітарної води і іноді утилізацію відводиться повітря. Підігрів води може здійснюватися або відбором тепла перегріву газу, що подається з компресора, або комбінацією відбору тепла перегріву і використання регенерованого тепла конденсатора.

1. ОГЛЯДОВО ПОСТАНОВЧА ЧАСТИНА

1.1 Переваги теплових насосів

Економічність. Тепловий насос використовує електричну енергію значно ефективніше електричних котлів. Коефіцієнт ефективності теплових насосів більший одиниці. Між собою теплові насоси порівнюють за коефіцієнтом перетворення тепла (КПТ). Він показує відношення одержуваного тепла до витраченої енергії. Приміром, $\text{КПТ} = 4,5$ означає, що номінальна (споживана) потужність теплового насоса становить 1 кВт, на виході ми одержимо 4,5 кВт теплової потужності, тобто 3,5 кВт тепла ми отримуємо із природи (сонце, геотермія).

Широкий спектр застосування. На нашій планеті існує безліч розсіяного тепла. Земля й повітря є скрізь, також більшість людей не мають проблем з водою. Саме вони містять в собі теплову енергію, отриману від сонця. Теплові насоси зберуть це тепло. Усе що потрібно для цього — електрична енергія. Деякі моделі теплових насосів можуть застосовувати паливо для своєї роботи.

Екологічність. Тепловий насос не тільки заощаджує гроші, але й береже здоров'я власникам будинку. Прилад не спалює паливо, не утворюються шкідливі окиси типу CO , CO_2 , NO_x , SO_2 , PbO_2 . Тому навколо будинку на ґрунті немає слідів сірчаної, азотистої, фосфорної кислот і бензолних з'єднань. Для нашої планети застосування теплових насосів корисне. Адже на ТЕЦ скорочується витрата газу або вугілля на виробництво електрики. Застосовувані у теплових насосах хладони не містять хлорвуглецю і озонобезпечні.

Універсальність. Теплові насоси, обладнані реверсним клапаном, працюють як на опалення, так і на охолодження. Теплонасос може відбирати тепло з повітря будинку, прохолоджуючи його. Влітку надлишкове тепло можна використати для підігріву побутової води або для басейну.

Безпека. Сучасні теплові насоси вибухово- і пожежобезпечні. В процесі нагріву води та опалення відсутні небезпечні гази, відкритий вогонь або шкідливі суміші. Деталі теплонасоса не нагріваються до високих температур, здатних стати причиною пожежі. Зупинка теплового насоса не приведе до його поломки, ним можна сміло користуватися після тривалого простою. Також виключене замерзання рідин у компресорі або інших складових частинах.

1.1.1 Особливості

1. Чим менша різниця між температурою джерела теплоти та температурою теплоносія в опалювальному контурі, тим більший коефіцієнт перетворення тепла (КПТ). Тому вигідніше опалювати приміщення низькотемпературними системами опалення: системою «тепла підлога» або повітряним опаленням, тому що в цих випадках теплоносій за медичними вимогами і будівельними нормами не повинен бути вище 35°C .

2. Чим більший коефіцієнт завантаження теплового насосу, тим доцільніше його використання. Наприклад, системи нагріву води для басейнів працюють у постійному режимі, протягом усього року. Їхній коефіцієнт завантаження (використання потужності протягом року) може сягати 80%. В системах опалення будинків коефіцієнт завантаження обладнання становить близько 30...40%. Відповідно, в першому випадку річна економія від застосування теплового насосу рівної потужності буде в 2...3 рази більше, ніж в другому, а термін окупності обладнання — в 2...3 рази менше.

3. Чим більші потреби в теплі, тим доцільніше використання теплових насосів: по-перше, питома вартість для теплових насосів великої потужності (вартість встановленого кВт) в 3...5 разів нижче, ніж для ТН малої потужності; а по-друге, чим більші обсяги споживання теплоти, тим більша економія від застосування ТН в абсолютному вимірі.

4. Головне джерело тепла для роботи усіх теплових насосів — сонячна радіація, оскільки земна радіація в 5000 раз менша. Головний теплоносій — вода, яка й зумовлює теплопровідність повітря і ґрунту. Вода має більшу від повітря теплопровідність приблизно в 20 раз, а теплоємність — в 3100 раз.

1.2 Типи теплових насосів

Залежно від **принципу роботи** теплові насоси поділяють на компресійні та абсорбційні. Компресійні теплові насоси завжди діють за допомогою механічної або електричної енергії, в той час як абсорбційні теплові насоси можуть працювати на теплі як джерелі енергії (за допомогою електроенергії чи палива).

Залежно від джерела надходження тепла теплові насоси діляться на: водяні, ґрунтові, повітряні і комбіновані (інші).

Залежно від джерела відбору тепла теплові насоси поділяються:

- Геотермальні (використовують тепло землі, наземних або підземних ґрунтових вод)

Замкнутого типу

- Горизонтальні — колектор розміщується кільцями або хвилясто у горизонтальних траншеях нижче глибини промерзання ґрунту (зазвичай від 1,20 м і більше). Цей спосіб є найбільш економічно ефективним для жилих об'єктів за умови відсутності дефіциту земельної площі під контур.
- Вертикальні — колектор розміщується вертикально у свердловини глибиною до 200 м. Цей спосіб застосовується у випадках, коли площа земельної ділянки не дозволяє розмістити контур горизонтально або є загроза пошкодження ландшафту.
- Водні — колектор розміщується хвилясто або кільцями у водойму (озеро, ставок, річку) нижче глибини промерзання. Це найдешевший варіант, але є вимоги до мінімальної глибини та об'єму води у водоймі для певного регіону.

Відкритого типу. Така система використовує як теплообмінну рідину воду, що циркулює безпосередньо через теплообмінник теплового насосу в рамках відкритого циклу, тобто вода після проходження теплообмінника повертається у землю. Цей варіант можливо реалізувати на практиці лише при наявності достатньої кількості відносно чистої води та за умови, що такий спосіб використання ґрунтових вод є дозволеним.

- Повітряні (джерелом відбору тепла є повітря) малоефективні через постійне обмерзання випарника.
- Такі, що використовують вторинне тепло (наприклад, тепло вентиляції, каналізації та інших відходів). Цей варіант є найдоцільнішим для промислових об'єктів, де є джерела паразитного тепла, яке потребує утилізації.
- Трасовий гідро-газодинамічний тепловий насос — пристрій з розподіленими параметрами, який переносить низькопотенційну теплову енергію з оточуючого середовища в цільовий трубопровідний контур. Цей насос містить дроселюючий елемент, що спричиняє до

локального нагріву транспортованого продукту в одній зоні і охолодження в іншій і не містить спеціальних вторинних контурів теплопередачі. Роль вторинних контурів виконують окремі ділянки трубопроводу.

- Детандерний — насос, де замість дроселя (капілярної трубки) застосовується теплова машина — детандер. На відміну від звичайних теплонасосів (кондиціонерів, холодильників), які працюють на базі застосування дроселя, детандерні теплові насоси мають більшу продуктивність і можуть працювати на водню і гелію в якості холодагенту. В фізиці ці гази відомі як такі, що не дроселюються, але за своїми властивостями найбільш наближені до, так званих, ідеальних газів.

1.3 Робочі рідини в теплових насосах

Тепловий насос у якості робочого тіла використовує рідину, як робоче тіло. Дана рідина може мати різні властивості, але в залежності від цих властивостей змінюються і характеристики системи. Тому важливим питанням є вибір оптимальної рідини для системи, яка б задовольняла потреби споживача.

Традиційно, найбільш розповсюдженими робочими рідинами в ТН є:

- R12 (Хлорфторкарбон CFC-12) – мала та середні температури (макс. 80 °C);
- R114 (Хлорфторкарбон CFC-114) – висока температура (макс. 120 ° C);
- R500 (Фреон R500) – середня температура (до 80 ° C);
- R502 (Фреон R500) - низька та середня температури (макс. 55 ° C);
- R22 (Хлорфторкарбон HCFC-22) – застосовується практично у всіх оборотних та низькотемпературних теплових насосах (макс. 55 ° C).

В зв'язку із високою хімічною активністю та вмістом в складі цих робочих рідин хлору CFC шкідливі для навколишнього середовища. Дані робочі рідини мають високий озono-руйнуючий потенціал та призводять до глобального потепління.

CFC відносять до групи заборонених холодагентів. Це означає, що вони заборонені для використання на нових об'єктах. Хоча все ще дозволено використання в існуючих холодильних установках та теплових насосах. Ця група включає в себе наступні рідини: R11, R12, R13, R113, R114, P115,

R500, R502, R13B1. Загальні вимоги до модернізованим тепловим насосам при переході на альтернативні робочі рідини закладається в тому, що такі установки повинні мати високу енергетичну ефективність, щоб теплові насоси завишались цікавими з точки зору енергозберігаючої альтернативи традиційним видам отримання енергії.

HCFC (гідрохлорфторкарбони) також вміщують в своєму складі хлор, але мають набагато менший потенціал руйнування озонового шару чим CFC, близько 2-5 % від показників R12. Також в даному холодоагенті в 5 разів менше потенціал впливу на глобальне потепління. Також їх називають перехідними робочими рідинами. В групу входять наступні рідини: R22, R401, R402, R403, R408 и R409. Таблиця 2.1 показує графік поетапної відмови від CFC та HCFC для промислово розвинутих країн, яка була узгоджена в рамках Монреальського протоколу, його поправок та виправлень. Від застосування HCFC в цих країнах планується відмовитись до 2020 року і повністю відмовитись до 2040 року.

Таблиця 1.1 – Графік поетапної відмови від CFC та HCFC в розвинених країнах

Дата	Міри контролю
1 січня 1996 рік	CFC заборонено в застосуванні Використання HCFC заморожено на рівні 1989 року.
1 січня 2004 рік	Використання HCFC скоротилось на 35%.
1 січня 2015 рік	Використання HCFC скоротилось на 90%.
1 січня 2020 рік	Використання HCFC припинилось. Використання для сервісних служб дозволяє використовувати до 0.5% до 2030 року для існуючого холодильного обладнання та обладнання кондиціонування повітря.

HFC (гідрофторкарбони) розглядаються в промисловості як перспективні альтернативні холодоагенти. Дані рідини не містять хлору у своєму складі. В цю групу входять наступні речовини: R134a, R152a, R32, R125 и R-507. Але дані рідини все-таки мають певний вплив на зовнішнє середовище.

Основною властивістю даних рідин є те, що мінеральні мастильні масла не розчиняються в них. Тому необхідно використовувати складні ефірні масла для коректної роботи теплового насосу.

- R134a за своїми теплофізичними властивостями схожий із фреоном R12. Коефіцієнт потужності (COP) теплового насоса з R134a буде

практично такий же, як для R12 при низькій температурі кипіння (нижче $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$).

- R152a використовується як один із компонентів R-500, але також застосовується в малих системах ТН.
- R32 має невисоку горючість. Має практично відсутній вплив на навколишнє середовище, є заміником для фреону R22.

Ще одною підгрупою робочих рідин є природні робочі рідини. Це ті речовини які існують в атмосфері в чистому вигляді. Як правило вони не впливають на навколишнє середовище. До основних природніх робочих рідин відносять : аміак, вуглеводні та вуглекислий газ.

- Аміак (NH_3) – є широко розповсюдженим, в багатьох країнах, як робоча рідина в середніх та великих теплових насосах. Аміак має високу горючість, тому існують жорсткі правила, щодо застосування даної рідини. Високі термофізичні властивості та доступність даної речовини може бути чудовою альтернативою фреоном та холодоагентам. Зазвичай використовують в системах високого тиску для отримання температури конденсації до $78\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Вуглеводні добре відомі горючі речовини з хорошими термодинамічними властивостями. На сьогоднішній день яскравими представниками цієї групи є: пропан, бутан, ізобутан та етан. Але основним недоліком цих рідин є підвищена горючість.
- Вуглекислий газ (CO_2) являється потенційно хорошим холодоагентом, який все більш широко застосовується в світі. Даний газ не токсичний, негорючий та сумісний із більшістю мастил. Однак, термодинамічні властивості вуглекислого газу потребують особливих підходів в конструюванні теплових насосів.

2. Цикли Карно

Цикл Карно може бути, як прямим (для отримання роботи за рахунок підводу теплоти), так і зворотнім (переміщення теплоти з меншого температурного потенціалу на більш високий за рахунок здійснення роботи).

Кругові процеси можуть бути складені із будь-яких різноманітних процесів. Однак із всіх можливих теоретичних циклів потрібно вибрати такий, який є найвигіднішим теоретичним циклом теплового двигуна.

Досліджуючи роботу парових машин, французький вчений Саді Карно розробив ідеальний коловий процес і визначив його термодинамічний ККД.

Здійснення циклу Карно можливе в ідеальній машині, циліндр якої заповнений газом; при цьому стінки циліндра і поршня повинні бути не теплопровідні, а кришка циліндра повинна поперемінно поєднуватися з тепловіддавачем, який має температуру T_1 , і теплоприймачем, який має температуру T_2 . В дійсності ідеальних машин немає, але вивчення теоретичних циклів має велике практичне значення.

Вивчаючи теоретичні цикли, можна встановити принципи, по яким повинні працювати реальні теплові двигуни. Порівнюючи термодинамічний ККД дійсної машини з ККД найімовірнішого теоретичного циклу, можна оцінити ступінь досконалості вибраної машини в відношенні використання тепла.

Цикл Карно складається із ряду процесів, які слідують безпосередньо один за одним.

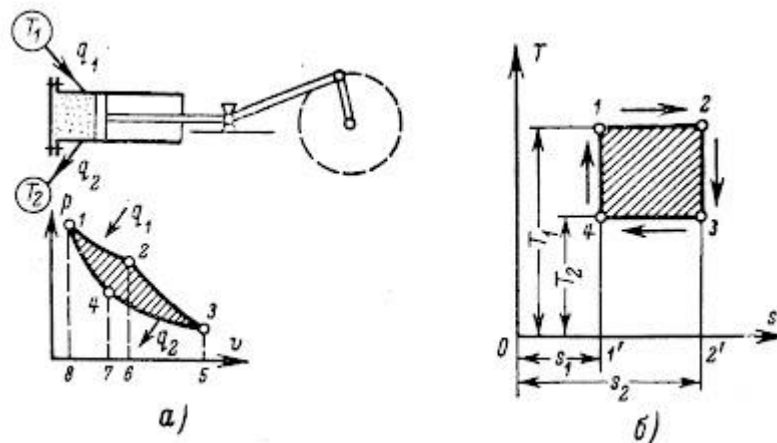


Рис. 2.1 Цикл Карно в $p-v$ – і TS – координатах

На початку процесу робоче тіло має параметри p_1, v_1, T_1 (точка 1, рис. 2.1, а).

В цей момент циліндр поєднується з тепловіддавачем, і робоче тіло розширюється при постійній температурі T_1 до точки 2. В процесі розширення по ізотермі 1 – 2 робоче тіло отримує тепло в кількості q_1 одиниць тепла. Робота ізотермічного розширення зображується площею 1 – 2 – 6 – 8 – 1.

В положенні 2 циліндр роз'єднується з тепловіддавачем, і робоче тіло розширюється по адіабаті 2 – 3 до тих пір, поки поршень не прийде в крайнє положення, що відповідає точці 3. В точці 2 робоче тіло має параметри p_2, v_2, T_1 , а точці 3 – p_3, v_3, T_2 . Робота адіабатичного розширення зображується площею 2 – 3 – 5 – 6 – 2.

В точці 3 циліндр поєднується з теплоприймачем, і при зворотному русі поршня проходить стиск робочого тіла при постійній температурі T_2 . При стиску по ізотермі 3 – 4 від робочого тіла відводиться тепло, рівне q_2 одиниць тепла. В кінці ізотермічного стиску параметри робочого тіла рівні p_4, v_4, T_2 .

Робота ізотермічного стиску визначається площею 4 – 3 – 5 – 7 – 4. В положенні 4 циліндр роз'єднується з тепловіддавачем, і робоче тіло продовжує стискатися по адіабаті 4 – 1. В кінці адіабатичного стиску робоче тіло приймає початкові параметри, і процес повторюється. Робота адіабатичного стиску зображується площею 4 – 7 – 8 – 1 – 4. В результаті проведених процесів корисна робота циклу визначається площею 1 – 2 – 3 – 4 – 1, яка є додатковою різницею між площами 1 – 2 – 3 – 5 – 8 – 1 і 1 – 4 – 3 – 5 – 8 – 1. Перша площа є сумою робіт ізотермічного і адіабатичного розширення, а друга – сумою робіт ізотермічного і адіабатичного стиску. Таким чином, цикл Карно складається із двох ізотерм і двох адіабат.

В системі TS – координат цикл Карно зображується у вигляді прямокутника 1 – 2 – 3 – 4 (рис. 2.1, б), в якому 1 – 2 – ізотерма розширення, а 2 – 3 – адіабата розширення, 3 – 4 – ізотерма стиску, а 4 – 1 – адіабата стиску. На отримання корисної роботи використано кількість тепла $q = q_1 - q_2$. Для визначення термічного ККД скористаємось формулою:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Підведення і відведення тепла проводиться по ізотермам. Кількість тепла q_1 , підведеного в результаті ізотермічного розширення, визначається площею 1–2–2'–1'–1 і рівна $q_1 = T_1 (S_2 - S_1)$. Відведене тепло q_2 в процесі ізотермічного стиску визначається площею 4 – 3 – 2' – 1' і рівне $q_2 = T_2 (S_2 - S_1)$.

Відповідно, термічний ККД циклу Карно складає:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2(s_2 - s_1)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Із цієї формули слідує:

- ККД циклу Карно залежить від відношення T_2 / T_1 . Чим менше дріб T_2 / T_1 , т. б. більше T_1 , тим більше η_t . Відповідно, для отримання більшого термічного ККД необхідно прагнути до підвищення температури тепловіддавача і пониження температури теплоприймача.

- Термічний ККД завжди менше одиниці. Щоб ККД було рівне одиниці, необхідно, щоб $T_2 / T_1 = 0$. Це можливо лише при $T_2 = 0$ або $T_1 = \infty$, але ні те, ні інше неможливо.

- Так як в рівнянні для η_t немає величин, які характеризують властивості робочого тіла, то термодинамічний ККД не залежить від природи робочого тіла, т. б. не залежить від того, чи буде робочим тілом ідеальний або який-

небудь реальний газ, і в однакових температурних інтервалах для всіх газів однаковий.

Для незворотного циклу Карно, який складається із незворотних процесів, кількість тепла, яка перетворена в корисну роботу, менша чим в зворотному процесі, так як в незворотному процесі є втрати на тертя, завихрення і т.д. Тому для незворотного циклу Карно

$$\eta_{\text{незворот}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \leq 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Цикл Карно є найбільш економічним із всіх відомих циклів, в яких тепло перетворюється в корисну роботу.

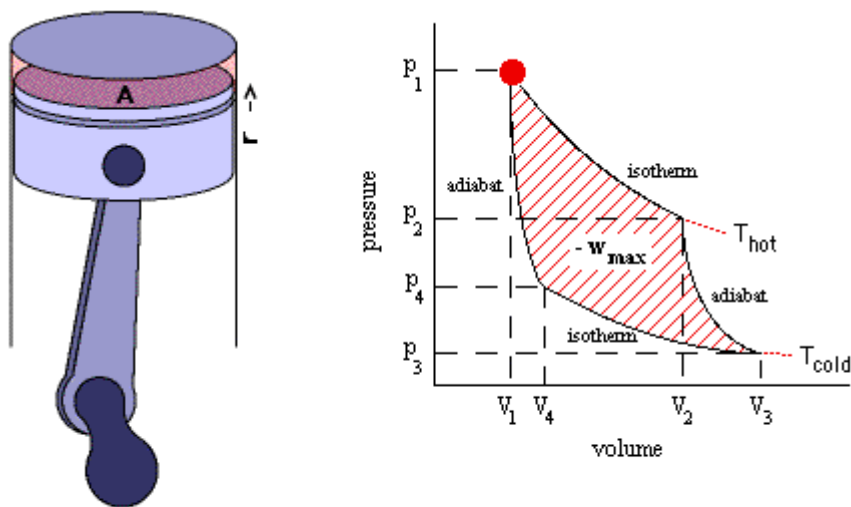


Рис. 2.2. Цикл Карно в P – v ліграмі

В реальних двигунах здійснити цикл Карно не можна, так як проведення зворотних ізотермічних і адіабатичних процесів неможливо.

Але вивчення ідеальних циклів Карно має велике практичне значення, так як він дає можливість оцінити максимальний ККД для любого теплового двигуна в заданих умовах.

Наближеними до циклів Карно є регенеративні цикли. Нехай маємо цикл ABCD (рис. 2.3), який складається із двох ізотерм AB і CD і двох ліній BC і AD, які належать до одного сімейства. Такими лініями можуть бути, наприклад, дві політропи, які мають один і той же показник n.

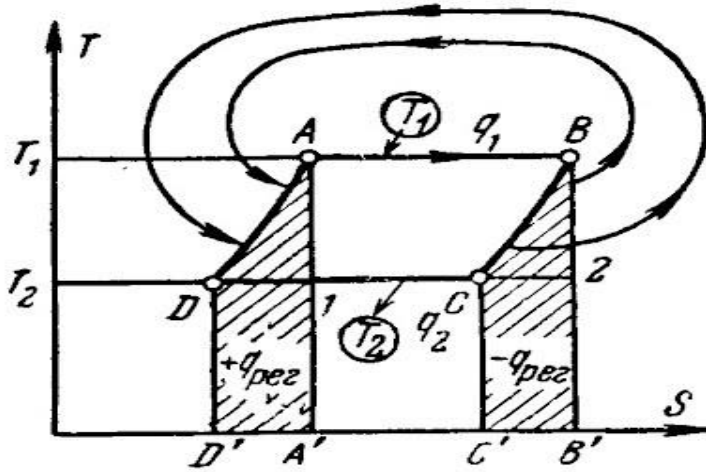


Рис. 2.3. Регенеративний цикл Карно в Ts – діаграмі

В цьому циклі робоче тіло спочатку піддається ізотермічному розширенню від точки А до точки В, поглинаючи при цьому від тепловіддавача кількість тепла $q_1 = T_1(s_B - s_A)$, яка зображується площею $ABB'A'A$. Потім робоче тіло змінює свій стан по лінії ВС, віддаючи при цьому деяку кількість тепла q_3 , яка чисельно рівна площині $BB'C'SB$. По досягненню в точці С температури T_2 починається ізотермічний стиск робочого тіла, в якому віддається тепло $q_2 = T_2(s_C - s_D)$, зображене площиною $CC'D'DC$, а потім робоче тіло по лінії DA повертається в вихідне положення А. При переході робочого тіла із точки D в точку А робоче тіло поглинає тепло q_4 чисельно рівне площині $AA'D'DA$. Так як лінії BC і AD належить до одного сімейства кривих, площа $CBB'C'SC$ рівна площині $DAA'D'D$, т. б кількість тепла в цих процесах однакова, але протилежна по знаку.

Якщо виконати процеси BC і DA таким чином, щоб можна було зворотно передати тепло, відведене в процесі BC, до робочого тіла при виконанні ним процесу DA, то в результаті ці два процеси можна було б провести без участі зовнішніх джерел тепла.

Таку зворотну передачу тепла від тіла, що розширюється в одному процесі, до того ж самого тіла, стиснутому в іншому, теоретично можна було б здійснити шляхом встановлення нескінченно великого числа акумуляторів тепла (регенераторів), які відбирали б від розширюючого в процесі BC робочого тіла нескінченно малі кількості тепла і при цій же температурі передавали це тепло робочому тілу в процесі DA. Оскільки кількість теплота, яка виділяється в процесі BC, рівна кількості тепла, яке поглинається в процесі DA, то описаний складний процес можна здійснювати шляхом внутрішнього теплообміну, без участі зовнішніх джерел тепла.

Відповідно, кількість зовнішнього тепла q_1 і q_2 в циклі ABCD будуть тими ж, що і для циклу Карно AB21A. Рівність кількості тепла q_1 і q_2 в обох циклах означає і рівність їх термодинамічних ККД, т. б

$$\eta_{\text{тп}} = \eta_{\text{ік}} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Більш детально з цим розділом можна ознайомитись /16/ Основи теплотехніки та гідравліки - Google Sites

<https://sites.google.com/site/home/peredmova>

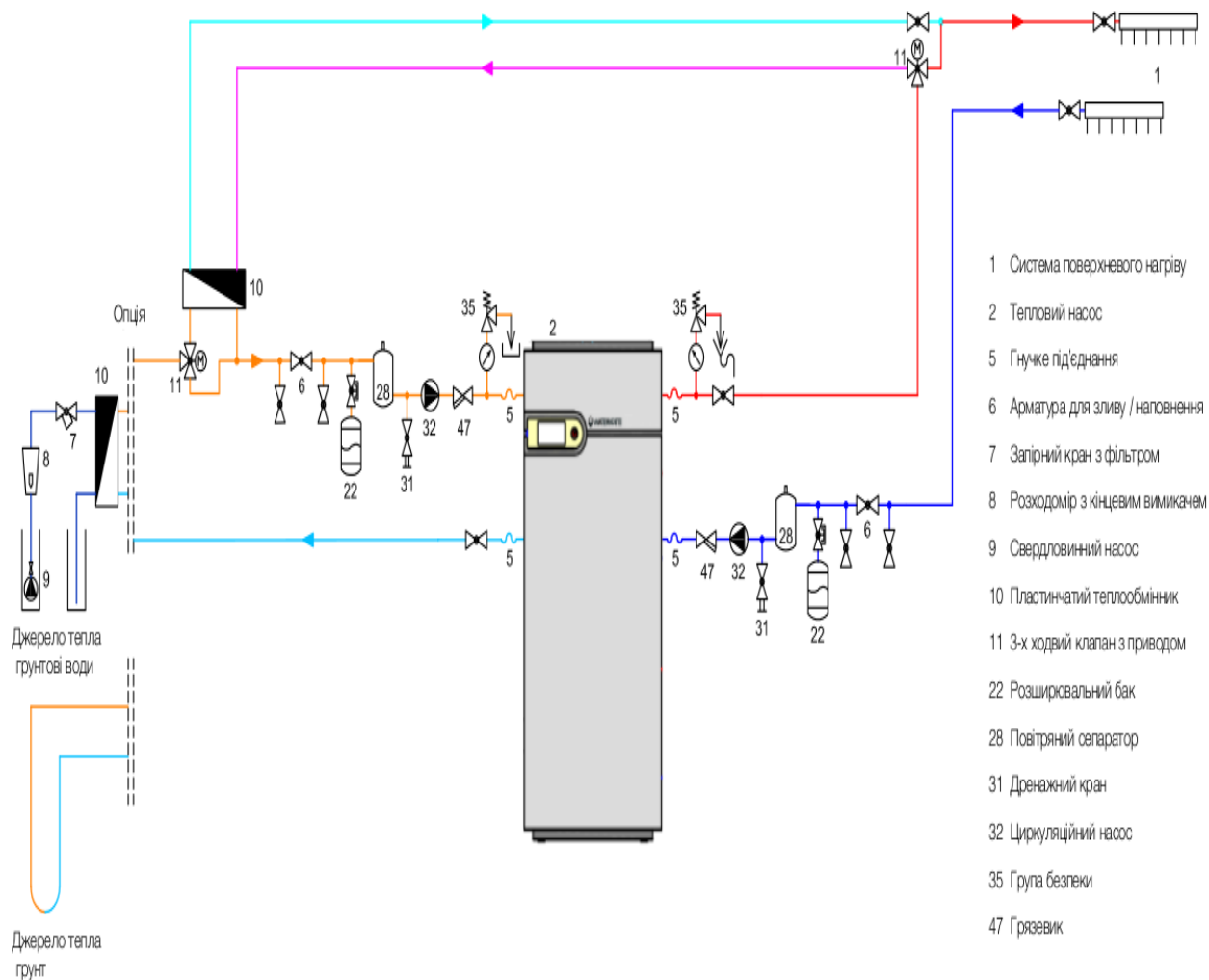
3. Класифікація теплових насосів за джерелом енергії (тепла)

Умовою роботи теплового насосу є наявність джерела енергії, тепло з якого буде відбиратись для забезпечення процесу кипіння робочого тіла у випарнику.

За типом джерела тепла насоси поділяються на наступні групи:

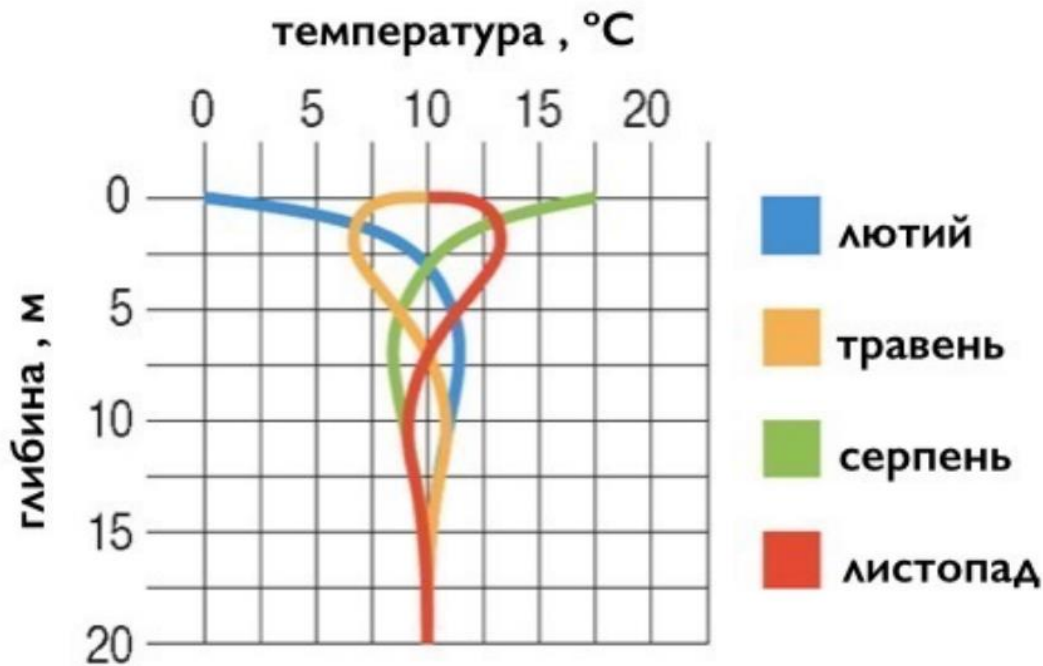
- геотермальні: використання тепла ґрунту або підземних вод
- повітряні: використання тепла навколишнього повітря
- окремо можна виділити теплові насоси, що використовують вторинне тепло іншого теплового процесу, яке потребує утилізації - наприклад, тепло технологічного процесу чи стічні води.

Температура джерела тепла має вирішальне значення для продуктивності та ефективності теплового насосу. Тому при виборі типу обладнання дуже важливе правильне проектування всієї системи тепlopостачання, для визначення необхідної потужності теплового насосу та температурного режиму роботи. Необхідно провести розрахунок тепловтрат будівлі, максимально використовувати низькотемпературні системи поверхневого нагріву (наприклад - підлогове опалення, теплі стіни), визначити потреби в гарячій воді. Детальне планування забезпечить надійну та ефективну роботу теплового насосу протягом тривалого часу. У випадку використання геотермальної енергії обов'язковим є обстеження земельної ділянки для визначення типу ґрунту, його теплоємності, геологічних особливостей та можливості розташування ґрунтових зондів чи колекторів. При використанні води в якості джерела тепла - обов'язково провести хімічний аналіз води. Всі ці фактори повинні бути враховані при проектуванні систем тепlopостачання на основі теплових насосів



3.1 Джерело тепла - ґрунт

Ґрунт - найбільш оптимальне джерело розсіяного тепла. Він акумулює сонячне випромінювання, яка падає на його поверхню та постійно отримує тепло від земного ядра. Ґрунт характеризується стабільною температурою, яка мало залежить від погоди. Вже на глибині 5 -7 метрів температура ґрунту практично стала протягом всього року і складає 10 - 12°C.



Теплоємність ґрунту залежить від декількох факторів - типу ґрунту, геологічного складу, вологості. Чим вища вологість - тим більше тепла можна отримати. Вологий глиняний ґрунт буде мати найкращі теплові характеристики, а великий вміст піску значно зменшить кількість відібраного тепла.

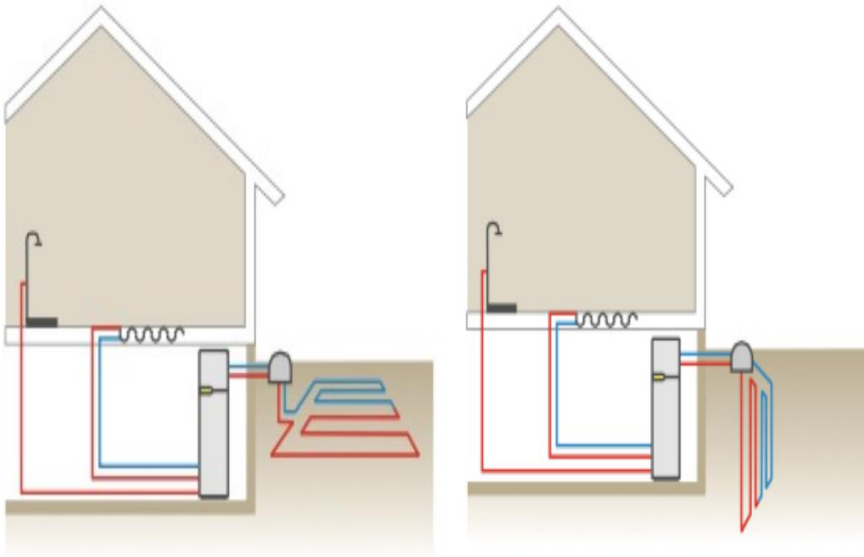
3.1.1 Внутрішнє тепло Землі

Внутрішні джерела тепла Землі менш значні за потужністю, ніж зовнішні. Вважається, що основними джерелами є: розпад довгоживучих радіоактивних ізотопів (уран-235 і уран-238, торій-232, калій-40), гравітаційна диференціація речовини, припливне тертя, метаморфізм, фазові переходи.

Середня густина теплового потоку по земній кулі становить 87 ± 2 мВт/м² або $(4,42 \pm 0,10) \times 10^{13}$ Вт в цілому по Землі, тобто приблизно в 5000 разів менше, ніж середня сонячна радіація. У океанських районах цей показник становить у середньому 101 ± 2 мВт/м², в континентальних - 65 ± 2 мВт/м². У глибоководних океанічних жолобах вона змінюється в межах 28-65 мВт/м², на континентальних щитах - 29-49 мВт/м², в областях геосинкліналей і серединно-океанічних хребтах може досягати 100-300 мВт/м² і більше. Близько 60% теплового потоку ($2,75 \times 10^{13}$ Вт) припадає на внутрішні джерела тепла, інші 40% зумовлені охолодженням планети. Відповідно до вимірів нейтринного потоку з надр Землі, на радіоактивний розпад припадає 24 ТВт ($2,4 \times 10^{13}$ Вт) внутрішнього тепла.

3.1.2 Відбір енергії з ґрунту може здійснюватись декількома методами:

Грунтовий колектор



Первинний контур геотермального теплового насосу може бути виконаний у вигляді ґрунтового колектору, який розташовується на глибині 1,2 - 1,5 м. Така глибина забезпечує достатньо стабільну температуру протягом року. Тепловіддача залежить від типу ґрунту та коливається в межах 10 - 35 Вт/м². Влаштування ґрунтового колектору потребує досить значної площі земельної ділянки. Крім горизонтального колектору може використовуватись також вертикальний колектор, який займає меншу площу, але вимагає більшого об'єму земляних робіт, що в свою чергу може привести до здорожчання геотермальної системи. Одним з різновидів вертикального колектора є енергетичні корзини, що дозволяють збільшити відбір тепла з одиниці площі та забезпечити компактність.

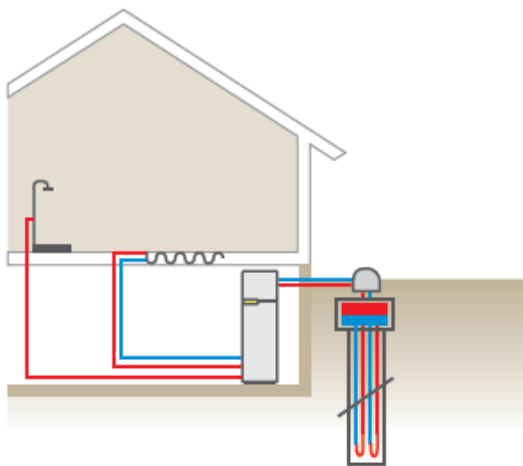


При плануванні ґрунтового колектору необхідно дотримуватись гідравлічного балансу - всі контури повинні бути однакової довжини. Слід

використовувати контури довжиною не більше 100м, щоб запобігти підвищеному розходу енергії циркуляційними насосами.

Земельна ділянка, на якій знаходиться ґрунтовий колектор, повинна мати мінімальну забудову та затінення, щоб повноцінно відновлюватись протягом теплового періоду року. Не можна висаджувати над колектором дерева з розвинутою системою коріння, втім числі і для запобігання пошкодженню самих колекторів. Сонячне випромінювання та опади забезпечують повну регенерацію ґрунту для ефективної віддачі накопиченого тепла в опалювальний сезон.

Виконуються ґрунтові колектори з поліетиленових труб різних діаметрів. Також на ринку присутні готові модулі у вигляді попередньо зібраних трубних секцій.



Вертикальний ґрунтовий зонд

В цьому випадку **тепловий насос** працює з стабільною продуктивністю та високою ефективністю протягом всього року. Зонди опускаються на глибину 40 - 120 м. З одного метра свердловини можна отримати 30 - 70 Вт тепла. Середній показник складає 50 Вт, який в основному і приймається для розрахунку загальної довжини системи геотермальних зондів. Правильний розрахунок кількості свердловин та їх глибина надзвичайно важливі при проектуванні системи теплопостачання з тепловими насосами. Недостатня довжина ґрунтових зондів призведе до зменшення продуктивності теплового насосу, обмерзання свердловин і як наслідок - недостатньої кількості тепла для обігріву об'єкту.

Відбір тепла відбувається за допомогою зондів, виготовлених з поліетиленових труб. Це можуть бути 2-х - або 4-х трубні зонди. Застосовуються труби діаметром 25, 32 чи 40 мм з різною товщиною стінки.



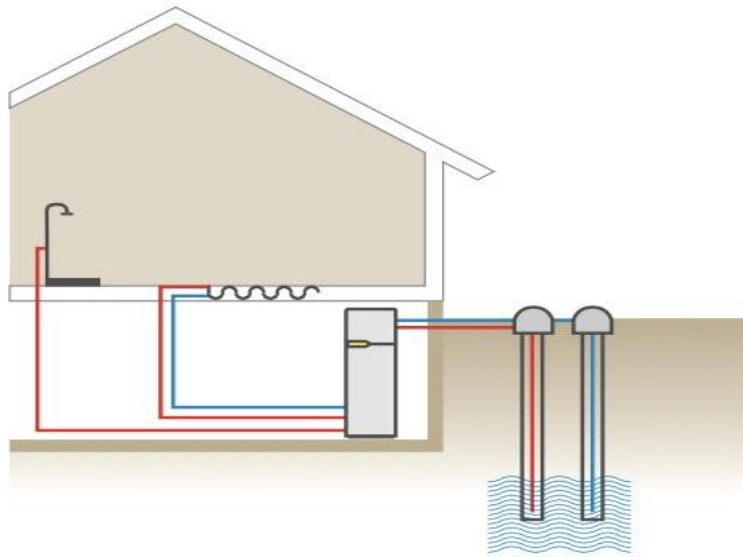
При облаштуванні геотермальних свердловин слід особливу увагу приділяти якості та надійності самих ґрунтових зондів. Адже після монтажу неможливо буде їх витягнути та провести ремонт. Ґрунтові зонди повинні слугувати тривалий термін, який більший періоду експлуатації самого теплового насосу. Використовуйте заводські зонди, які мають чіткі гарантійні умови.

Свердловини з розміщеними в них ґрунтовими зондами повинні заповнюватись фіксуючим терморозчином, який має визначені параметри теплопровідності. Крім того розчин забезпечує захист зондів від механічного пошкодження.

При плануванні розташування земляних зондів необхідно дотримуватись мінімальних відстаней між свердловинами: 5-6 м. Також забороняється висаджувати дерева з глибокою корневою системою на місці розміщення геотермальних зондів.

В якості теплоносія для ґрунтових зондів застосовуються незамерзаючі розчини, наприклад, на основі етиленгліколю (температура замерзання - 15°C). Незамерзаючі розчини обов'язково повинні бути екологічно нейтральні, адже під час аварії та витоків відбудеться забруднення ґрунтових води та значної прилеглої території.

3.2 Джерело тепла - ґрунтові води



Підземні ґрунтові води є одним з найефективніших джерел первинного тепла для роботи теплових насосів. Протягом року температура ґрунтової води залишається стабільною та знаходиться в межах від 7°C до 12°C. Схема використання енергії води включає в себе дві свердловини:

- «верхня» забезпечує відбір води для подачі на теплообмінник водо-водяного теплового насосу, де відбувається передача тепла;
- «нижня» приймає охолоджену тепловим насосом воду.

В якості джерела тепла можуть також використовуватись поверхневі ґрунтові води. Але під час проектування такої схеми потрібно враховувати суттєві коливання температури води в залежності від пори року. Важливим елементом планування системи теплових насосів вода/вода є проведення хімічного аналізу води. В більшості випадків якість води не дозволяє працювати напряму з високоефективними теплообмінниками теплових насосів. В такому випадку рекомендується встановлення проміжного теплообмінника, який відповідає конкретним умовам експлуатації та захищає тепловий насос. Наприклад, компанія Waterkotte пропонує повний асортмент теплообмінників з нержавіючої сталі з мідним або нікелевим припоєм для води різної якості.

При плануванні водо-водяної системи необхідно провести геологічне дослідження ділянки. Обидві свердловини повинні відповідати об'ємам перекачуваної води. Для отримання 1 кВт тепла потрібно викачати близько 0,25 м³/год.

ТН типу ґрунт-вода

Тепловий насос ґрунт-вода на нинішній момент є найефективнішим видом теплових насосів. На відміну від теплових насосів, які в якості джерела тепла використовують повітря або воду, ефективність ґрунтового насоса практично не залежить від пори року і температури. ККД деяких останніх моделей досягає 1000%. Це означає, що при витратах на електроенергію в 1 кВт, він видає 10 кВт тепла.

Ґрунтові насоси черпають тепло з землі або з допомогою свердловин пробурених на глибину 20-30 м, або за допомогою колекторів, прокладених на глибині 0,8-1,5 м. (В залежності від кліматичних умов регіону). Прокладка колектора дешевше, ніж буріння свердловини, але не завжди розміри ділянки дозволяють його облаштувати, так як на кожен 1 кв.м. опалювальної площі необхідно як мінімум 2.5 кв. м. ґрунтового колектора.

Принцип роботи ґрунтового теплового насоса простий. У колекторі під тиском циркулює теплоносій, який має дуже низьку точку кипіння (нижче -40 градусів). Так як температура землі не опускається нижче +5 градусів, то теплоносій від неї нагрівається. Після цього він потрапляє в конденсатор і стискається під великим тиском, нагріваючись до температури вище +110 градусів. Тем самым он отдает накопленное тепло, за счет которого нагревается вода в баке-накопителе. Затем теплоноситель испаряется, его температура понижается до -40 градусов, и цикл повторяется снова. Нагретая теплоносителем вода может использоваться как для бытовых нужд, так и для отопления дома.

Основні переваги теплових насосів типу ґрунт-вода очевидні. Так як контур замкнутий, не відбувається ніяких витоків і виділення теплоносія в атмосферу, забезпечуючи екологічно чисту роботу. Мінімальне значення ККД таких насосів становить 500%, за рахунок чого вони досить швидко окупаються. Також тепловий насос позбавлений деталей, які відчувають екстремальні навантаження, тому термін його служби обчислюється десятками років. У всьому світі багато власників приватних будинків по достоїнству оцінили позитивні сторони теплових насосів і експлуатують їх протягом десятків років.

ТН типу водо-вода

Теплові насоси типу «вода-вода» відрізняються високою ефективністю, так як співвідношення між енергією, яку ми безкоштовно отримуємо з

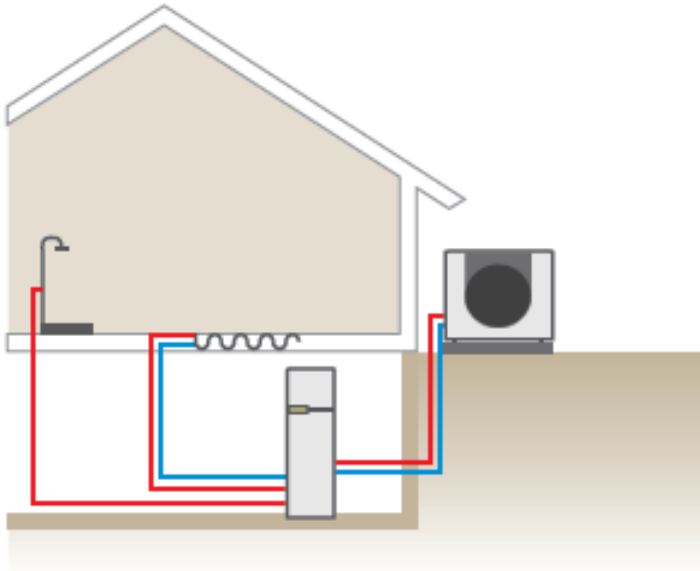
навколишнього середовища, і використовуваної електричною енергією дуже сприятливе. Причиною даного сприятливого співвідношення вважається ґрунтова вода, у якій температура протягом року не змінюється. Так температура ґрунтових вод навіть в холодну пору року коливається в межах 7-12 градусів Цельсія. Виходячи з цього, теплонасос виду «вода-вода» можна використовувати в місцях з суворою зимою. Раз температура підземної води протягом року не перевищує позначку в 13 градусів Цельсія, то аналіз води, що стосується її корозійних властивостей, проводити не потрібно. Необхідно лише з'ясувати граничні значення вмісту марганцю і заліза, а також стежити, щоб вони не були перевищені. Такий контроль дозволить уникнути закупорювання системи джерела тепла, іменованого зарастанням окисними сполуками.

Теплоносієм в такому типі теплового насоса є ґрунтова вода. Температура ґрунтової води не опускається нижче значення 7 градусів Цельсія навіть у зимовий період. Через свердловину вода надходить в насос, де віддає тепло випарника і виливається назад в землю через іншу свердловину. У випарник холодоагент потрапляє через капілярний отвір завдяки тиску, де за рахунок різкого зниження тиску відбувається випаровування, при цьому холодоагент віднімає тепло у внутрішніх стінок випарника. З випарника холодоагент в газоподібному вигляді надходить в компресор, де він затискається і виштовхується в конденсатор. За рахунок стиснення температура підвищується. У конденсаторі холодоагент нагрівається. Потім отримане тепло він віддає в опалювану об'єкт. І остаточно переходить в рідкий стан.

Даний процес буде відновлюватися до тих пір, поки не буде досягнута потрібна температура в приміщенні або для гарячої води. Таким чином терморегулятор замикає електричний ланцюг, і компресор припиняє свою роботу. Коли температура в опалювальному об'єкті починає знижуватися, терморегулятор відновлює роботу компресора. Отже, теплонасос «вода-вода» перекачує низькопотенційну теплову енергію води в порівняно високопотенційне тепло для опалення приміщення. Приблизно 75% енергії можна отримувати безкоштовно з природи.

3.3 Джерело тепла - навколишнє повітря

Використання повітря в якості джерела тепла потребує найменших капітальних затрат. На вулиці встановлюється зовнішній блок, який містить теплообмінник та вентилятор.



Повітря подається на випарник, де відбувається відбір тепла і після охолодження знову повертається в навколишнє середовище. Сучасні технології дозволяють експлуатувати повітряні теплові насоси до температури зовнішнього повітря - 25°C. Для роботи при низьких температурах насоси обладнуються додатковим електричним нагрівачем або працюють в системі з додатковим теплогенератором (наприклад, дров'яним камином з водяним контуром). Застосовуючи даний тип обладнання для опалення пасивних та енергоефективних будинків можна повністю забезпечити нагрів лише завдяки повітряному тепловому насосу. Навіть при низьких зовнішніх температурах такі будинки потребують незначну кількість тепла.

В якості прикладу використано моніторинг мінімальних температур зимового періоду 2012/2013 року, що був аномально довгим. Моніторинг температур здійснено в м.Одеса

Результати вимірювань мінімальних добових температур показали наступний результат :

3 дні з температурою < -15°C
 32 дні з температурою < -7°C
 72 дні з температурою 5°C - 0°C
 261 день з температурою > 0°C
 Мінімальна температура -18,9°C

Висновок: в даний опалювальний сезон тепловий насос повітря / вода працював кожного дня з високою ефективністю.

Дата	Тмін	Дата	Тмін	Дата	Тмін	Дата	Тмін	Дата	Тмін
1.11	0,9	1.12	3,6	1.01	-1,9	1.02	1,2	1.03	1
2.11	4,8	2.12	1,5	2.01	-4,6	2.02	-1,3	2.03	-0,2
3.11	7,5	3.12	-0,8	3.01	-4,5	3.02	1,8	3.03	-1,6
4.11	5,8	4.12	-2,2	4.01	0,9	4.02	-5,7	4.03	-12,4
5.11	10,1	5.12	-2,7	5.01	0,4	5.02	-2,9	5.03	-12,9
6.11	7	6.12	-0,2	6.01	-3,7	6.02	0,6	6.03	-11,8
7.11	4,5	7.12	-2,8	7.01	-5,9	7.02	0,3	7.03	-3,3
8.11	5,8	8.12	-5,8	8.01	-7,4	8.02	1,1	8.03	-14,1
9.11	7	9.12	-6,1	9.01	-10,1	9.02	0,2	9.03	-9,9
10.11	6,4	10.12	-2,9	10.01	-12,7	10.02	-0,2	10.03	-5
11.11	4,5	11.12	0,1	11.01	-8,1	11.02	0	11.03	-6,2
12.11	6,6	12.12	-4	12.01	-4,5	12.02	0,2	12.03	-7,8
13.11	6	13.12	-4,8	13.01	-9,1	13.02	0,1	13.03	-3,7
14.11	1,4	14.12	-6,1	14.01	-8,7	14.02	-1,8	14.03	0,5
15.11	-1	15.12	-8,1	15.01	-7,3	15.02	-3,8	15.03	-0,7
16.11	0,3	16.12	-12,2	16.01	0,5	16.02	-3,6	16.03	-6,5
17.11	-0,2	17.12	-14,8	17.01	1,6	17.02	-5	17.03	-12,4
18.11	-1,4	18.12	-16,6	18.01	-3,6	18.02	-6,2	18.03	-7,7
19.11	0,6	19.12	-13,3	19.01	-5,2	19.02	-5,9	19.03	-3,6
20.11	3,7	20.12	-16,2	20.01	-3,2	20.02	-3,7	20.03	-1
21.11	2,9	21.12	-11,9	21.01	-2,3	21.02	-1,2	21.03	-2,2
22.11	0,5	22.12	-13,6	22.01	-6,7	22.02	-2,6	22.03	-4
23.11	-2,4	23.12	-14,9	23.01	-7,8	23.02	-4,2	23.03	-9,7
24.11	-3,1	24.12	-18,9	24.01	-6,8	24.02	-7,1	24.03	-7
25.11	-1,3	25.12	-9,6	25.01	-13,2	25.02	-5,5	25.03	-8,2
26.11	1	26.12	-2,7	26.01	-14,2	26.02	-5	26.03	-6,7
27.11	2,3	27.12	1,2	27.01	14,3	27.02	-4,3	27.03	-5,9
28.11	3,3	28.12	-0,4	28.01	-11,1	28.02	1,5	28.03	-6,7
29.11	4,3	29.12	-6,4	29.01	-5,3			29.03	-2,5
30.11	8,6	30.12	-6	30.01	-5,2			30.03	-1,5
		31.12	-5	31.01	-2,7			31.03	1,1

Важливим фактором, який необхідно враховувати при плануванні повітряних теплових насосів, є звукові характеристики. Від шумових характеристик буде залежати комфорт проживання поруч з тепловими насосами повітря/вода.

Компанія **Waterkotte** розробила новий тепловий насос **EcoTouch Air**, який має найкращі звукові характеристики. Основною причиною шуму повітряного насосу під час роботи є вентилятор. Вентиляційна решітка та інші компоненти також можуть бути причиною утворення шуму. Кожен з цих факторів було досліджено та оптимізовано для зменшення або взагалі усунення причин виникнення шуму. При проектуванні нового вентилятора для **EcoTouch Air** були використані знання отримані від природи. За зразок було взято функціонування крила сови, яка при польоті практично не створює шуму. Використання форми крила сови покращило акустичні характеристики вентилятора.



Завдяки точному розрахунку об'ємного розходу повітря та поперечного січення вдалось оптимізувати конструкцію вентиляційної решітки. Створення такого ідеального поєднання дозволило знизити звуковий тиск теплового насосу до 34 дБ(А) / 4м.

Широкого поширення в останні роки набули повітряні насоси моноблочного типу, потужністю 8-12 кВт. Конструкція такого теплового насосу передбачає встановлення холодильного та гідравлічного контуру в зовнішньому блоці, в приміщенні заводяться лише трубопроводи системи опалення та встановлюється регулятор управління (або гідравлічна станція). Переваги таких насосів - нижча вартість, простота встановлення та відсутність робіт з холодильним контуром (фреоном).

Оптимальним рішенням для використання повітряних теплових насосів є бівалентний режим роботи - поєднання з іншим джерелом тепла (газовим чи пелетним котлом, дров'яним або пелетним камином з водяним контуром). При такій схемі 70-90% теплового навантаження забезпечуватиметься тепловим насосом повітря/вода і лише при дуже низьких температурах вмикатиметься додатковий теплогенератор.

3.3.2 Складові теплового балансу повітря

Основний приплив енергії до Землі забезпечується сонячним випромінюванням і становить близько 341 Вт/м^2 в середньому по всій поверхні планети. Внутрішні джерела тепла (радіоактивний розпад, стратифікація по щільності) у порівнянні з цією цифрою незначні (близько $0,08 \text{ Вт/м}^2$). З 341 Вт/м^2 сонячного випромінювання, що потрапляє на Землю, приблизно 30% (102 Вт/м^2) відразу ж відбивається від поверхні Землі (23 Вт/м^2) і хмар (79 Вт/м^2), а 239 Вт/м^2 в сумі поглинається атмосферою (78 Вт/м^2) і поверхнею Землі (161 Вт/м^2). Поглинання в атмосфері зумовлено, в

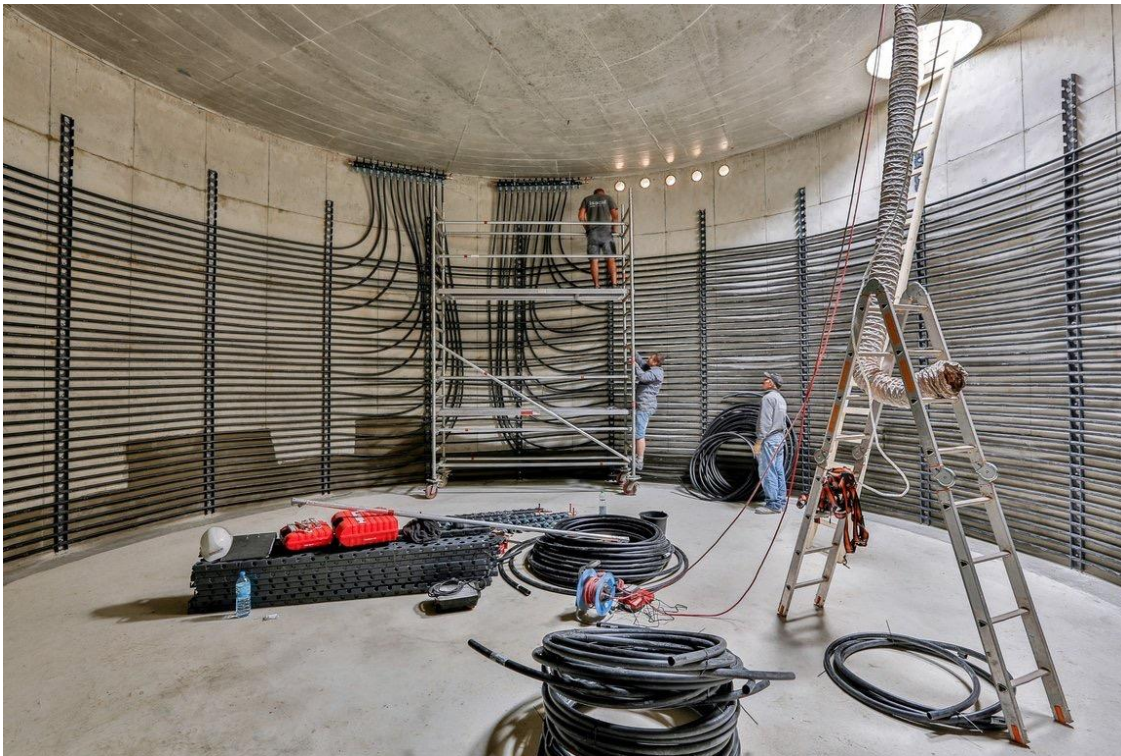
основному, хмарами і аерозолями. З 161 Вт/м^2 поглинається поверхнею Землі енергії 40 Вт/м^2 повертається в космічний простір у вигляді теплового випромінювання діапазону 3-45 мкм, ще 97 Вт/м^2 передаються атмосфері за рахунок різних теплових процесів (80 Вт/м^2 - випаровування води, 17 Вт/м^2 - конвективний теплообмін). Крім того, близько 356 Вт/м^2 випромінювання Землі поглинається атмосферою, з яких 333 Вт/м^2 повертається у вигляді зворотного випромінювання атмосфери. Таким чином, повне теплове випромінювання поверхні Землі становить 396 Вт/м^2 ($356 + 40$), що відповідає середній температурі 288 К ($15 \text{ }^\circ\text{C}$).

Атмосфера випромінює в космічний простір 199 Вт/м^2 , включаючи 78 Вт/м^2 , отримані від випромінювання Сонця, 97 Вт/м^2 , отримані від поверхні Землі, і різницю між випромінюванням поверхні, що поглинається атмосферою, і зворотним випромінюванням атмосфери в обсязі 23 Вт/м^2 .

3.4 Джерело тепла - сонячна енергія + фазовий перехід: вода-лід

Одним з нестандартних рішень для використання теплових насосів є використання тепла фазового переходу речовин. В основному застосовується перехід води в лід, може також використовуватись парафін.

Для влаштування системи «льодяного баку» використовується велика бетонна ємкість заповнена водою. Нагрів баку відбувається за допомогою геліоколекторів (повітряні абсорбери або геліотермічні колектори) та частково за рахунок ґрунту. Для цього, по периметру баку обладнана система трубопроводів, які передають сонячне тепло воді, яка надалі використовується як джерело тепла для теплового насосу. Відбір тепла відбувається за рахунок геотермального колектору з поліетиленових труб, який розміщується всередині баку.



Крім тепла води, тепловий насос додатково відбирає теплоту, яка супроводжує процес утворення льоду. Внаслідок процесу замерзання води можна отримати 93 Вт/кг. Постійно підтримуючи температуру на межі 0°C, забезпечується тривалий цикл замерзання-розмерзання, що збільшує ефективність роботи установки. Після замерзання бак знову регенерується за рахунок сонячної енергії та тепла ґрунту.

Джерелом енергії для теплових насосів також можуть слугувати різні технологічні процеси, які супроводжуються виділенням тепла. Утилізація тепла - один з важливих напрямків застосування технології теплових насосів. Ці джерела тепла мають сталі температурні характеристики, що

забезпечують високу ефективність теплових насосів. Проекти використання такого тепла потребують детального планування. Так, наприклад, при роботі із стічними водами необхідно передбачити проміжний теплообмінник, який матиме високу корозійну стійкість. Можливі також варіанти облаштування геотермальних колекторів безпосередньо в відстійниках стічних вод. Існує безліч інших проектів, які використовують нестандартні джерела тепла: вентиляційне повітря чи наприклад, тепло, яке виділяється при роботі серверів в дата-центрах.

3. 5 Використання сонячної енергії на базі ТН

Сонце – це найпотужніше джерело енергії для нашої планети. Без сонячної теплоти і світла будь-яке життя на Землі було б неможливе. Всі наші повсякденні справи включають використання енергії. Вона необхідна для пересування транспорту і приготування їжі, для роботи і відпочинку, для обігріву і охолодження приміщень.

Енергія Сонця може використовуватися для безлічі завдань. Одне з них – це перетворення сонячної енергії в електричну, в так звану сонячну електрику. Хоча сонячна енергія є порівняно новим джерелом енергії, що легко може стати найважливішим джерелом енергії в майбутньому.

Для використання сонячної енергії використовують наступні пристрої:

- плоский сонячний колектор;
- вакуумний трубчастий колектор;
- концентричний (параболічний) сонячний колектор.

Плоскі сонячні колектори (рис. 3.1) через простоту своєї конструкції випускаються багатьма виробниками. Через відносно невисоку вартість вони користуються високою популярністю.

Складається сонячний колектор з теплоізолюваного коробу, поверхні з високим поглинанням сонячної енергії і мідних труб. Зверху вся конструкція накривається спеціальним високоміцним склом. Рідина, протікаючи по трубках колектора, відбирає тепло у абсорбера нагріваючись таким чином.

Плоскі колектори відрізняються між собою абсорбером, теплоносієм, різними розмірами, форматом сторін, вагою та естетичними властивостями.

Враховуючи те, що втрати теплоти попереджені в колекторі тільки з одного боку, а з лицьового боку теплоізоляція відсутня, плоскі колектори підходять тільки для сезонного використання і теплих кліматичних зон та призначені нагрівати воду для основного побутового використання.



Рисунок 3.1 – Плоский сонячний колектор.

Вакуумний колектор складається з ряду скляних труб, в яких міститься абсорбер і теплова трубка. Абсорбер, поглинаючи сонячні промені і нагріваючись, передає зібрану теплоту мідній трубці. Далі нагріта мідна труба передає тепло теплоносію.

Враховуючи те, що всі поверхні, які нагріваються сонячними променями, відокремлені від зовнішнього повітря вакуумом, а відповідно тепловтрати зведені до нуля, використання вакуумних сонячних колекторів (рис. 3.2) можливо навіть взимку при морозах. Таким чином вакуумний колектор може використовуватися не тільки для підігріву води для побутових потреб, але також і для підігріву води в системі опалення взимку.



Рисунок 3.2 – Вакуумний колектор.

Враховуючи можливість використання не тільки влітку, а й взимку вакуумні колектора користуються досить-широким попитом, як для котеджів, так і для басейнів, виробництв та багатоквартирних житлових будинків.

Концентричний (параболічний) сонячний колектор (рис. 3.3) використовують тоді, коли потрібен нагрів води до температур вище 100 °С. Наприклад, для парових систем опалення або у виробництві (стерилізація).

Такий сонячний колектор концентрує за допомогою дзеркала сферичної форми сонячні промені на нагрівачі. Нагрівач розташований у фокусі цього відбивача і сприймає на себе всі сонячні промені, які падають на поверхню дзеркала. Для максимальної продуктивності параболічний колектор повинен обертатися в двох площинах, підлаштовуючись під рух сонця. За специфічного призначення і великої вартості концентричні колектори використовуються для потужних систем для виробництва сонячної електроенергії.



Рисунок 3.3 – Параболічний сонячний колектор

В табл. 3.1 наведені характеристики основних типів колекторів, а саме ККД, робочі температури, та можливість встановлення систем слідування за сонцем.

Таблиця 3.1 – Характеристика основних видів колекторів

Тип сонячного колектора	Робоча температура, °С	ККД колектора, %	Відносна потребуюча площа, %	Слідування за сонцем
Плоский	30-100	30-50	100	Не потребується
Сонячний ставок	40-100	15-25	130	Не потребується
Центральний приймач із полем геліостатів	до 1000	60-75	20-40	Обертання навколо двох осей
Параболоциліндричний концентратор	до 500	50-70	30-50	Обертання навколо однієї осі
Вакуумний трубчатий колектор	90-300	40-60	50-75	Не потребується

ККД сонячного колектора визначається за формулою:

$$\eta_k = Q_k / (E_k \cdot A)$$

де η_k – ККД колектора;

Q_k – кількість теплоти яку виробляє колектор, Вт · год;

E_k – кількість енергії сонця, яка потрапила на абсорбер, Вт · год/м²;

A – площа абсорбера, м².

На рис. 3.4 зображено покрокове визначення приблизного значення ККД колектора.

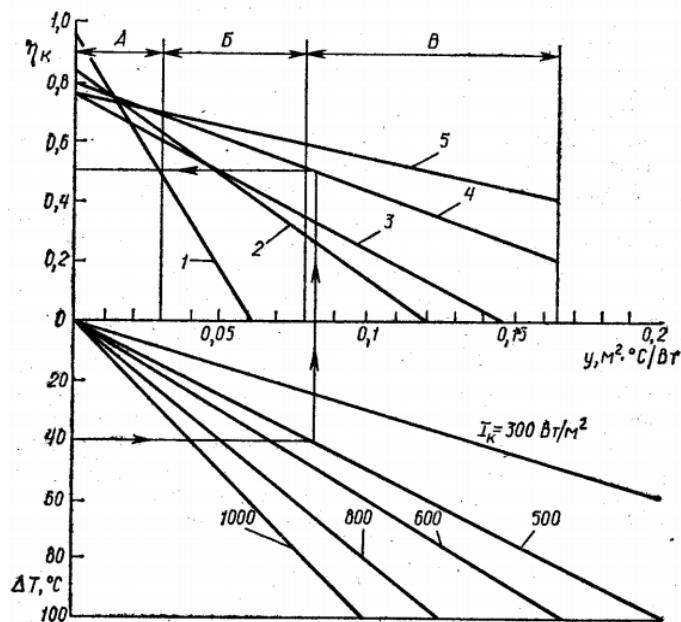


Рисунок 3.4 – Номограма обрахунку ККД колектора:

- 1 - без скління; 2 - одношарове скління; 3 - двошарове скління;
- 4 - селективний плоский колектор з одношаровим склінням;
- 5 - селективний трубчатий вакуумний колектор.

Важливою складовою в обрахунку ефективності сонячного колектора є врахування тепловтрат в самому колекторі. Це можна розрахувати за наступною формулою:

$$\eta_k = \eta_0 - K_k u,$$

де η_0 – оптичний ККД колектора;

K_k – коефіцієнт тепловтрат колектора;

u – продуктивність колектора, м²°С/Вт.

Значення тепловтрат (табл. 3.2) найменшим є у вакуумних колекторах, так як це зумовлено конструкцією, а саме наявністю вакуумного прошарку між абсорбером і навколишнім середовищем.

Таблиця 3.2 – Тепловтрати в колекторі

Вид колектора	Оптичний	Тепловтрати,
---------------	----------	--------------

	ККД, %	Вт/(м ² ·°С)
Неселективний плоский колектор без скління	0.95	15
Те ж саме з одношаровим склінням	0.85	7
Те ж саме із двошаровим склінням	0.75	5
Селективний плоский колектор із одношаровим склінням	0.8	3.5
Вакуумний скляний трубчатий колектор	0.75	2

Таблиця 3.3 Пряма сонячна радіація H_b , Вт ч / м²

Години	Місяці						
	квітень	травень	червень	липень	серпень	вересень	жовтень
6	0	22	47	36	11	0	0
7	36	94	127	127	80	22	0
8	116	185	244	244	185	116	36
9	197	290	349	371	313	221	94
10	266	371	440	476	407	313	138
11	338	440	509	555	497	382	185
12	360	465	545	580	522	418	208
13	349	476	522	555	497	407	208
14	313	429	476	509	451	360	185
15	255	349	407	429	382	290	127
16	174	266	302	338	279	185	69
17	105	174	208	221	174	94	11
18	36	80	116	116	80	22	0
19	0	22	36	36	11	0	0

Таблиця 3.4 Рассеянная солнечная радиация H_d , Вт ч / м²

Години	Місяці						
	квітень	травень	червень	липень	серпень	вересень	жовтень
6	22	47	69	58	38	0	0
7	69	105	116	105	80	47	11
8	127	152	152	138	116	94	47
9	174	185	185	174	152	127	105
10	208	221	208	199	174	152	138
11	232	232	232	208	185	185	163
12	244	244	232	221	199	185	174
13	244	244	232	221	199	185	174
14	232	232	208	199	185	174	163
15	208	221	208	199	174	152	127
16	163	185	185	163	152	129	94
17	116	138	152	138	116	80	47
18	69	94	105	94	69	36	11
19	11	47	58	47	22	0	0

Максимальне значення нахилу $\beta^* = 26^0$. Для даного кута нахилу інтенсивність сонячної радіації для площині приймальні пластини колектора за весь період (сезон) експлуатації системи гарячого водопостачання (квітень - жовтень з 6 ранку до 19 годинвечора, м.Одеса) має наступнізначення (табл. 3.5):

Таблиця 3.5 Оптимальна сумарна сонячна радіації на приймальній пластині з нахилом $\beta^* = 26^\circ$ (в умовах Одеси, $\varphi = 46,5^\circ$)

Години	Місяці						
	квітень	травень	червень	липень	серпень	вересень	жовтень
6	3,2	15,6	29,8	23,1	9,3	0	0
7	61,2	116,9	141,7	134,6	93,4	39,3	4,6
8	195,5	259,1	296,5	288,4	237,8	178,3	76,5
9	330,2	401,9	440,1	454,2	407,6	331,5	201,8
10	437,1	519,8	555,8	585,8	529,6	459,7	287,4
11	534,1	600,0	646,2	674,2	632,7	565,0	367,2
12	567,6	635,5	681,3	710,7	670,7	604,8	404,8
13	555,1	643,4	657,8	684,9	644,2	592,0	403,2
14	503,8	581,6	587,2	615,1	580,4	528,1	367,4
15	413,5	482,4	506,9	523,4	488,1	423,3	261,0
16	272,5	346,7	364,6	377,7	341,1	268,8	149,4
17	128,8	180,8	207,4	205,4	167,7	103,1	32,3
18	12,5	36,0	52,4	46,0	23,1	2,5	0
19	0	0	0	0	0	0	0

3.6 Системи гарячого водопостачання

На відміну від опалення гаряча вода для побутових потреб потрібна завжди. Це спричинено як і особистою потребою людей, так і слідуванням деяким нормам та регулюючим правилам. Якщо порівнювати теплове навантаження на опалення та ГВП, можна виявити, що пік опалення припадає на найхолодніші дні, здебільшого кінець січня - початок лютого. Літом же потреба в опаленні відсутня, як така. Щодо ГВП ми маємо практично незмінну величину навантаження. Висновком з цього впливає те, що сонце може бути одним із найкращих претендентів на джерело відновлювальної енергії. Сонце може постачати енергії практично цілий рік,

якщо ми відкинемо жарні дні. Величина енергії яка може бути отримана від цього джерела звичайно буде коливатись в залежності від сезону. Це зумовлено зміною положення сонця, а саме його потоків (променів) відносно адсорбуючої поверхні (та поверхня яка буде перехідною ланкою в передачі енергії від джерела до споживача). Під зміною положення йдеться зміна кута.

Одним із найпоширеніших способів використання сонячної енергії є використання сонячних колекторів. Використання саме цих установок допомагає досягнути понад 50% попиту на гарячу воду протягом року. Це означає що деякі дні в літку будуть повністю покривати теплове навантаження. Зимом ж частка покриття є доволі малою але за сприятливих погодних умов вона може сягати 15%. Ці показники також залежать від вибору та компіляції системи, що включає не тільки вибір найефективніших колекторів, а також правильно підібрана схема, налагодження автоматики, ну і врешті решт монтаж. Підбір матеріалу трубопроводів, кабелів, запірної арматури та насосів також відіграють важливу роль. Врешті решт слідування цих всіх правил не дасть повної енергетичної незалежності, так як завжди будуть присутні тепловтрати, які зумовлені законами термодинаміки. Загально відомо що дані установки повинні мати в своєму озброєнні дублююче джерело теплоти.

Зазвичай дублюючим джерелом є електроенергія, яка застосовується у вигляді електричних догрівачів (тенів), або котел. Так як пік інсоляції протягом дня припадає на середину дня, а це зазвичай не пікові часи споживання, тому широко розповсюджено застосування буферних баків. Ці баки працюють за принципом теплових акумуляторів але на короткий термін. Зазвичай бак розраховується на 1-2 доби. Також існують системи які мають 2 або й і більше баків накопичувачів, які ще називають зони. Перша зона – це зона сонячна (solar), інша – дублююча. Якщо ці дві зони поєднані в одному баку, тобто внизу вмонтований теплообмінник сонячного колектора, а зверху теплообмінник котла, або електричний тен, то такі баки називають бівалентні.

На рис. 3.1 зображена схема геліоустановки на базі сонячного колектора (solarcollector), бака накопичувача (watertank), котла (boiler). Із схеми видно що у ролі дублюючого джерела представлено котел, отже бак бівалентний. Способів обв'язки та розташування елементів системи існує безліч типів. Тому дані системи бажано проектувати під конкретні умови індивідуально.

Основними параметрами для проектування є такі параметри:

- Добова витрата гарячої води;
- Кліматична зона;

- Дублююча система;
- Вид існуючої системи ГВП;
- Вид покрівлі даху (області де будуть встановлюватись колектори);

Широкого попиту геліоустановки набули в курортних закладах на півдні України, які розташовані поблизу берегової лінії.

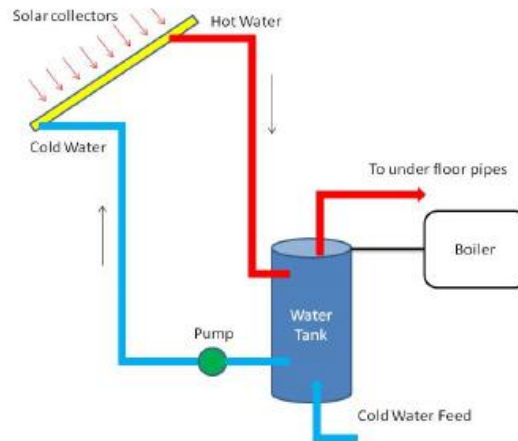


Рисунок 3.1 Принципова схема простої геліоустановки.

3.7 Теплові акумулятори

Важливим елементом енергозабезпечення – є системи акумулювання тепла. Одною із проблем, яка виникає під час спроби знайти вирішення цього питання, є те, що теплота важко зберігається. Причиною цього є закони термодинаміки які уособлюють в собі одну із очевидних причин: люба система прагне до рівноваги. Простими словами – це означає що завжди будуть присутні втрати теплоти, як процес теплообміну із навколишнім середовищем.

Вирішенням цієї проблеми є застосування систем які б змогли зберігати теплоту протягом великого терміну. Вони можуть бути у будь якому вигляді: від локальних буферних баків акумуляторів до систем які включають в собі використання землі як теплоізоляційного середовища. Звичайно різні системи несуть в собі різні інвестиційні потреби, так як залежать від масштабності, місця установки і т.д. Основна ідея таких систем полягає в тому, що теплота яка є надлишковою літом, може бути акумульована для використання в зимовий період. Дослідження які були проведенні в Нідерландах показують ефективність роботи таких систем.

Дана система має назву Aquiferthermalenergystoragesystem (ATES). ATES – стала раптом розглядатись як одна із багатообіцяючих систем

зберігання відновлюваної енергії. Термодинамічний аналіз цієї системи в цьому випадку базувався на річному циклі в два періоди (зима і літо). Протягом зимового сезону насосні станції витягують теплу воду, поки інші станції повертають холодну воду в землю. Тобто показники ефективності цієї системи базуються на енергетичному підґрунті.

На рис. 3.1 показана карта розташування свердловин в місті Хагу, Нідерланди. Дане моделювання було проведено на період в 10 років. Система вмішувала в собі різні шари, які були використані для проведення розрахунків тепло-надходжень і тепловтрат протягом року, що в свою чергу були використанні для обрахунку коефіцієнтів ефективності, розподілу температури по поверхні.

Результати моделювання показано на рис. 3.2 Легенда показує номери систем. Так як кожна система працює взимку на видобуток тепла а літом на перенесення тепла в землю, тому даний графік показує середню ефективність між цими двома сезонами. Ефективність систем з кожним року збільшується, що говорить про стабілізацію процесів теплообміну, що може бути зумовлено різними факторами.

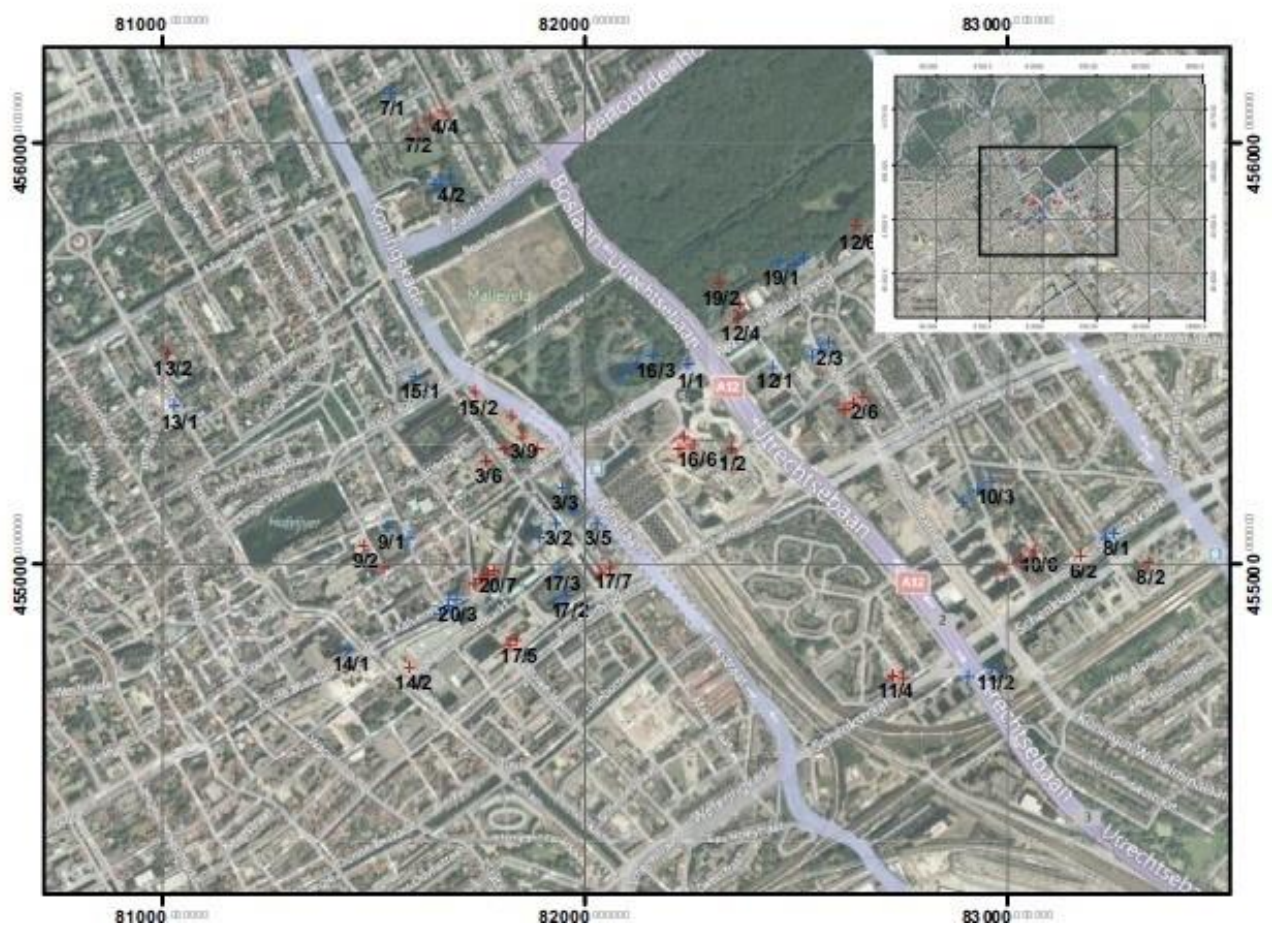


Рисунок 3.1 – Карта розміщення свердловин

Ефективність систем з кожним роком збільшується, що говорить про стабілізацію процесів теплообміну, що може бути зумовлено різними факторами. Однією з причин зміна в структурі шарів ґрунту.

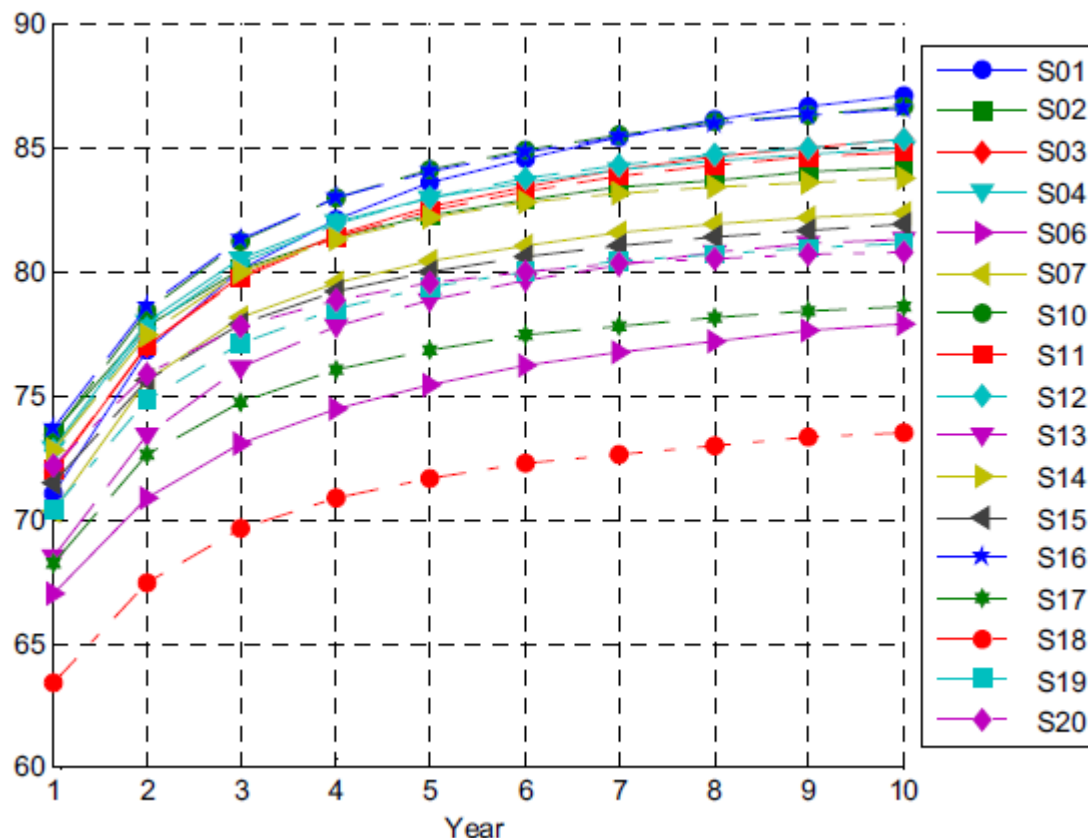


Рисунок 3.2 – Ефективність системи

Системи, які розраховані на акумулювання тепла літом для того, щоб використати його зимою є дуже важкими в реалізації, так як мають занадто довгий термін акумулювання. В окремих випадках, для економії енергоресурсів, та збільшення використання відновлюваних джерел енергії використовують буферні ємності. Данні буферні ємності можуть бути представленні також в якості акумуляторів, які відіграють роль також в акумулюванні води для підтримки ГВП. Один із таких баків представлений на рис. 3.3.

З рис 3.3 видно, що частина тепла яка акумулюється з геліосистеми йде на систему ГВП а інша частина на систему опалення.

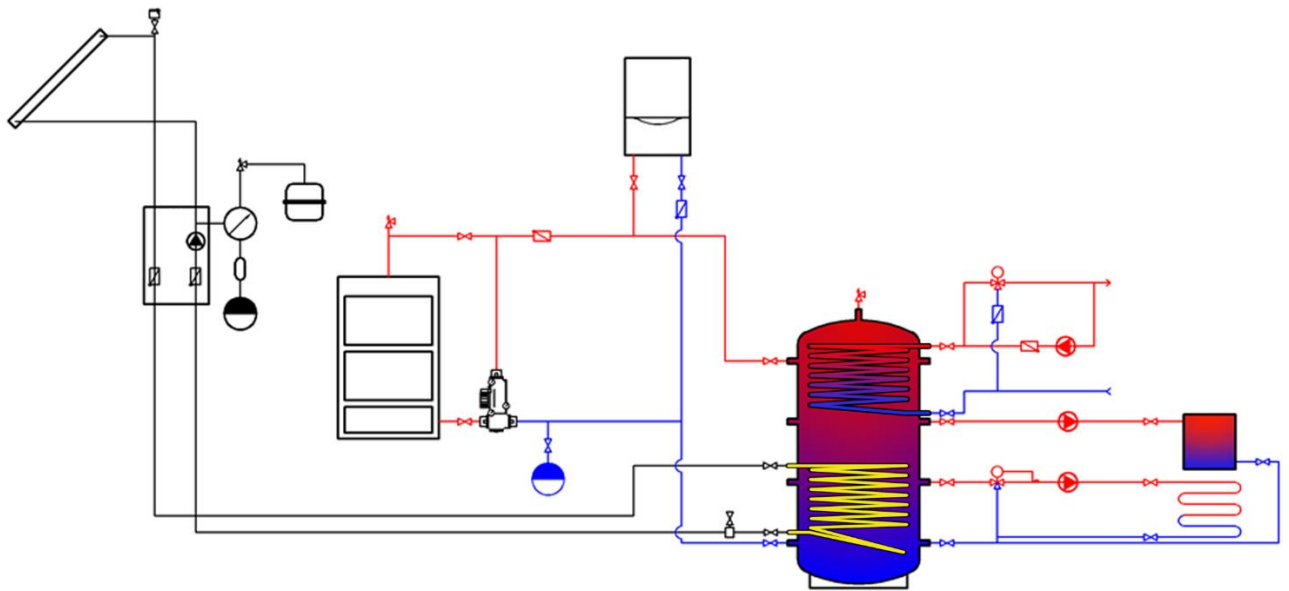


Рисунок 3.3 – Система із застосуванням буферної ємності

Дана система працює за рахунок підтримки теплою з боку 2 котлів. Котли повинні бути добре ізольовані. Ємність може бути заповнена різною рідиною. Наприклад це може бути або вода, або антифриз. У випадку застосування антифризу вирішується проблема в замерзанні системи у випадку поломки, але це несе за собою додаткові кошти та необхідність підбору обладнання саме під такий вид теплоносія.

4. Холодильні технології як безальтернативний засіб енергозбереження

Джерела енергії, які використовує людство для своїх потреб, поділяються на *ресурсні* – вугілля, нафта, торф, природний газ, та *відновлювані* – сонячне випромінювання, геотермальні джерела, деревина, сіно та інша продукція і відходи промислового та сільськогосподарського виробництва. У процесі свого існування людство витрачає ці джерела і вносить зміни у навколишнє середовище, сумарний вплив яких прийнято називати техногенезом.

Характер техногенезу (позитивний або негативний) формується головним чином залежно від технологій, що застосовуються у процесах виробництва продукції, необхідної для задоволення біологічних, технічних та інтелектуальних потреб людства.

Тому стратегія сучасного суспільства спрямована на створення і використання малоенергоємних, інтенсивних, безвідхідних та екологічно безпечних технологій.

Проте використання будь-якої технології завжди пов'язано з обов'язковим споживанням енергії і завданням екологічної шкоди навколишньому середовищу.

Не становлять виняток і більшість холодильних технологій. Але деякі з них, наприклад холодильні технології зберігання продовольства і продовольчої сировини, можна класифікувати як ресурсозберігаючі технології з надзвичайно високим рівнем ефективності захисту від енергетичних втрат і негативного екологічного впливу.

У зв'язку з тим, що при визначенні впливу технологій на біосферу, показники енергоємності виявляються неоднозначними, українські та японські вчені спільно розробили показники екологоемності, що містять значення екологічної шкоди та витрат природних ресурсів, які припадають на одиницю продукції.

Показники екологоемності, подані у вигляді відношення екологічної шкоди у грошовому виразі до вартості виробленого продукту, свідчать про те, що найвищою екологоемністю характеризується переробка вугілля і нафти, а на другому місці знаходиться сумарний вплив сільського господарства і харчової промисловості.

За даними ЄЕС у промислово розвинутих країнах витрати енергії на виробництво харчових продуктів з харчовою енергетичною вартістю 1 кДж становлять у середньому 10 кДж. Наприклад, енергетичні витрати на виробництво картоплі та інших коренеплодів дорівнюють приблизно 26 МДж/кг, що рівнозначно спалюванню 0,75 кг вугілля, або 0,785 м³ туркменського газу.

Згідно з даними МАХ, лише 1 % загальних втрат картоплі на Україні, а реальні втрати досягають ~ 30 %, призводить до енергетичної шкоди, тобто до недоцільного витрачання енергії, у розмірі ~ $234,4 \cdot 10^{12}$ Дж. У той же час типово охолоджуване картоплесховище (ТП 813–2–48,88) місткістю 1000 тонн, яке дозволяє практично уникнути цих втрат, потребує ~ $0,378 \cdot 10^{12}$ Дж за рік. Якщо для зберігання 1% вирощеної картоплі використати 10 таких охолоджуваних сховищ, їх загальні витрати електроенергії не будуть перевищувати 1,6 % енергетичних витрат, вкладених у виробництво 10 000 тонн картоплі. Аналогічні приклади можна навести і для інших видів сільськогосподарської продукції.

Якщо холодильне зберігання сільськогосподарської продукції застосовується в недостатніх об'ємах, втрати продукції зростають, їх компенсація відбувається шляхом збільшення масштабів виробництва або імпорту аналогічної продукції, а енергетичні витрати значно збільшуються у загальнодержавних розмірах.

Таким чином, саме застосування холодильних технологій зберігання швидкопсувної сільськогосподарської продукції і готових харчових продуктів являє собою безальтернативний засіб зменшення енергетичних витрат і створення умов продовольчої та екологічної безпеки України.

4.1. Використання штучного холоду в геліотехнічних енергозберігаючих системах

Одним з найважливіших напрямків зберігання енергетичних ресурсів (вугілля, нафта, газ) стає застосування відновлюваних джерел енергії – сонячної, вітрової, геотермальної, теплової енергії моря, енергії біопалива тощо.

Найперспективнішим вважається використання прямого та розсіяного сонячного випромінювання. При цьому можливе здобування енергії методами безпосереднього нагрівання приймальної поверхні, методами фотоелектричної генерації та штучного фотосинтезу. Але спеціалізовані системи безпосереднього використання сонячного випромінювання для опалення і технологічних потреб вирізняються значними капіталовкладеннями порівняно з традиційними видами енергопостачання. Це значно підвищує вартість здобутої енергії. Перевагою у даному разі є лише відсутність витрат на паливо.

Водночас створення комплексних геліотехнічних систем енергопостачання, які містять акумулятори теплоти з різними температурними потенціалами, теплові насоси, теплообмінники різних конструкцій для утилізації теплоти відходів значною мірою допомагає знизити вартість енергії завдяки тому, що виникає можливість цілорічного використання системи для вирішення виробничих завдань різноманітних напрямків.

До найбільш сприятливих районів для сонячного тепло- і холодопостачання належать південні райони України, де тривалість сонячного сяння становить 2200 – 3000 годин на рік, а сонячна радіація надає за цей час 1200 – 1700 кВт·год. до 1 м² горизонтальної поверхні.

Сьогодні у світі працює близько 1,5 млн. геліоустановок, більша частина яких призначена забезпечити потреби у гарячому водопостачанні. Об'єми виробництва і монтажу геліоколекторів тільки у США досягають 1,6 млн. м² на рік.

У більшості розвинутих країн світу геліоустановки впроваджуються на основі національних спеціалізованих програм, серед яких відомі японська програма "Сонячне сяйво", шведська "Збирання тепла", американська

програма, розроблена у м. Сан-Франциско муніципальним Бюро з питань економії енергії та інші. Здійснення зазначених програм протягом 10 років дало можливість скоротити в цих країнах питоме споживання енергії тільки в адміністративних будинках на 40 %. Висока ефективність роботи тепло- та холодопостачальних систем спостерігається при комплексному використанні різних відновлюваних джерел енергії в поєднанні з прогресивними термодинамічними циклами при виробництві електроенергії, тепла і холоду.

Прикладом сучасної теплоенергетичної установки подібного типу може служити система фірми Ріді – Крік для енергопостачання підприємств і павільйонів у парку "Світ Уолта Діснея" у Флориді (рис. 4.1). Енергопостачання підприємств і павільйонів комплексу здійснюється від парогазової ТЕЦ. Газова турбіна 2 потужністю 35 кВт може працювати на газі або нафті. Відроблені гази надходять до котла-утилізатора 4, що постачає пару до парової турбіни 14 потужністю 7 МВт. Відроблена пара конденсується у генераторі 5 бромистолітєвої холодильної машини. У випарнику 9 охолоджується вода, яка використовується у системі холодопостачання (кондиціонування повітря будинків банку). Гаряча вода після конденсатора 10 використовується для гарячого водопостачання і технологічних потреб.

Як додаткові джерела теплової та електричної енергії передбачені фокусувальні сонячні колектори 12 з концентраторами сонячних променів, а також котел-утилізатор, в якому спалюються тверді побутові відходи. Для аварійного тепло- і холодопостачання встановлені газові котли.

Основними особливостями енергопостачання комплексу є: застосування в одній тій самій енергетичній системі різних термодинамічних циклів (газотурбінного, паротурбінного, трансформації енергії в абсорбційній машині); послідовне використання енергії відповідно до зниження її потенціалу в різних установках; використання двох видів відновлюваної енергії (сонячної та енергії, яка виділяється під час спалювання побутового сміття) з метою як тепло-, так і електропостачання; наявність аварійних дублювальних потужностей.

В Японії широко застосовуються геліосистеми, що складаються з численних колекторів з концентраторами у формі параболоїдів, кожний з яких незалежно стежить за Сонцем.

Кожний колектор передає сонячну енергію речовині-теплоносію. Гаряча речовина з усіх колекторів збирається у місткостях центральної електростанції. Теплоносна речовина може бути водяною парою, якщо вона використовується безпосередньо у паровій турбіні або в якомусь термохімічному середовищі, такому, як, наприклад, дисоційований аміак.

Принципову схему обладнання, в якому використовується дисоціація і синтез аміаку, подано на рис. 4.2.

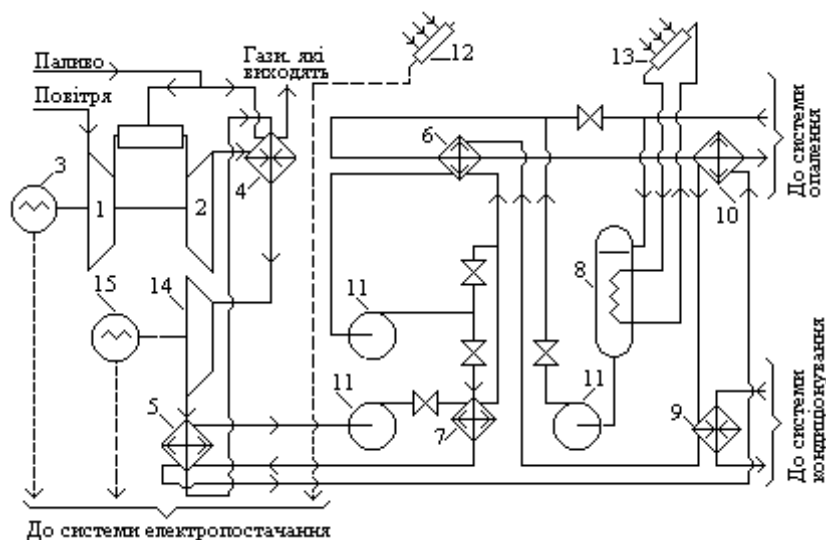


Рис. 4.1 – Система комплексного тепло- і холодопостачання фірми Ріді – Крік:
 1 – компресор; 2 – турбіна; 3 – генератор; 4 – котел-утилізатор; 5 – генератор абсорбційної бромистолітєвої машини; 6, 10 – конденсатор абсорбційної бромистолітєвої машини; 7, 9 – випарник абсорбційної бромистолітєвої машини; 8 – бак-акумулятор з теплообмінником; 11 – насос; 12 – сонячна батарея на фотоелементах; 13 – сонячний колектор

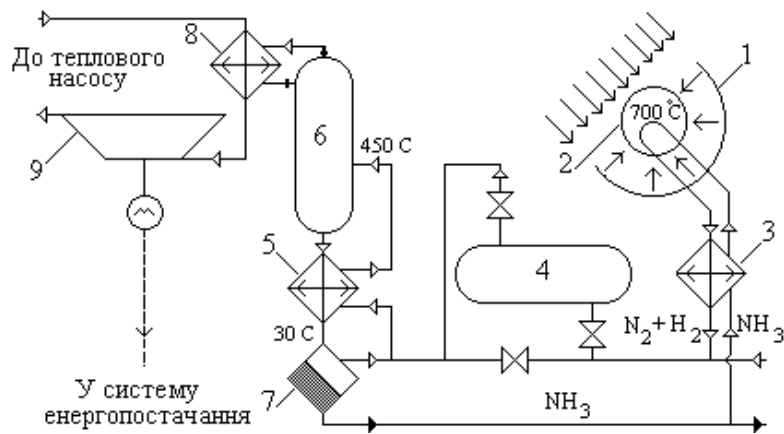


Рис. 4.2 – Перетворення сонячного випромінювання в електроенергію за допомогою синтезу і дисоціації аміаку:
 1 – дзеркало; 2 – приймач; 3, 5 – теплообмінник; 4 – акумулятор;
 6 – колона синтезу; 7 – сепаратор; 8 – теплообмінник парового циклу;
 9 – турбіна з генератором

Перевагою такої системи є те, що у разі використання хімічного реагенту відсутні втрати між колектором і тепловим двигуном (насосом),

завдяки чому теплоту можна передавати на великі відстані або протягом довгого часу (наприклад, звечора протягом цілої ночі), що дозволяє здійснювати безперервну генерацію електроенергії. У цій системі сонячні промені за допомогою рефлектора фокусуються на приймачі 2, в якому пара аміаку під тиском близько 30 МПа дисоціює на водень і азот. Через те що ця реакція ендотермічна, дефіцит енергії становить $\Delta N = 46$ кДж/моль.

Концентрування сонячної енергії дає можливість постачати системі необхідну кількість енергії для проведення реакції дисоціації при температурі близько 700 °С. Дисоційована суміш надходить через теплообмінник 5 до колони синтезу (6), де за наявності каталізаторів (металеве залізо з домішкою Al_2O_3 , K_2O) N_2 і H_2 частково рекомбінують при температурі 450 °С згідно з оборотною реакцією дисоціації, виділяючи при цьому теплоту, яка використовується для виробництва електроенергії або холоду. Потік, який виходив з колони синтезу 6, охолоджується у теплообміннику 5, що спричиняє скраплювання аміаку, після чого процес повторюється знову.

У зв'язку з відносно невеликою питомою холодопродуктивністю сонячних установок для охолодження ($150 - 250$ Вт/м²) площа приймачів сонячної енергії в цих установках сумірна з площею, необхідною для охолодження будинків. Тому перевага віддається створенню комбінованих установок сонячного тепло- і холодопостачання. Прикладом такої установки є система тепло- і холодопостачання у м. Алушта, розроблена інститутом КиївНДІЕП (рис. 4.3).

Систему тепло- і холодопостачання створено для великомасштабного об'єкта, в якому відновлювані і вторинні джерела енергії використовуються для опалення, охолодження, кондиціонування повітря і гарячого водопостачання комплексу будинків і споруд, блока допоміжних приміщень і плавального басейну.

Система тепло- і холодопостачання складається із шести контурів:

- сонячний контур, до якого входять сонячні колектори, баки-акумулятори, циркуляційні насоси, теплообмінники та електрокотел;
- промениста опалювально-охолоджувальна система у стелях;
- система кондиціонування повітря;
- гаряче водопостачання;
- абсорбційна холодильна машина;
- утилізація теплоти з повітря, яке виходить з побутових приміщень.

Сонячні колектори 1 загальною площею 1200 м² складаються з алюмінієвих профілів, вкритих двома шарами скла і розташованих під кутом 52°

до горизонту на похилих поверхнях південних стін виробничих та соціально-побутових будинків. Теплоносієм сонячного контуру є вода.

Основні акумулятори теплоти 2 та 3 виконані у вигляді металічних баків об'ємом по 16 м³ кожний. Окремий акумулятор 7 системи гарячого водопостачання має об'єм 4 м³. Дублювальні джерела – теплоелектродні котли 13 – пов'язані із сонячним контуром за допомогою теплообмінника 14. Вони працюють поза піковими періодами енергопостачання.

Теплоносієм опалювально-охолоджувальної системи є вода з розрахунковою температурою 35 – 30 °С під час опалення і 12 – 15 °С при охолодженні. Ці параметри, за умови прийнятого кроку замонолічених у стельове перекриття труб $S = 250$ мм, забезпечують необхідний тепловий потік при середній температурі поверхні стелі 26 °С взимку і 19 °С влітку. Розрахункова температура води у системі гарячого водопостачання прийнята 37 °С, зважаючи на її використання у душових установках.

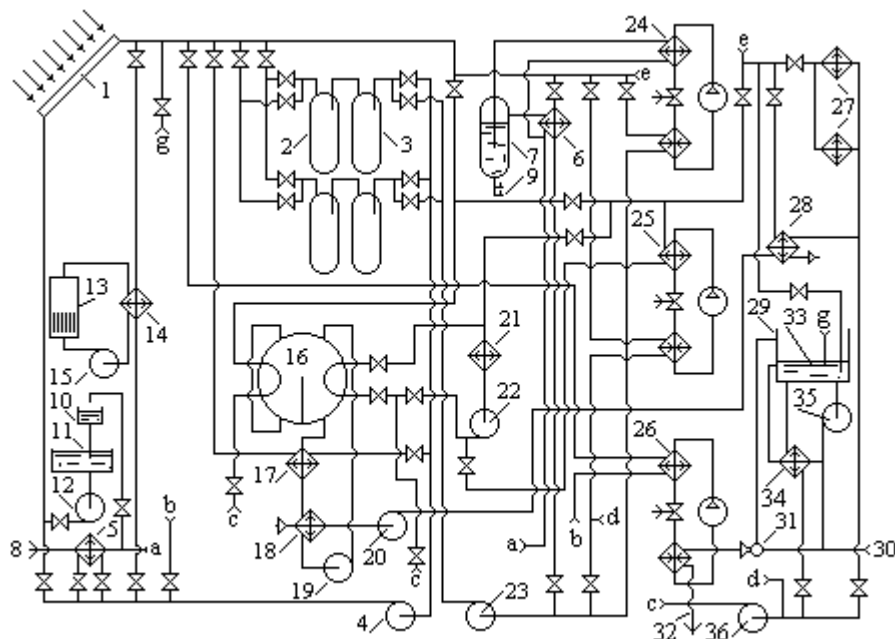


Рис. 4.3 – Принципова схема сонячного тепло- і холодопостачання
(НДІЕП, Київ)

1 – сонячний колектор; 2, 3 – акумулятори теплоти; 4, 12, 15, 19, 22, 23, 25, 31, 35, 36 – насоси; 5, 6 – водопідігрівачі; 7 – акумулятор; 8 – водопровід; 9 – споживачі гарячої води; 10 – водопідігрівач; 11 – бак підживлення; 13 – електрокотел; 14, 34 – водопідігрівачі; 16 – абсорбер-випарник; 17 – теплообмінник; 18 – повітряний десорбер; 20 – вентилятор десорбера; 21 – градирня; 24 – ТНУ гарячого водопостачання; 25 – ТНУ теплостачання; 26 – ТНУ акумуляторів; 27 – панелі опалення-охолодження; 28 – ТНУ охолодження; 29 – басейн з морською водою; 30, 32 – вхід і скид морської води; 33 – система обігріву басейну

До системи кондиціонування повітря надходить тепла і холодна вода, як до системи опалення – охолодження. У кондиціонерах 28 використані багаторядні поверхневі охолодники повітря.

В одному з будинків створена автономна система кондиціонування повітря з сонячно-випарювальною установкою охолодження. Розчин хлористого літію регенерується на покритті похилої покрівлі залу. У кондиціонері за допомогою проміжного теплоносія застосована утилізація теплоти, яке виходить з побутових приміщень. Абсорбційний холодильний і теплонасосний агрегат 16 являє собою звичайний абсорбер випарник, з'єднаний з повітряним десорбером 18 через теплообмінник 17 сонячного контуру. Розрахункова холодопродуктивність установки –120 кВт.

Система сонячного теплопостачання басейну для плавання 29 має сонячний контур із зміювиками обігріву ванни 33, контур утилізації теплоти скиданої води і теплового насосу 26. Вода, яка скидається з басейну для плавання, надходить до випарника. Незважаючи на попереднє охолодження, температура води є достатньо високою (+14 °С). Охолоджуючи цю воду у випарнику до +4 ÷ +6 °С, можна підігрівати воду у конденсаторі до 37 °С і направляти її до душових.

Контур водного утилізатора являє собою систему з поліетиленових труб, які омиваються скидною водою з басейну. Всередині труб тече свіжа морська вода.

Двофазний термосифонний утилізатор використовують для підігріву припливного повітря за рахунок відбору теплоти від витяжного повітря. Взимку підігріта сонячною радіацією вода насосом подається в одну з груп акумуляторів, у той час як з іншої групи теплота витрачається. Якщо температура води достатня (понад 40 °С), то за допомогою насоса вона подається у системи опалення і вентиляції, а також у басейн для плавання і систему гарячого водопостачання через водопідігрівники 5 та 6. Якщо температура води нижча від 40 °С, то в роботу вмикають термотрансформатори. У цьому разі насос 23 прокачує воду через випарники теплових насосів 24, 25, а з конденсаторів за допомогою насоса відводиться теплота. У процесі роботи установки у режимі теплового насосу вода за допомогою насосу 36 подається в абсорбер 16 для підігрівання. Випарник 16 у цей час охолоджується водою з акумуляторів; розчин з абсорбера подається на випарювання в десорбер 18, де зволожує і підігріває зовнішнє повітря, яке вентилятор 20 подає у систему вентиляції.

Влітку вода, підігріта в системах кондиціонування, подається насосом у випарник 16. Теплота абсорбції відводиться через градирню. У цьому режимі вода у сонячних колекторах має підігріватися до температури 70 ÷ 80 °С і

подаватися у теплообмінник для підігрівання абсорбенту, а зволене у повітряному десорбері 18 повітря викидається назовні. Керування режимами роботи і зняття показників КВП здійснюється автоматизованою системою з ЕОМ.

Інститут сонячної енергії АН Таджикистану розробив абсорбційну холодильну установку відкритого типу, яку було застосовано в одному з експериментальних будинків. Загальна площа будинку 400 м². Повітря охолоджується регістрами з труб, закладених у перекриття, по яких циркулює охолоджена вода. Особливістю холодильної установки є відкрите випарювання розчину сонячною енергією. Площа покрівлі-геліоприймача 180 м². Холодопродуктивність установки 57 кВт. Установка забезпечує всередині будинку температуру 25 ÷ 27 °С при температурі зовнішнього повітря 38 ÷ 43 °С. ККД установки дорівнює 0,3 ÷ 0,5.

4.2. Холодильна техніка у виробництві енергії з біомаси

Рослинне покриття Землі містить понад 1800 млрд. тонн сухої речовини, яка енергетично еквівалентна 30·10²¹ Дж. Ця цифра відповідає відомим запасам корисних копалин. У цілому на Землі за допомогою фотосинтезу за рік виробляється 173 млрд. тонн сухої речовини, що більш ніж у 20 разів перевищує використовувану енергію корисних копалин і у 200 разів – енергію, яка міститься у харчових продуктах.

Значна частина рослинної біомаси споживається людиною. Близько 1/7 частини енергії, що використовується у світі, одержується з біомаси, що еквівалентно 3 млн. тонн нафти за добу. Утворення біомаси змінюється залежно від місцевих умов, і на одиницю площі суші її утворюється приблизно у два рази більше, ніж на одиницю площі моря.

Промислове використання енергії біомаси може бути досить значним.

Наприклад, за рахунок відходів виробництва цукру в деяких країнах покривається до 40 % потреб у паливі. Застосування біопалива у вигляді дров, відходів тварин і рослинного бадилля має першорядне значення у домашньому господарстві для приблизно 50 % населення планети, бо забезпечує в цілому виробництво енергії близько 300 ГВт. Але якщо біомаса відновлюється, то необхідно забезпечити її виробництво майже на одному рівні зі споживанням. Для людства є згубною та обставина, що тепер витрачання деревного палива значно випереджає його відтворення.

Використання біомаси і біопалива у вигляді акумуляторів енергії має фундаментальне значення. Чиста питома енергія, яку можна здобути при спалюванні, становить від 10 (волога) до 40 (жири, нафтоподібні речовини) і

55 МДж/кг для метану. Теплота спалювання сухої біомаси, що складається переважно з вуглеводів, дорівнює близько 20 МДж/кг.

Для успішного розвитку систем, які базуються на переробленні біомаси, необхідно дотримувати таких принципів:

- під час виробництва і переробки біомаси необхідно добувати найбільше складових, які мають енергетичну і комерційну вартість, що дає можливість збільшувати безвідходність та енергетичну незалежність технологій;

- вибір технологій добування біопалива з біомаси має супроводжуватися ретельною експертизою, оскільки окремі технології потребують у виробництві більше енергії, ніж її зможе повернути здобуте паливо;

- загальний економічний ефект для агропромислових галузей від впровадження комплексної переробки біомаси має розраховуватися залежно від поставленої мети (зростання національного прибутку, збільшення зайнятості у сільському господарстві, зниження імпорту тощо);

- виробництво біопалива слід впроваджувати тільки у разі надійного обґрунтування й оцінки можливої маси потоків вихідної сировини.

Як паливо біомаса містить вологу і вуглеводень. Волога знаходиться в матеріалі біомаси у вигляді внутрішньоклітинної та міжклітинної води, тому сушіння біомаси може виявитися необхідним. У процесі перетворення біомаси корисна енергія становить приблизно 459 кДж на 1 моль вуглеводню (38 МДж на 12 кг вуглеводню) при одиничному рівні поновлювання $R = 1$. Це головна цифра; відбуваються й інші перетворення енергії. Матеріал, який повністю перетворюється, наприклад метан CH_4 ($R = 2$), має теплоту згоряння близько 200 кДж на 12 кг вуглеводню. Але наявність води у паливі з біомаси часто призводить до значних втрат виходу теплової енергії, оскільки випарювання води потребує 2,3 МДж/кг. Важливою є і питома вага біомаси. Звичайно сухі біологічні матеріали мають питому вагу у 3 – 4 рази нижчу за кам'яне вугілля. Доставка і перероблення цих матеріалів виявляються дуже трудомісткими і дорогими, особливо якщо утилізація відбувається далеко від місця виробництва біомаси.

Існують такі основні типи технологій добування енергії з біомаси: термо-, біо- та агрохімічні.

Термохімічні технології включають пряме спалювання, піроліз та інші термохімічні процеси. Біохімічні технології – це спиртова ферментація, анаеробна переробка і біофотоліз. До відомих агрохімічних технологій можна віднести екстракцію палив, які дістають безпосередньо від рослин.

Біохімічні технології здобуття енергії ефективно застосовуються у промислових масштабах з використанням у виробничих схемах термодинамічних циклів холодильних машин і теплових трансформаторів.

Найбільше практичне застосування із зазначених технологій набули піроліз, спиртова ферментація та анаеробне бродіння.

Піроліз – це процес, в якому органічна сировина підігрівається або частково спалюється для одержання палива або хімічних сполук. Вихідною сировиною можуть служити деревина, відходи біомаси, міське сміття і кам'яне вугілля. Продукти піролізу являють собою гази, плинні конденсати у вигляді живиць і мастил, тверді залишки у вигляді деревного вугілля і попелу.

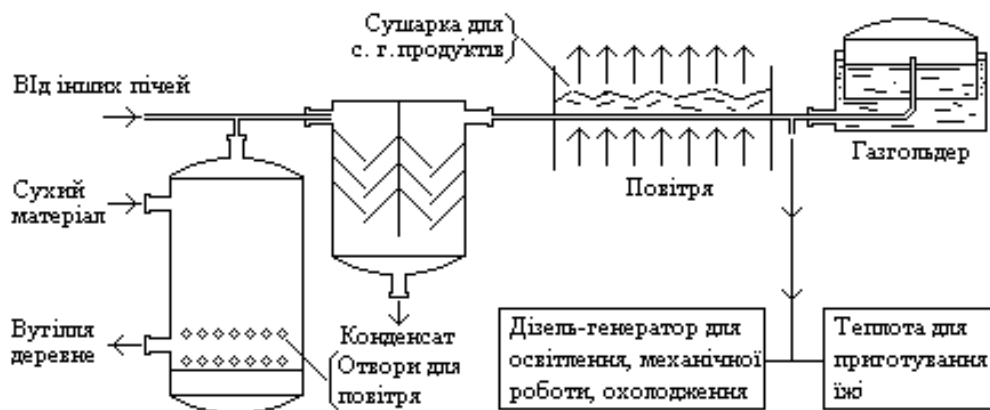


Рис. 4.4 – Спосіб здійснення піролізу

Варіант схеми протікання піролізу показано на рис. 4.4. ККД піролізу визначається як відношення теплоти спалювання початкового палива до теплоти спалювання вихідної біомаси і становить 80 – 90 % . Наприклад, газогенератор, який працює на деревині, може переробляти до 80% початкової енергії у горючі гази, придатні для бензинових двигунів. Використовуючи цей процес у виробництві електроенергії, можна досягти більшої ефективності ніж з паровими котлами. Таке обладнання потенційно придатне для дрібномасштабної електроенергетики (до 150 кВт).

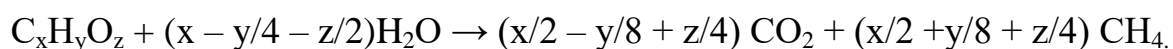
Значного поширення набули методи виробництва етанолу, який можна заправляти у двигуни разом з бензином у співвідношенні 1:10 або без бензину у частково перероблені двигуни. Етиловий спирт (етанол) C_2H_5OH у природних умовах утворюється певними мікроорганізмами, які гинуть при концентрації спирту понад 10%. Тому для підвищення концентрації використовується переганяння або фракціонування. Збезводнювання етанолу у промислових умовах здійснюється шляхом спільного переганяння

з розчинником типу бензолу. Необхідну теплову енергію дістають шляхом спалювання відходів біомаси і застосування теплових насосів.

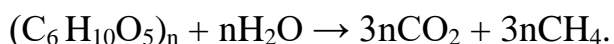
Все більшу увагу в світі привертає до себе проблема утилізації газів із звалищних твердих побутових відходів. У товщі твердих побутових звалищних відходів за відсутності кисню утворюється біогаз, до складу якого входить метан, який за ступенем завдання шкоди довкіллю вважається другим після вуглекислого газу найшкідливішим парниковим газом. Основний метод попередження стихійного поширення біогазу звалищ полягає в його збиранні та утилізації. Загальноприйнята система збирання біогазу складається з мережі вертикальних свердловин, з'єднаних між собою горизонтальними трубами. Залежно від місцевих умов вихід звалищного газу становить 5 – 250 м³/год. на одну свердловину. Використання біогазу спрямоване на виробництво теплоти на місці видобування або на виробництво електроенергії та її подачу у загальну мережу розподілу.

Потенціал звалищного газу на Україні становить близько 400 млн. м³/рік, що еквівалентно приблизно 300000 тонн умовного палива у рік. Впровадження утилізації звалищного біогазу також буде сприяти значному зменшенню викидів CO₂ до атмосфери. Але кліматичні умови різних країн, у тому числі і північних регіонів України, не дозволяють природно підтримувати реакцію утворення біогазу у звалищах протягом цілого року з незмінною виробничою продуктивністю. Тому в деяких країнах частина здобутої енергії витрачається на підігрів основи та двох третин вантажного простору звалища, шляхом утилізації теплоти конденсації, застосування теплових насосів і теплових труб.

У сільському господарстві багатьох країн значну кількість біогазу одержують шляхом анаеробного бродіння. Основна формула, що описує цей процес, має вигляд:



Для целюлози це рівняння таке:



Біогаз (суміш CH₄ і CO₂) утворюється у спеціальному обладнанні, біогазогенераторах, які виконуються так, аби кількість біогазу була максимальною. Енергія, що виділяється під час спалювання біогазу, може досягати 60 – 90 % від вихідної. Але газ видобувають з рідкої маси, яка містить 95 % води, і тому на практиці визначити газопродуктивність важко.

Розробкою біоенергетичних систем для утилізації тваринницьких відходів (гною) займаються майже в усіх країнах світу. Технологічний процес переробки тваринницьких відходів і одержання біогазу здійснюється на установках, що відрізняються як за складом споруд, устаткування, принципом дії, так і параметрами процесу. Вибір параметрів технологічного процесу систем здобуття біогазу залежить від виду і технології утримання тварин, природно-кліматичних умов, запропонованих вимог до зброженої маси і біогазу, санітарного стану тваринницького підприємства, наявності сільськогосподарських угідь, енергоносіїв та ін.

На практиці застосовуються такі технологічні і конструктивні рішення систем одержання біогазу.

Відомі малооб'ємні біогазогенераторні установки власноручного виготовлення для забезпечення енергетичних потреб однієї сім'ї або декількох сімей, близько 30 млн. яких нараховують в Індії, Китаї та інших країнах Південно-Східної Азії. Метантенком у цьому випадку служить забетонована в землі яма з куполом для збору виділеного газу. Перемішування маси в цих місткостях здійснюється вручну або не здійснюється зовсім. Технологічний процес не контролюється, а продуктивність щодо газу складає до $0,3 \text{ м}^3$ на 1 м^3 метантенка за добу.

Біогазогенераторні установки промислового виробництва з об'ємами до 50 м^3 для внутрішньогосподарського виробництва біогазу і промислові біоенергетичні установки з об'ємами метантенків від 50 до 8000 м^3 . Рентабельність промислових установок зростає відповідно до зростання їх ємності.

До сучасних біоенергетичних комплексів входять такі складові елементи:

- блок підготовки і подачі сировини в метантенк;
- метантенк з системою підтримки температурного режиму анаеробного бродіння (тепловий насос, тепловий котел, сонячний колектор, акумулятор теплоти) і системою автоматичного контролю технологічних параметрів;
- система зберігання і використання біогазу;
- система розвантаження, переробки і транспортування зброженої біомаси.

У біогазових установках використовуються мікробіологічні реактори закритого типу з рухливим газовим ковпаком або цілком герметичні. Найбільшого поширення дістали біореактори з повним змішуванням, які працюють у проточному режимі.

Вони виготовляються у вигляді металевих або залізобетонних вертикальних циліндрів і оснащені системою газового або механічного

перемішування. До недоліків цих реакторів належить те, що при підвищеній швидкості подачі біомаси відбувається винесення метанотвірних бактерій, що зменшує вихід біогазу. Цей недолік виключений у біореакторах, які працюють у режимі витиснення і оснащені пристроями для накопичення й утримання активної біомаси.

Відомі також системи з фазовим розподілом процесу метанового бродіння, в яких послідовно реалізується процес біодеградації субстрату і кислототворення, а потім – метаногенез. Для цього використовують двоступінчасті біореактори, що являють собою окремі або сполучені між собою реактори, або єдиною конструкцією з розділеним ферментаційним простором.

Мікробіологічні реактори і системи метанового бродіння, оснащені пристроями для інтенсифікації процесу (накопичення активної біомаси, фазовий поділ ферментаційного простору, цілорічне підтримання оптимального температурного режиму реакції за допомогою трансформації частки теплоти у теплових насосах), визнані перспективними реакторами і системами другого покоління.

Переваги використання біогазу поступово сприяють його впровадженню в Україні та інших країнах світу. Наприклад, у США на одній з молочних фірм штату Орегон заплановано розпочати виробництво 100 кВт електроенергії з перегною від 400 корів, що вистачить на забезпечення електроенергією 74 домівок. Існує домовленість: якщо експеримент буде вдалим, він визначить нове важливе відновлюване джерело електроенергії для всієї західної частини США.

У Майя – Фармсі (Філіппіни) на свинофермі (15 000 голів) для здобуття біогазу побудовано комплекс з 48 виробничих модулів. Видобутий газ забезпечує енергією фабрику перероблення м'яса, консервний завод і бар. На біогазі працюють насоси і дизель-генератори, які забезпечують ферму водою та електроенергією. Біогаз служить для освітлення, охолодження, приготування їжі, роботи пральні.

В Україні ще з початку 80-х років було розроблено, виготовлено й апробовано в господарських умовах цілий ряд повномасштабних біоенергетичних установок, що за основними показниками відповідали кращим закордонним аналогам.

Комплект устаткування "Кобос – 1" (НВО "КТІСМ", м. Запоріжжя), призначений для застосування на фермах і комплексах на 400 корів (або 4000 свиней), має два реактори місткістю по 125 м³ кожний. Для комплексів на 600 і 800 голів кількість реакторів відповідно збільшується. Конструкція

установки передбачає використання принципу двоступінчастого метанового бродіння з попереднім нагріванням.

Серед зарубіжних установок другого покоління "Енбол" (Фінляндія), "Біосистем" (Швеція), "Клаухан" (Данія), UASB (Голландія) та інших найбільш досконалим вважається двоступінчастий метод одержання біогазу, розроблений фірмою Швартінг (Німеччина). У кожному реакторі створюються найбільш сприятливі умови для збродження і підтримується температура +35 °С на першій стадії процесу і 55 °С – на другій. Підігрівання на першій стадії частково здійснюється за рахунок теплоти зброженого субстрату другої стадії, що має температуру 55 °С.

Технічне оснащення біогазогенераторної установки має відповідати цільовому напрямку їх використання.

Можна виділити три основні напрямки використання біогазових установок: використання біогазових установок як джерел енергії. У цих випадках зброжена біомаса відіграє роль побічного продукту: біогазові установки для виробництва вискоефективного органічного добрива і кормових речовин можна застосувати для годівлі тварин або риби. Такі установки зменшують забруднення навколишнього середовища відходами сільськогосподарського виробництва.

Одним з прикладів комплексної енергоощадної системи для сільськогосподарської ферми може послужити проектна та експериментальна розробка, виконана в Одеській державній академії холоду. В основу цієї енергозберігаючої системи покладено комплексне використання сонячного випромінювання і теплоти спалювання біогазу, а також взаємне використання надлишкової теплоти і холоду.

Відповідно до розробленої схеми, відходи рослинництва насосом через теплообмінники субстрат – субстрат, вода – вода і завантажувальний пристрій завантажуються у метантенк. Завантаження і вивантаження здійснюються згідно з рекомендаціями щодо роботи біогазогенераторів відповідної продуктивності. Одночасно накопичується теплота в акумуляторі геліонагрівача. Вода з температурою 46 – 50 °С подається у теплообмінник біореактора для підігрівання біомаси. Після одного-двох тижнів починається виділення біогазу з проектною продуктивністю.

Потім процес стає безперервним. Через 13 – 15 діб вивантажується частина зброженої біомаси, готової до виробництва добрива. Вироблений газ накопичується у газгольдерах, звідки надходить до водогрійного котла і дизель-генератора. Вода, що циркулює по трубах водогрійного котла, підігрівається до температури 95 – 115 °С і збирається у бак-акумулятор, звідки насосом подається споживачам. Споживачами теплової та електричної

енергії є осушувальна (копильна) камера і холодильна камера для зберігання плододовочевої продукції. Осушувальна камера обладнана теплохолодонасосною установкою і теплообмінником – осушувачем повітря, калорифером для підігріву повітря. Зовнішнє повітря надходить до осушувальної камери, осушується шляхом охолодження нижче від температури точки роси у пластинчастому теплообміннику. Після цього воно підігрівається у повітряному конденсаторі теплохолодонасосної установки до температури 55 °С. Далі, проходячи через калорифер, в який подається вода з баку акумулятора з температурою 95 – 115 °С, підігрівається до 70 – 75 °С. Вода з калорифера повертається у бак-акумулятор.

Осушувальна камера може працювати з рециркуляцією повітря за допомогою системи повітропроводів і вентиляторів. У цьому разі осушувач повітря може бути вилучено з роботи, а весь холодоносій з випарника теплового насосу надходить до молокоохолодника, куди надходить конденсат з осушувача. Добутий у метантенку газ накопичується у газгольдерах, звідки надходить до станції заправки балонів, що задовольняють побутові потреби.

Ефективна робота такої системи здійснюється за рахунок зменшення енергопотреб окремих технологічних елементів, взаємно пов'язаних між собою, а також у результаті побіжного виробництва добрив та екологічного захисту території.

4.4. Холодильна техніка у перетворенні теплової енергії морських глибин

Світовий океан – найбільший колектор сонячного випромінювання, в якому поміж теплими, вбиральними випромінювання поверхневими водами і більш холодними придонними різниця температур досягає 20 °С. Це забезпечує безперервне поповнення запасу теплової енергії, яку принципово можна перетворити на інші види.

Світовий досвід підказує можливість ефективного використання таких схем в умовах тропічних широт, де різниця температур у шарах поверхневої і придонної води становить понад 15 °С і мало змінюється від сезону до сезону. Однак широке запровадження таких систем стримує значна вартість необхідних капіталовкладень, яка зумовлюється дуже складними умовами обслуговування систем у відкритому морі і передачі енергії до берегів, великими розмірами теплообмінників і необхідністю боротьби з біозарощеннями теплообмінної поверхні, у зв'язку з чим понад 50 % потужності може бути витрачено на подолання тертя у трубопроводах.

Для здійснення робочого циклу використовуються робочі рідини, які мають необхідну температуру кипіння, наприклад фреони і навіть вода. У випадку використання води її точка кипіння має бути знижена до температури поверхневих вод шляхом часткового вакуумування. На цьому заснована дія систем відкритого циклу, в якому теплі поверхневі води самі використовуються у вигляді робочого тіла. Побудовані на цьому принципі системи перетворення океанської теплоти використовуються не тільки для виробництва електроенергії, але й для здобування прісної води.

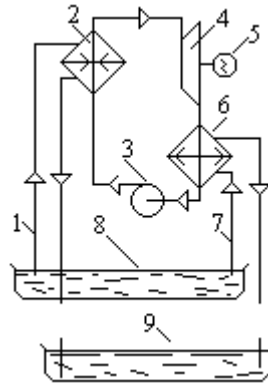


Рис. 4.5 – Схема перетворення теплової енергії океану:
 1 – подача теплої води; 2 – випарник; 3 – насос; 4 – турбіна; 5 – генератор; 6 – конденсатор; 7 – подача холодної води; 8 – поверхня океану; 9 – океанські глибини

Перехід від експериментальних розробок до широкого промислового впровадження таких систем затримується також у зв'язку з тим, що загальні біологічні наслідки від підняття величезної кількості збагаченої біогенами води у теплі приповерхневі шари ще не відомі. Але ця науково-технічна ідея продовжує притягати увагу вчених і конструкторів, бо не існує жодних серйозних термодинамічних і технічних обмежень, які виключали б можливість успішної роботи таких систем.

4.5. Холодильні системи для перетворення геотермальної енергії

Температура в ядрі планети досягає 4000 °С. Стікання теплоти з ядра через тверді породи здійснюється шляхом теплопровідності і рідше – у потоках розплавленої магми або гарячої води. Середня густина теплового потоку через земну поверхню становить приблизно 0,06 Вт/м² при температурному градієнті близько 30 °С на 1 км. При величині геотермальних потоків до 10 – 20 Вт/м² реалізуються ГеоТЕС потужністю до 100 МВт/км² і тривалістю терміну експлуатації не менше 20 років.

Перетворення теплоти на електроенергію можливе при температурах не нижче 150 °С. Такі ГеоТЕС створено в Італії, Новій Зеландії, США та інших

країнах. Взагалі слід вважати, що одержання і використання геотермальної енергії ближче за своєю суттю до спалювання ресурсного палива, ніж до справжнього перетворення дійсно відновлюваної енергії.

Найефективніші проекти ГеоТЕС були реалізовані у тих випадках, коли свердловини пробурювалися безпосередньо у природні підземні колектори зі значним тиском, що забезпечило можливість використання безнасосних систем.

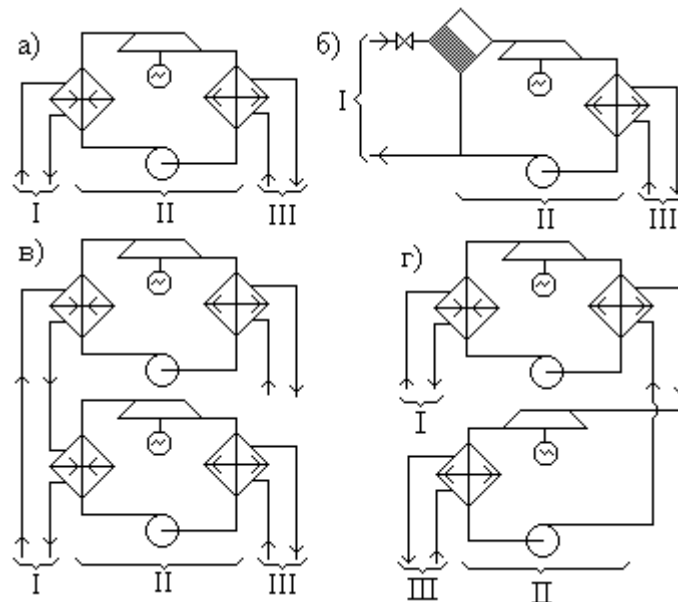


Рис. 4.6 – Приклади схем для перетворення геотермальної енергії в електричну:
 а – цикл з одним робочим тілом – з водою або фреоном; б – цикл з двома робочими тілами – водою і фреоном; в – прямий паровий цикл; г – двоконтурний цикл;
 I – геотермальне джерело; II – турбінний цикл; III – охолоджувальна вода

Останні розробки у цій галузі були присвячені здобуванню теплоти із сухої гірської породи, тому що вона може забезпечити більшу продуктивність, ніж водні джерела. Спеціалісти Лос-Аламоської лабораторії у США розробили методи дроблення скель гідровибухом за допомогою холодної води, яка надходить під тиском у свердловину. Після попереднього дроблення скель вода проходить крізь живильну свердловину, фільтрується крізь скальні породи на глибині при температурі 250 °С. Тепла вода повертається до поверхні через приймальну свердловину. Дві такі свердловини здатні забезпечити енергією установку потужністю 1 ГВт. Варіанти можливих схем ГеоТЕС наведено на рис. 4.6.

Якщо для одержання енергії використовуються джерела з низькою температурою, то для приведення в дію турбін замість води слід застосовувати інші робочі рідини (наприклад, фреони). Труднощі можуть виникнути з теплообмінниками через високу концентрацію хімічних речовин у воді із свердловини.

4.6. Методичні основи теплових розрахунків систем з відновлюваними джерелами

Наведені принципи роботи і конструктивні рішення ресурсозберігаючих систем енергопостачання свідчать про те, що основним завданням вибору холодильного або теплонасосного обладнання, яке входить до їх складу, є визначення теплового навантаження або теплового потоку, що одержується за допомогою теплоприймальних елементів цих систем. Перейдемо до викладення основ теплових розрахунків теплоприймального обладнання.

4.6.1. Розрахунок сонячних колекторів

У системах сонячного тепло- і холодопостачання найбільш поширені нерухомі плоскі колектори, продуктивність яких залежить від добових змін сонячної радіації і просторового положення самих колекторів.

Інтенсивність потоку сонячної радіації q_t для будь-якої просторової орієнтації сонячного колектора і кожної години світлового дня визначають за формулою:

$$q_t = P_S \cdot I_S + P_D \cdot I_D,$$

де I_S , I_D – інтенсивність струму прямої і розсіяної сонячної радіації, яка надходить до горизонтальної поверхні, Вт/м²; P_S , P_D – коефіцієнт орієнтації сонячного колектора для прямої і розсіяної радіації відповідно, ч.од.

Коефіцієнт орієнтації визначають так:

$$P_D = \cos^2(\beta / 2);$$

$$P_S = \cos i / \sin h,$$

де β – кут нахилу сонячного колектора до горизонту, град.; i – кут падіння сонячного променя на поверхню колектора, град; h – кут висоти Сонця над горизонтом, град.

Оптимальні кути нахилу сонячних колекторів визначаються залежно від періоду роботи і для південної орієнтації дорівнюють:

- для цілорічних установок – $\beta = \varphi$, град;
- для теплового періоду – $\beta = \varphi - 15$, град;
- для опалювального періоду – $\beta = \varphi + 15$, град.

Кут падіння сонячного променя на поверхню колектора розраховується за залежністю:

$$\cos i = (A - B) \cdot \sin \delta + [C \cdot \sin \omega + (D + E)] \cdot \cos \delta,$$

де $A = \sin \varphi \cdot \cos \delta$; $B = \cos \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma$; $C = \sin \beta \cdot \sin \gamma$; $D = \cos \varphi \cdot \cos \beta$; $E = \sin \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma$; φ – географічна широта, град; β – кут нахилу поверхні до горизонту, град; γ – азимут поверхні (кут між проекцією перпендикуляра до площини на горизонтальну поверхню і меридіаном), град; δ – кут схилення Сонця, град; ω – годинний кут, град.

Складові β , γ , φ визначаються залежно від географічної і просторової орієнтації площини.

Складова δ визначається за формулою:

$$\delta = \delta_o \cdot \sin [360 \cdot (284 + n) / 365],$$

де $\delta_o = \pm 23,5^\circ$ – схилення у період сонцестояння, град; n – день року ($n = 1$ відповідає 1 січня).

У зв'язку з тим, що Земля повертається на 15° за одну годину, годинний кут визначається за виразом:

$$\omega = 15 \cdot (t_c - 12),$$

де t_c – сонячний час, годин.

Кут висоти Сонця над горизонтом h визначається з виразу:

$$\sin h = \sin \varphi \cdot \sin \delta - \cos \varphi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega.$$

Зведена (питома) інтенсивність потоку поглиненої сонячної радіації визначають так:

$$Q_{\theta\tau} = 0,96 \cdot (P_S \cdot \Theta_S \cdot I_S + P_D \cdot \Theta_D \cdot I_D),$$

де Θ_S і Θ_D – зведені оптичні характеристики сонячного колектора відповідно для прямої і розсіяної радіації; 0,96 – коефіцієнт, який враховує вплив запилення і затінення колектора.

Ефективність сонячних колекторів залежить як від їх конструкційних параметрів, так і від режиму роботи. Питому потужність сонячного колектора можна визначити за формулою:

$$q = G \cdot c_p \cdot B \cdot [(P_S \cdot \Theta_S \cdot I_S + P_D \cdot \Theta_D \cdot I_D) / K + t_{н.с.} - t_{вх}]$$

де G – питома витрата теплоносія, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; B – коефіцієнт, що враховує конструктивні і регламентні параметри сонячного колектору, $B = e^{(-K/G/c_p)}$, частка одиниць; c_p – теплоємність теплоносія, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; t_{BX} – температура теплоносія на вході, $^{\circ}\text{C}$; $t_{H,C}$ – температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$; K – коефіцієнт теплопередачі колектора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; P_S, P_D – коефіцієнти орієнтації сонячного колектора відповідно до прямого і розсіяного сонячного випромінювання, ч. од.; Θ_S, Θ_D – зведені оптичні поглинальні характеристики відповідно до прямого і розсіяного сонячного випромінювання, ч.од.

Температура холодноносія на виході з колектора:

$$t_{ВИХ} = t_{BX} + (t_P - t_{BX}) / B,$$

де t_P – температура, яку має колектор за відсутності руху теплоносія, або рівноважна температура, $^{\circ}\text{C}$.

Докладне визначення рівноважної температури t_P має важливе значення при проектуванні сонячних колекторів, оскільки, з одного боку, ця температура дозволяє визначити потрібні межі термостійкості теплоізоляції, а з іншого, – дозволяє передбачити можливі термічні деформації. Рівноважна температура t_P обчислюється за формулою:

$$t_P = (P_S \cdot \Theta_S \cdot I_S + P_D \cdot \Theta_D \cdot I_D) / K + t_o .$$

Коефіцієнт корисної дії колектора визначається залежністю:

$$\eta = G \cdot c_p \cdot B \cdot [(P_S \cdot \Theta_S \cdot I_S + P_D \cdot \Theta_D \cdot I_D) / K + (t_{BX} - t_o) / (P_S \cdot I_S + P_D \cdot I_D)].$$

Наближенні значення Θ_S, Θ_D та K наведені у табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Наближені значення Θ_S, Θ_D та K

Кількість шарів скла	Θ_S	Θ_D	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	
			Швидкість вітру до 5 м/с	Швидкість вітру до 10 м/с
один	0,73	0,64	8	11
два	0,63	0,42	5	5,5

Величина B для заданої конструкції – це ступінь використання рівноважної температури, що залежить тільки від питомої витрати холодоносія. Тому на практиці обмежуються співвідношенням

$$G \cdot c_p = (2 \div 4) K,$$

що відповідає ефективності $0,86 \div 0,9$ від максимально можливої.

4.6.2. Основи розрахунку біогазогенераторів

Можлива енергетична потужність біогазогенераторної установки:

$$E = \eta \cdot r_2 \cdot V_2,$$

де η – коефіцієнт корисної дії пального обладнання; r_2 – питома об'ємна теплота спалюваного біогазу; $r_2 \approx 20$ МДж / м³ при парціальному тиску 10^3 Па; V_2 – об'єм одержуваного біогазу, м³/добу.

Для чистого метану, який входить у біогаз:

$$E = \eta \cdot r_m \cdot f_m \cdot V_2,$$

де r_m – питома теплота спалювання метану, $r_m = 56$ МДж / кг; f_m – частка метану в біогазі, $f_m = 0,5 \div 0,7$; η – коефіцієнт корисної дії пального обладнання; V_2 – об'єм одержаного біогазу, м³/добу.

Об'єм біогазу визначається з виразу:

$$V_2 = c \cdot m_o,$$

де c – вихід біогазу із сухої біомаси, $c = 0,2 \div 0,4$ м³/кг; m_o – маса сухого матеріалу до бродіння, кг.

Об'єм рідкої біомаси, що заповнює біогазогенератор:

$$V_f = m_o / \rho_m,$$

де ρ_m – густина сухого матеріалу, $\rho_m \approx 50$ кг/м³.

Об'єм самого біогазогенератора визначається за виразом

$$V_o = V_f \cdot \tau,$$

де τ – тривалість перебування чергової порції маси у генераторі, $\tau \approx 8 - 20$ діб.

4.6.3. Основи розрахунку потужності геотермальних джерел енергії

Якщо теплота відводиться водою від сухих скельних порід, то повний корисний тепломісткість скельного ґрунту до заданої глибини можна розрахувати за допомогою співвідношення:

$$dE / dt = - (E_0 e^{-t/\tau}) / \tau ,$$

де стала часу τ окреслює можливу тривалість отримання теплоти із заданою густиною потоку і визначається таким чином:

$$\tau = \rho_r \cdot A \cdot c_r \cdot (z_2 - z_1) / (V \cdot \rho_w \cdot c_w) ,$$

де ρ_r , ρ_w – питома густина відповідно скельних порід і струму води, кг/м³; A – площа поперечного перерізу масиву, м²; c_r , c_w – теплоємність відповідно скельних порід і води, Дж/(кг К); z_2 , z_1 – глибина рівнів робочої верстви породи, м; V – об’ємна витрата струму води, м³/с.

У разі використання природних водоносних пластів для розрахунків використовують залежності:

$$E = E_0 \cdot \exp(-t / \tau_a) ,$$

$$dE / dt = - (E_0 / \tau_a) \cdot \exp(-t / \tau_a) ,$$

$$\tau_a = [P' \cdot \rho_w \cdot c_w + (1 - P') \cdot \rho_r \cdot c_r] h / (V \cdot \rho_w \cdot c_w) ,$$

де h – товщина водоносного шару, м; P' – відносна пористість, частка одиниць; τ – тривалість процесу, с.

Наведені співвідношення дозволяють визначити зміни потужності геотермальних джерел протягом усього періоду експлуатації.

5. Отримання холоду на базі ежекторних машин

Для отримання штучного холоду нас цікавить джерела енергії, що мають високий температурний потенціал та дозволять використовувати ежекторні машини.

Це:

- гідротермальні системи, тобто резервуари гарячої або теплої води, в більшості випадків самовиливної;

- парогідротермальні системи – родовища пари і самовиливної пароводяної суміші;
- енергія сонця з використанням сонячних колекторів.

Частка електроенергії, що витрачається на виробництво штучного холоду, стає відчутнішою в енергетичному балансі багатьох країн світу, що робить актуальним питання енергопостачання холодильних машин. У зв'язку з цим останніми роками зріс інтерес до тепловикористовуючих холодильних машин, що утилізують відхідне тепло, вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) і сонячну енергію.

Значна частина енергоємних галузей промисловості є крупними споживачами штучного холоду в широкому діапазоні температур, який використовується як для забезпечення технологічних процесів і охолодження устаткування, так і для кондиціонування повітря у виробничих приміщеннях.

В даний час при використанні відхідного тепла і ВЕР перевага в основному віддається теплу високого і середнього потенціалу. Це, з одного боку, обмежує сферу застосування низько потенційного тепла, частка якого досягає 60% від загальної кількості споживаної первинної енергії. З іншого боку, отримання і використання тепла низького потенціалу простіше, ніж високого і середнього, джерела його поширеніші, вартість - найнижча, і тому його застосування заслуговує особливої уваги.

Утилізація низько потенційного тепла і ВЕР в тепловикористовуючих генераторах холоду, зокрема в ежекторних холодильних машинах (ЕХМ), може дати значну економію палива, електроенергії, матеріальних і трудових витрат, а також сприяє захисту навколишнього середовища від забруднення.

5.1 Вплив властивостей робочих речовин на показники ЕХМ

Як відомо, робочі речовини парових холодильних машин класифікують по тиску p і нормальним температурам кипіння t_s , які взаємозв'язані. Високотемпературні речовини відносять до групи речовин низького тиску і, навпаки, речовини високого тиску відносять до групи низькотемпературних речовин.

Класифікація робочих речовин визначає їх вибір відповідно до температурного режиму роботи холодильної машини. Тому ЕХМ, відповідно до існуючої класифікації, можуть бути віднесені до класу високотемпературних холодильних машин.

У 30-ті роки були проведені перші теоретичні дослідження можливості застосування в ЕХМ поширених у той час легкокиплячих агентів

– двооксиду сірки, амоніаку, хлорметану, хлороформу, чотирьохлористого вуглецю.

За останні 50 років були проведені теоретичні і експериментальні дослідження ежекторів і ЕХМ на наступних холодильних агентах: R11, R12, R21, R22, R40, R113, R114, R123, R134a, R141b, R142b, R152a, R290, RC318, R500, R717. З приведенного переліку виходить, що досліджені холодильні агенти відносяться до класу речовин низького і середнього тиску, для яких інтервал нормальних температур кипіння t_S склав від $t_S = 47,7$ °C (R 113) до $t_S =$ мінус 42,1 °C (R 290), а критичні температури при цьому змінювалися в межах від $t_{KP} = 214,1$ °C (R113) до $t_{KP} = 96,0$ °C (R22). Діапазони робочих температур при цьому склали: температура випаровування $t_0 =$ мінус 15÷15 °C, температура конденсації $t_K = 14$ ÷50 °C і температура генерації $t_T = 50$ ÷148 °C.

У таблиці 1.1 приведені деякі параметри холодоагентів R 142b і R 600, для яких був проведений порівняльний аналіз з метою вибору найбільш ефективного і перспективного з них.

Холодильні агенти R142b і R600 через сприятливе поєднання термодинамічних властивостей є ефективнішими, ніж інші, досліджені раніше, робочі речовини.

Таблиця 5.1 Параметри холодильних агентів

Показники	Холодоагент	R 142b	R 600
Хімічна формула		CH ₃ CF ₂ Cl	C ₄ H ₁₀
Молекулярна маса μ , кг/кмоль		100,5	58,1
Нормальна температура кипіння t_S °C		-9,2	-0,5
Критична температура t_{KP} , °C		136,4	153,0
Критичний тиск p_{KP} , мПа		4,2	3,6
Питома ізобарна теплоємність рідини при $t = 30$ °C c_P , кДж/кг		1,19	2,47

Питома теплота паротворення при $t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ r_0 , кДж/кг	208	376
Потенціал руйнування озонного шару ODP	0,65	0,0
Потенціал глобального потеплення GWP	0,36	0,0008

Застосування в ЕХМ легко киплячих по відношенню до води робочих речовин представляє великий інтерес і перспективи для холодильної техніки, оскільки це дозволяє спростити робочу схему машини, понизити її матеріаломісткість, підвищити енергетичні показники, одержати нижчі температури у випарнику, використовувати тепло низького потенціалу без вакууму в апаратах, створювати ефективні ежекторні системи малої холодовидатності.

Враховуючи термодинамічну цінність споживаного тепла, ЕХМ, що працюють на легкокиплячих речовинах, найдоцільніше застосовувати для виробництва холоду при помірно низьких температурах, наприклад, в техніці комфортного і технологічного кондиціонування повітря ($t_0 = 5\div 10\text{ }^{\circ}\text{C}$), а також для короткочасного зберігання продуктів і отримання водного льоду – при температурі кипіння у випарнику $t_0 = \text{мінус } 10\div 0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким чином, на відміну від ПКХМ, ФЕХМ можуть бути раціонально використані тільки в відносно вузькому діапазоні температур випаровування t_0 – від мінус $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Найбільш відповідальним елементом ЕХМ, що визначає герметичність холодильної машини, надійність і ресурс її роботи, є живильний насос, оскільки тільки цей елемент в схемі ЕХМ має рухомі частини. Для точнішої і об'єктивнішої оцінки ефективності роботи ЕХМ необхідно враховувати і витрату електричної енергії, використаної на привід живильного насоса.

З термодинамічної і експлуатаційної точок зору, при заданих температурах зовнішніх джерел, на основі просторих теоретичних і експериментальних досліджень, для ЕХМ слід вибирати робочу речовину низького тиску з високим значенням критичної температури t_{KP} , малою молекулярною масою μ , малим значенням питомої ізобарної теплоємності в рідкій фазі c_p і з нормальною температурою кипіння t_s в діапазоні мінус $10\div 10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Але при цьому, щоб уникнути вакууму і підсосу повітря в систему, величина t_s повинна бути не вище за робочу температуру випаровування t_0 .

Крім термодинамічних властивостей, при виборі робочої речовини ЕХМ, до нього також пред'являється ряд традиційних вимог: воно повинне

бути екологічно нешкідливим, недорогим, неагресивним відносно конструкційних матеріалів, термічно стабільним, нетоксичним, негорючим, вибухобезпечним, і т.п.

Таблиця 5.2 Характеристики холодоагентів низького тиску

Холодоагент Показники	R123	R141b	R142b	R236f a	R245c a	R245fa	R60 0
Хімічна формула	C_2F_3HC I_2	C_2FH_3C I_2	$C_2H_3F_2$ Cl	C_3H_2 F_6	C_3H_3F $_5$	CHF_2CH_2C F_3	C_4H $_{10}$
Молекулярна маса μ ,	152,93	116,9	100,5	152,0 4	134,0 5	134,05	58,1 3
Нормальна температура кипіння t_s , °C	27,87	32,20	-9,80	-1,44	25,13	14,90	- 0,50
Критична температура $t_{кр}$, °C	183,8	208,0	137,4	124,9 2	174,4	154,05	152, 0
Критичний тиск $p_{кр}$, бар	36,7	43,4	42,0	32,0	39,3	36,4	37,9
Питома ізобарна теплоємність рідини при $t_{ср}$	1,025	1,15	1,19	1,28	1,34	1,37	2,47
Питома теплота теплоутворення	178,3	234,0	209,4	155,4	210,0	200,6	377, 9
Потенціал руйнування озонового шару (ODP)	0,02	0,11	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
Потенціал глобального потепління	90	630	2000	9400	950	950	0,00
Займистість	немає	є	є	немає	немає	немає	є

5.2 Геліоежекторні холодильні машини

Сонячна радіація може служити джерелом енергії для геліоежекторних холодильних машин (ГЕХМ), призначенням яких є кондиціонування повітря, зберігання швидкопсувних продуктів і отримання водного льоду.

У холодильній техніці для одержання помірно низьких температур найбільше поширення отримали парові холодильні машини, для одержання холодильного ефекту в яких використовується фазовий перехід рідина - пара. Холодопродуктивність таких машин охоплює широкий діапазон потужностей - від декількох ватів до тисяч кіловат.

Пароежекторні холодильні машини (ПЕХМ) відносяться до тепловикористовуючих генераторів холоду, в якості комплімуючого пристрою застосовуються пароструминний ежектор.

Геліоежекторна холодильна машина (ГЕХМ) складається з сонячного колектора (СК), в якому енергія випромінювання Сонця перетвориться в теплоту, і тепловикористовуючої ЕХМ. Таким чином, коефіцієнт перетворення сонячної енергії в холод $\eta_{схм}$ залежить, як від величини ККД її СК $\eta_{ск}$, так і від значення ζ , і визначається згідно формули:

$$\eta_{схм} = \eta_{ск} \cdot \zeta$$

Аналіз виразу показує, що при підвищенні температури генерації t_G величина ζ росте, а значення $\eta_{ск}$ зменшується. Розроблений метод визначення оптимальних розрахункових параметрів циклу ГЕХМ і доведено, що існує оптимальне значення t_G , якому відповідає максимальне значення $\eta_{схм}$. Також встановлено, що при заданих значеннях t_0 і t_K оптимальна величина t_G залежить як від конструкції сонячного колектора і метеоумов його експлуатації, так і від способу підведення тепла генерації.

Проведений техніко-економічний аналіз показав, що зниження витрат на геліоежекторні холодильні системи повинен вирішуватися як шляхом збільшення значення $\eta_{схм}$, так і шляхом зниження вартості геліоколектора – оскільки вона складає близько 60÷70% загальної вартості всієї системи геліохолодопостачання.

Одній з важливих особливостей тепловикористовуючих геліосистем теплопостачання є можливість застосування в них геліоприймачів, призначених для гарячого водопостачання і опалювання, які можуть бути як з концентрацією, так і без концентрації сонячного випромінювання. Область застосування останніх, часто званих плоскими колекторами, розташовується в інтервалі помірних температур, що не перевищують температуру навколишнього середовища більш ніж на 100 °С.

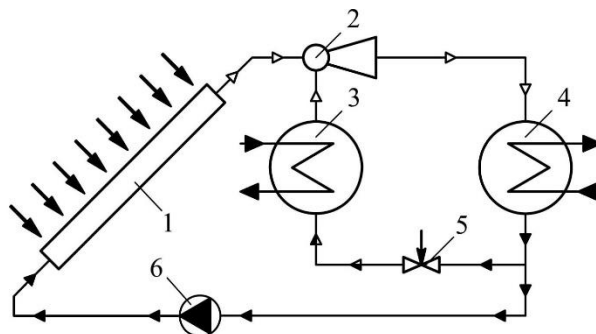
У колекторах з концентрацією випромінювання застосовуються оптичні системи для збільшення щільності променистого потоку, падаючого

на геліоприймач, що дозволяє одержати значно вищі робочі температури теплоносія. Проте слід враховувати, що перетворення сонячної енергії в тепло, а тим більше в холод, пов'язано із значними витратами, і чим вище ексергія одержуваної енергії, тим більше її вартість. Тому в даний час практичне застосування енергії Сонця йде, в основному, по шляху використання низько потенційного тепла, тобто із застосуванням плоских сонячних колекторів.

Встановлено, що найбільш економічним для ГЕХМ, що працює в режимі кондиціонування повітря ($t_0 = 5 \div 15 \text{ }^\circ\text{C}$) при значеннях $I = 700 \div 800 \text{ Вт/м}^2$ є плоский СК з одношаровим склінням і селективним покриттям променепоглиняльної поверхні. Оптимальна температура генерації t_g при цьому знаходиться в межах $85 \div 90 \text{ }^\circ\text{C}$, відповідні значення $\eta_{\text{СК}}$ складають $0,43 \div 0,40$, а $\eta_{\text{СХМ}} = 0,18 \div 0,20$.

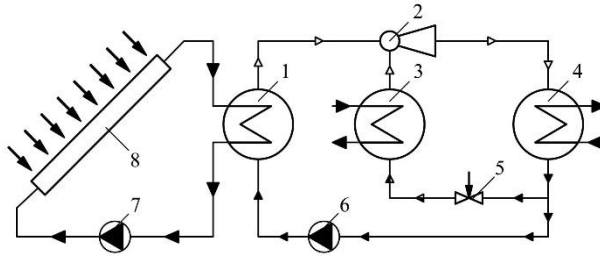
У разі застосування скляних трубчастих вакуумованих колекторів ГЕХМ доцільно використовувати не тільки для кондиціонування повітря, але і для короткочасного зберігання швидкопсувних продуктів або отримання водного льоду – при $t_0 =$ мінус $4 \div$ мінус $6 \text{ }^\circ\text{C}$. При цьому оптимальне значення t_g знаходиться в інтервалі $95 \div 100 \text{ }^\circ\text{C}$, значення $\eta_{\text{СК}}$ складають $0,50 \div 0,55$, а величина $\eta_{\text{СХМ}} = 0,16 \div 0,28$.

Здійснений аналіз різних способів обігріву генераторів ГЕХМ і встановлено, що вони можуть здійснюватися наступними трьома основними способами: теплота генерації може бути підведена безпосередньо в СК при циркуляції холодильного агента по каналах геліоприймача (малюнок 1.11), а також за допомогою проміжного теплоносія – гарячої води, нагрітої в СК. При цьому вода може циркулювати по замкнутому контуру: СК – генератор (малюнок 5.1) або по розімкненому: конденсатор – СК – генератор (малюнок 5.2).



Малюнок 5.1 Схема ГЕХМ з сонячним колектором-генератором:
 1 – сонячний колектор-генератор; 2 – ежектор; 3 – випарник;
 конденсатор; 5 – регулюючий вентиль; 6 – живильний насос

4 –



Малюнок 5.2 Схема ГЕХМ з замкнутим контуром циркуляції теплоносія: 1 – генератор; 2 – ежектор; 3 – випарник; 4 – конденсатор; 5 – регулюючий вентиль; 6 – живильний насос; 7 – циркуляційний насос; 8 – сонячний колектор

Натурні випробування ГЕХМ з безпосереднім кипінням холодильного агента в сонячному генераторі показали визначальний вплив метеоумов на робочі параметри і показники холодильної машини. В умовах півдня України при $I = 750 \div 900 \text{ Вт/м}^2$ вони мінялися в наступних діапазонах: $t_{\Gamma} = 75 \div 82 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_K = 28 \div 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_0 = 8 \div 12 \text{ }^\circ\text{C}$. При цьому ГЕХМ мала наступні енергетичні показники: $\eta_{\text{СК}} = 0,40 \div 0,49$, максимальне значення $\zeta = 0,39$, а величина $\eta_{\text{СХМ}}$ складала $0,12 \div 0,16$ протягом 5 годин в день.

Порівняльний аналіз різних схем обігріву генераторів ГЕХМ при однакових значеннях інтенсивності сонячної радіації I показав, що енергетична ефективність безпосереднього підведення тепла в СК-генераторі на $20 \div 30\%$ вище, ніж від проміжного теплоносія, що дозволяє відповідно зменшити площу СК. Проведені експериментальні дослідження показали, що схема ГЕХМ з безпосереднім кипінням робочої речовини в СК-генераторі є перспективною при створенні геліоежекторних холодильників і кондиціонерів малої продуктивності.

Натурні випробування також показали, що при безпосередньому підведенні тепла в СК-генератор і змінних метеоумовах експлуатації спостерігається значне коливання робочих параметрів і показників ГЕХМ. Це вказало на необхідність регулювання її робочих параметрів з метою забезпечення роботи ежектора в розрахунковому режимі.

Як було встановлено, для підтримки значень t_0 і Q_0 на заданому рівні необхідно, в першу чергу, забезпечити підтримку температури t_{Γ} на розрахунковому рівні і не допускати підвищення температури t_K щодо розрахункового значення.

З метою зменшення дестабілізації впливу змінних метеоумов на параметри і показники холодильного циклу була запропонована ГЕХМ з розімкненою схемою циркуляції води – для комбінованого отримання холоду і теплоти. Така схема ГЕХМ також дозволяє стабілізувати робочі параметри і значно підвищити енергетичні і експлуатаційні показники холодильної

машини. Цей спосіб може бути реалізований в геліоустановці, представлений на малюнку 5.3а. Водорегулюючий вентиль 9 призначений для зміни витрати гріючої води через генератор 1 і підтримці t_T на заданому рівні.

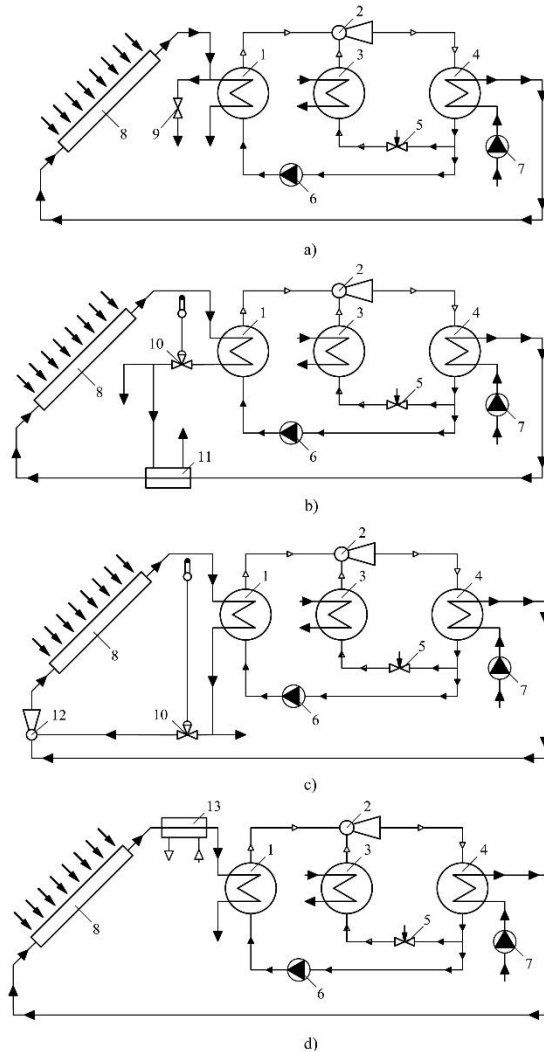
Застосування водяного охолодження конденсатора також дозволяє підтримувати температуру t_K на розрахунковому рівні, що неможливо забезпечити при повітряному охолодженні в реальних умовах при змінних параметрах навколишнього середовища. Завдяки використанню проточної води для відведення теплоти конденсації температура t_K знижується в порівнянні з повітряним охолодженням і охолодженням оборотною водою, що особливо ефективно для тепловикористовуючих холодильних машин, у яких зниження t_K веде до одночасного підвищення ефективності як прямого, так і зворотного циклів. Подальше застосування утепленої води після конденсатора вирішує проблему раціонального її використання і підвищує економічність роботи установки за рахунок утилізації тепла конденсації.

Таким чином, досягається підвищення економічності ГЕХМ за рахунок забезпечення її роботи в розрахунковому режимі з високим значенням теплового коефіцієнта ζ , а також шляхом збільшення періоду експлуатації СК в осінньо-весняний період – з метою отримання тільки гарячої води.

Аналіз показує, що застосування запропонованої комбінованої ГЕХМ найдоцільніше на тих підприємствах, де потрібен холод і гаряча вода, коли теплоспоживання значно (у 30 і більше разів) перевищує потребу в холоді.

Для варіювання співвідношення тепло- і холодовидатності ГЕХМ, а також для точнішої підтримки температури t_T на заданому рівні, описана вище геліоустановка вдосконалена за рахунок використання додаткового протитечійного підігрівача 11, розміщеного перед СК, і автоматичного водорегулюючого вентиля 10 (малюнок 5.3б).

Запропонована схема забезпечує отримання холоду, а також гарячої води на двох температурних рівнях: 1) при стабільній, відносно високій температурі, і 2) більш низьких параметрів – із змінною температурою, обумовленою коливаннями інтенсивності сонячної радіації I .



Малюнок 5.3 Схеми ГЕХМ з розімкнутими контурами циркуляції теплоносія:
 1 – генератор; 2 – ежектор; 3 – випарник; 4 – конденсатор;
 5 – регулюючий вентиль; 6 – живильний насос; 7 – циркуляційний насос;
 8 – сонячний колектор; 9 – ручний водорегулюючий вентиль;
 10 – автоматичний водорегулюючий вентиль; 11 – протитечійний підігрівач; 12 – струминний змішувач; 13 – дублер-нагрівач

Стабілізувати температуру води на виході з СК можна також шляхом підмішування частини гарячої води за допомогою струменевого змішувача 12, встановленого на вході в СК (малюнок 5.3с). У зв'язку з простотою пристрою і малою металоемністю струменевого змішувача, значно спрощується схема регулювання робочих параметрів. Крім того, збільшення витрати води через теплообмінні апарати – СК і генератор, інтенсифікує в них теплообмін.

Але з іншого боку слід зазначити, що, підвищення температури води на вході в СК призводить до зниження його ККД. Тому, за наявності джерела відхідного тепла підігрів води до заданої температури доцільно здійснювати у встановленому після СК в дублері-нагрівачі 13 за допомогою цього додаткового джерела тепла.

На основі досліджених ГЕХМ розроблені різні комбіновані геліосистеми, призначені для гарячого водопостачання, тепlopостачання і холодopостачання виробничих, суспільних, адміністративних і індивідуальних будівель і споруд. Застосування таких систем найефективніше в регіонах, що мають в своєму розпорядженні ресурси сонячної енергії для об'єктів з сезонною потребою в теплоті і холоді на виробничі, комунальні і технологічні потреби.

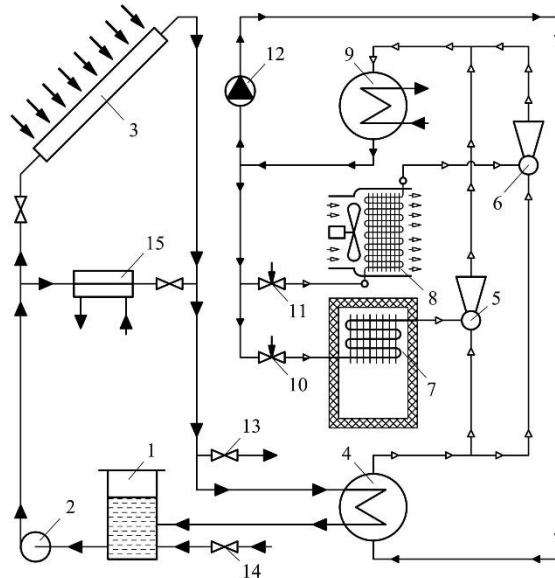
На малюнку 5.4 представлена одна з схем комбінованої ГЕХМ із замкнутим контуром циркуляції теплоносія, призначена для отримання гарячої води, охолодження повітря і рефрижерації.

Геліосистема працює таким чином. Вода, що подається з бака 1 циркуляційним насосом 2, нагрівається в сонячному колекторі 3 і поступає в генератор 4, а потім, охолоджена, повертається у водяний бак 1. Робоча пара, що утворилася в результаті підведення тепла при високій температурі, поступає в сопла ежекторів 5 і 6, розширюється в них і всмоктує холодну пару з випарників холодильника 7 і кондиціонера 8. Стисла пара з ежекторів поступає в конденсатор 9, зріджуються в ньому, і потім, одна частина рідкого холодильного агента через регулюючі вентиля 10 і 11 поступає у випарники холодильника і кондиціонера, а інша частина живильним насосом 12 повертається в генератор 4. Подача гарячої води до споживачів проводиться через вентиль 13, а заправка геліосистеми водою – через вентиль 14. Підтримка заданої температури гарячої води при змінних метеоумовах, низькій інтенсивності сонячної радіації і в нічний час здійснюється дублером-нагрівачем 15.

На основі розроблених комбінованих ГЕХМ із замкнутими і розімкненими схемами циркуляції теплоносія спроектовані різні варіанти автономних енергетичних комплексів (АЕК), що використовують поновлювані джерела енергії: Сонце, вітер, біомасу, і призначених переважно для енергопостачання об'єктів агропромислового комплексу. У АЕК передбачено комбінування і дублювання джерел тепло- і електропостачання, а також – акумуляція тепла, електричної енергії і біогазу, що сприяє підвищенню ефективності використання окремих джерел енергії і надійності всієї системи енергопостачання.

Як було відмічено, в ГЕХМ, разом з сонячною енергією, що йде на утворення робочої пари, витрачається і електроенергія на привід насоса, що живить генератор рідким агентом. Одним із засобів підвищення експлуатаційної надійності, поліпшення техніко-економічних показників ГЕХМ і розширення області їх використання є застосування насоса, що витрачає, як і вся установка в цілому, тепло. Це зробить ГЕХМ незалежною

від джерела електроенергії, тобто, автономною. Необхідність в таких генераторах холоду, в першу чергу, найгостріше відчувається в тих регіонах земної кулі, де значні ресурси сонячної енергії звично поєднуються з відсутністю централізованого енергопостачання, дефіцитом палива і необхідністю в холоді для кондиціонування повітря і рефрижерації.

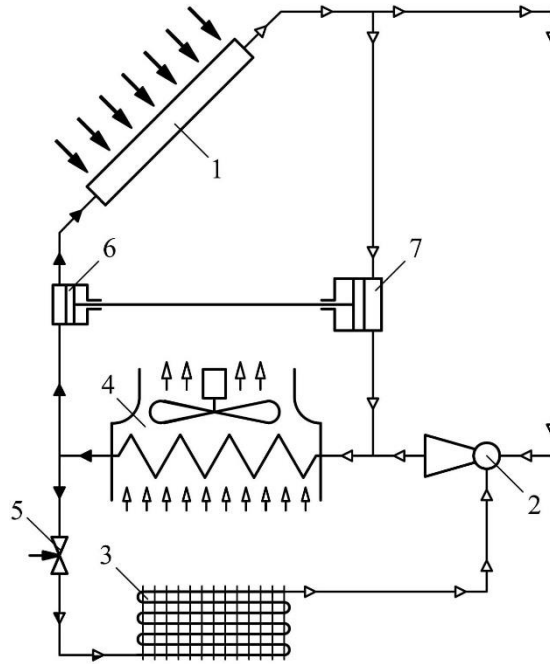


Малюнок 5.4 Геліосистема для отримання гарячої води, охолодження повітря та рефрижерації:

1 – водяний бак; 2 – циркуляційний насос; 3 – сонячний колектор; 4 – генератор; 5, 6 – ежектори; 7 – холодильник; 8 – кондиціонер; 9 – конденсатор; 10, 11 – регулюючі вентилі; 12 – живильний насос; 13, 14 – вентилі; 15 – дублер-нагрівач

Проведений аналіз різних тепловикористовуючих перепомпувальних пристроїв дозволив розробити перспективний варіант термонасоса безперервного принципу дії, в якому тепло сонячної радіації перетвориться в механічну енергію для приводу живильного насоса 6 за допомогою парового двигуна 7, що працює на легкокиплячій робочій речовині (малюнок 5.5). Виготовлений експериментальний зразок такого термонасоса, призначений для застосування в автономному геліоежекторному кондиціонері (ГЕК) і проведені пробні випробування, що підтвердили його працездатність і достатньо високі енергетичні показники.

На основі проведених досліджень розроблений і спроектований ГЕК, який має $Q_0 = 3$ кВт, і визначені його розрахункові енергетичні і конструктивні показники при роботі в різних кліматичних умовах експлуатації.



Малюнок 5.5 Схема автономного геліоежекторного кондиціонера:
 1 – сонячний колектор-генератор; 2 – ежектор; 3 – випарник;
 4 – конденсатор; 5 – регулюючий вентиль; 6 – живильний насос; 7 – паровий
 двигун

5.2.1. ПРИНЦИПОВА СХЕМА І ТЕОРЕТИЧНИЙ ЦИКЛ ПАРОЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Принципова схема і теоретичний цикл ЕХМ представлені на рис. 5.2.1 і 5.2.2. У генераторі 1 виробляється робоча пара під тиском P_r в результаті підведення тепла від зовнішнього джерела. Ця пара з масовою витратою G_p розширюється в соплі ежектора 2 до тиску P_0 і отримує високу швидкість (зазвичай надзвукову). З випарника 5 в приймальну камеру ежектора підводиться пара з витратою G_0 і в камері змішення ежектора ця пара, що має низьку кінетичну енергію (внаслідок малої швидкості), взаємодіє з робочою парою, що розширилася і має високу кінетичну енергію. В результаті взаємодії надзвуковий робочий потік передає частину кінетичної енергії потоку пари, що поступила з випарника, і на виході з камери змішення виходить сумарний потік

витратою $G_p + G_0$, що має значну швидкість, тобто що має значну кінетичну енергію.

Цей потік поступає в дифузор ежектора, де, по мірі переміщення, його швидкість зменшується, а тиск зростає, тобто відбувається стискування

агента до тиску P_k . Пара, що виходить з ежектора, поступає в конденсатор 3, де відбувається її зріджування за рахунок відведення тепла в довкілля. Після конденсатора рідкий агент розділяється на два потоки: один, з витратою G_0 дроселюється в регулюючому вентилі 4 до тиску P_0 і поступає у випарник, де кипить, створюючи холодильний ефект, а інший потік, з витратою G_p насосом 6 повертається в парогенератор, де агент спочатку підігрівається, а потім кипить при тиску P_r . Теоретичний цикл ПЕХМ зображений в T-S - діаграмі на рис. 5.2.2. Цей цикл носить умовний характер, оскільки в здійсненні процесів тут беруть участь різні маси робочого тіла, тоді як цикл в діаграмі стану зображений з розрахунку на 1 кг агента. а

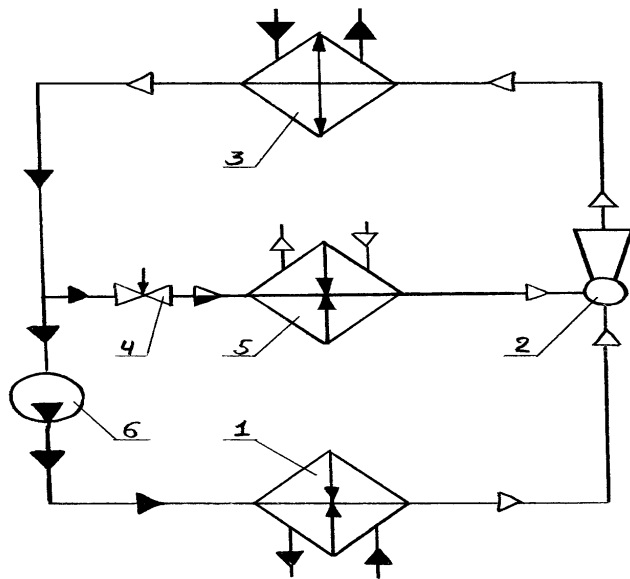


Рисунок 5.2.1 Принципова схема ПЕХМ

1 – генератор; 2 – ежектор; 3 – конденсатор; 4 – регулюючий вентиль; 5 – випарник; 6 – насос. В якості теоретичного циклу ПЕХМ розглядається ідеалізований цикл, що відрізняється від ідеального (повністю оборотного) циклу тим, що в ньому оборотне розширення рідкого холодильного агента в детандері замінене безповоротним процесом дроселювання. В той же час, при зображенні теоретичного циклу прийнято, що процеси розширення, змішення і стискування здійснюються в ідеальному ежекторі. Поняття «ідеальний ежектор» включає наступні положення.

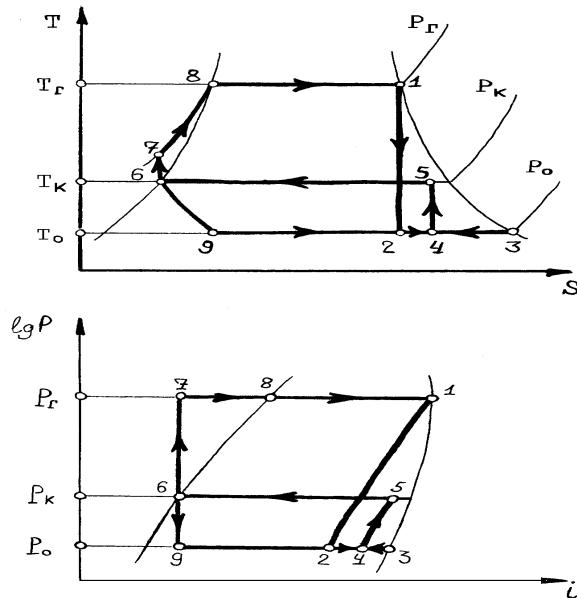


Рисунок 5.2.2 Теоретичний цикл ПЕХМ

1. Швидкість і кінетична енергія робочої пари на вході в сопло, швидкість і кінетична енергія пари, що ежектується у всмоктувальному патрубку ежектора, а також швидкість і кінетична енергія суміші робочої пари, що ежектується, на виході з дифузора дорівнюють нулю.

2. Процес розширення робочої пари в соплі відбувається по ізоентропі від тиску в парогенераторі P_r до тиску у випарнику P_0 .

3. Змішення робочої пари і пари, що ежектується, в камері змішення відбувається по ізобарі при тиску P_0 .

4. Процес змішення не супроводжується яким-небудь, навіть незначним, перетворенням кінетичної енергії потоків на теплоту.

5. Кінетична енергія робочої пари, отримана в результаті розширення в соплі, повністю витрачається при стискуванні в дифузорі.

6. Процес стискування суміші пари в дифузорі від тиску P_0 до тиску в конденсаторі P_k відбувається по ізоентропі.

У циклі ПЕХМ 1 - 2 - процес ізоентропного розширювання пари в соплі ежектора. Волога пара стану 2, що виходить з сопла, змішується в ізобарному процесі з сухою насиченою парою стану 3, що поступила з випарника. В результаті змішення виходить пара проміжної (між 2 і 3) степені сухості - точка 4. У дифузорі ежектора відбувається ізоентропне підвищення тиску суміші - процес 4 - 5, а стан пари, що виходить з ежектора, залежно від режиму роботи ПЕХМ, може опинитися як в області насичення (рис. 2.2), так і в області перегрівання (а в окремому випадку - і на правій пограничній кривій). В процесі 5 - 6 відбувається конденсація стислої пари при тиску P_k шляхом відведення тепла в довкілля. Тиск P_k визначається температурою довкілля $T_{o.c.}$ і є проміжним між тисками P_r і P_0 . Процес 6 - 7 -

ізоентропне підвищення тиску частини насиченої рідини за допомогою насоса і подальшим її підігріванням і кипінням в процесі 7 - 8 - 1 в результаті підведення тепла від гріючого середовища.

Процес 6 - 9 - адіабатне дроселювання іншої частини рідини в регулюючому вентилі, яке супроводжується зниженням її температури.

В процесі 9 - 3 відбувається кипіння агента у випарнику за рахунок приводу тепла від охолоджуваного об'єкту.

Цикл ПЕХМ обмежений знизу ізотермою T_0 , яка задається функціональним призначенням холодильної машини, згори - ізотермою T_r , яка визначається температурою гріючого середовища. Температура T_k залежить від температури доквілля $T_{o.c.}$. Особливістю ПЕХМ, як і усіх тепловикористовуючих генераторів холоду, являється те, що робота, яка витрачається для виробництва холоду в циклі, не підводиться від зовнішнього джерела, а виробляється в самому контурі машини.

У тепловикористовуючих генераторах холоду відсутні втрати, пов'язані з перетворенням механічної енергії в електричну, а також втрати, пов'язані із зворотним її перетворенням, у зв'язку з відсутністю електроустаткування. Ця обставина сприяє поліпшенню техніко-економічних показників таких установок і розширенню сфер їх застосування.

Визначимо показники ефективності роботи ПЕХМ.

Рівняння енергетичного балансу ПЕХМ :

$$Q_k = Q_0 + Q_r + L_n$$

Оскільки робота насоса $L_n \ll Q_r$, з деякою погрішністю в приблизних розрахунках нею можна нехтувати.

$$Q_k = Q_0 + Q_r$$

де:

$$Q_0 = G_0 \cdot q_0 = G_0 \cdot (i_3 - i_9)$$

$$Q_r = G_p \cdot q_r = G_p \cdot (i_1 - i_6)$$

$$Q_k = (G_0 + G_p) \cdot q_k = (G_0 + G_p) \cdot (i_5 - i_6)$$

Тепловий коефіцієнт ПЕХМ :

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_r} = \frac{G_0 \cdot (i_3 - i_9)}{G_p \cdot (i_1 - i_6)}$$

Відношення витрати пари, що ежектується, G_0 до витрати робочої пари G_p , що є найважливішою характеристикою ежектора, називається коефіцієнтом ежекції і позначається u :

$$u = \frac{G_0}{G_p}$$

Тоді

$$\zeta = u \cdot \frac{q_0}{q_r} = u \cdot \frac{i_3 - i_9}{i_1 - i_6}$$

Таким чином, для підвищення теплового коефіцієнта ПЕХМ при заданій холодопродуктивності циклу q_0 необхідно прагнути до зменшення питомих витрат тепла генерації q_r і підвищенню ефективності роботи ежектора, тобто збільшенню коефіцієнта ежекції u .

Процес в ежекторі включає процес розширення робочого тіла в соплі ежектора (1 - 2), змішення (3 - 4), а також процес стискування суміші в дифузорі (4 - 5). Робота розширення є роботою прямого циклу.

$$L_{\text{расш.}} = L_{\text{пр.}} = G_p \cdot l_{\text{расш.}} = G_p \cdot (i_1 - i_2)$$

Робота стискування є роботою зворотного циклу.

$$L_{\text{сжат.}} = L_{\text{обр.}} = (G_0 + G_p) \cdot l_{\text{сжат.}} = (G_0 + G_p) \cdot (i_5 - i_4)$$

При оборотному протіканні усіх процесів (у теоретичному циклі) ці роботи рівні між собою.

$$G_p \cdot (i_1 - i_2) = (G_0 + G_p) \cdot (i_5 - i_4)$$

чи

$$G_p \cdot [(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4)] = G_0 \cdot (i_5 - i_4)$$

Обидві частини останнього рівняння ділимо на G_p .

$$(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4) = u \cdot (i_5 - i_4)$$

Звідки

$$u = \frac{i_1 - i_2}{i_5 - i_4} - 1 = \frac{l_{\text{расш.}}}{l_{\text{сжат.}}} - 1$$

Таким чином, теоретичний коефіцієнт ежекції визначається питомою роботою розширення робочої пари в соплі ежектора і питомою роботою стискування суміші пари в дифузорі ежектора і набуває позитивного значення тільки за умови $l_{\text{расш.}} > l_{\text{сжат.}}$.

Реальні процеси в ежекторі йдуть безповоротно, що зменшує коефіцієнт ежекції u , отже, тепловий коефіцієнт ПЕХМ.

Основною втратою енергії в ПЕХМ є втрата на удар в ежекторі при взаємодії робочого і такого, що ежектується потоків в камері змішення. Ця втрата завжди має місце, за принципом дії ежектора неусувна і призводить до зниження коефіцієнта ежекції.

Окрім втрат в ежекторі на ефективність ПЕХМ, як і інших тепловикористовуючих генераторів холоду, впливають безповоротність процесів теплообміну робочого тіла з гріючим джерелом, доквіллям і охолоджуванним тілом, втрати в тракці установки, пов'язані з подоланням гідравлічних опорів, безповоротність процесу дроселювання в регулюючому

вентилі, а також втрати в насосі, що живить генератор рідким робочим тілом.

5.2.2. ДІЙСНИЙ ЦИКЛ ПАРОЕЖЕКТОРНОЇ МАШИНИ. НЕОБОРОТНОСТІ ДІЙСНОГО ЦИКЛУ

Дійсний цикл парожекторної машини має істотні відмінності від теоретичного циклу. Відмінності ці обумовлені передусім необоротними процесами розширення робочої пари в соплі, змішування і стискування змішаної пари в дифузорі; процес змішування характеризується ще і втратами від удару робочої пари об холодну пару. Робоча пара розширюється до тиску P_2 нижчого, ніж тиск P_0 у випарнику, на величину втрат в системі на ділянці від випарника до камери змішення. У дійсному циклі ПЕХМ, представленому на рис. 5.2.3, процеси 1 - 2 - політропне розширення робочої пари в соплі від тиску P_r до тиску P_2 ; 3 - 3' - політропне розширення холодної пари від тиску P_0 до тиску P_2 у вхідній частині камери змішення ежектора; 2 - 4 і 3' - 4 - одночасне змішування і стискування робочої і холодної пари в камері змішення ежектора; 4 - 5 - політропне стискування суміші робочої і холодної пари в дифузорі ежектора; 5 - 6 - зняття перегріву і конденсація суміші пари в конденсаторі; 6 - 7 - підвищення тиску частини конденсату в насосі, що подає конденсат в генератор; 7 - 8 - 1 - нагрівання і пароутворення конденсату в генераторі; 6 - 9 - дроселювання конденсату, що поступає на випарник, в регулюючому вентилі. Таким чином, у випарник потрапляє волога пара в стані 9 з тиском P_0 температурою t_0 . У випарнику волога пара ділиться на дві фази: рідку - стан 0 - і парову - стан 3; 9 - 3 - випаровування рідкої фази у випарнику. Термодинамічні параметри у вузлових точках циклу приведені в таблиці 5.2.1.

Таблиця 5.2.1. Термодинамічні параметри у вузлових точках циклу

	т. 1	т. 3	т. 6	т. 7	т. 8	т. 9
$t, ^\circ\text{C}$	80	10	30	30	80	10
$P, \times 10^{-5} \text{ Па}$	14,09	2,11	4,00	14,09	14,09	2,11
$i, \text{кДж/кг}$	658,78	643,03	455,40	455,40	522,50	455,40
$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	0,01525	0,10520	—	—	—	—

Таблиця 5.2.2. Термодинамічні властивості R - 142

$t, ^\circ\text{C}$	10	30	80
$\upsilon' \cdot 10^3, \text{м}^3/\text{кг}$	0,8724	0,9222	1,090

v'' , м ³ /кг	0,1039	0,05027	0,0186
i' , кДж/кг	512,39	538,06	606,92
i'' , кДж/кг	721,06	731,32	751,96
S' , кДж/(кг·К)	1,0444	1,1310	1,3349
S'' , кДж/(кг·К)	1,7813	1,7683	1,7457
r , кДж/кг	208,67	193,26	145,04
$P \cdot 10^{-5}$, Па	2,079	3,933	14,00

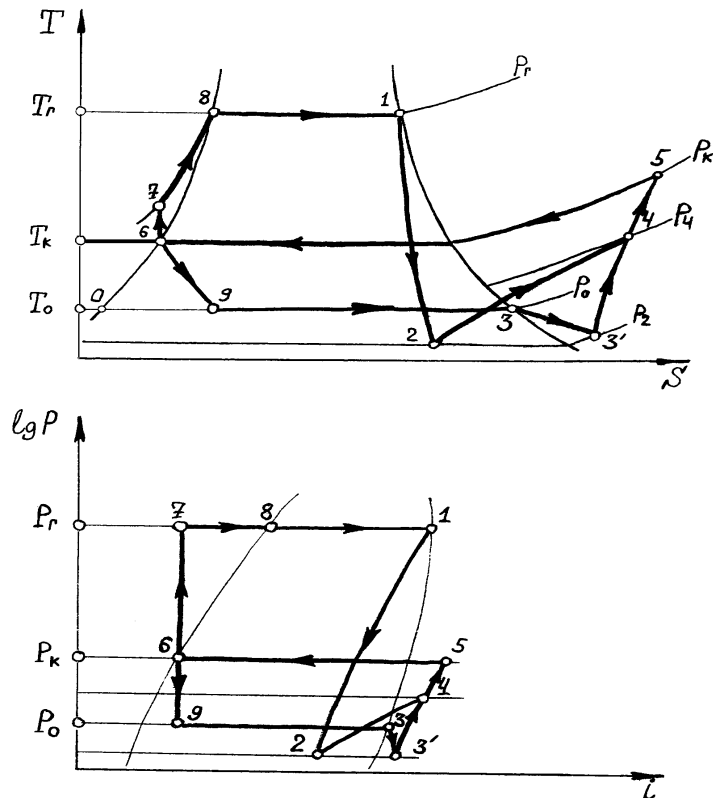


Рисунок 5.2.3 Дійсний цикл геліо ежекторної холодильної машини

5.2.3. СХЕМА І ПРИНЦИП РОБОТИ ЕЖЕКТОРА

Основний елемент машини - ежектор, принципова схема якого показана на рис. 5.2.4. (там же показана зміна статичних тисків по ходу робочої і холодної пари, що ежектуються). Робоча пара з параметрами P_p, t_p підводиться до робочого комбінованого (що розширюється) сопла С. У вузькому перерізі сопла f_{px} досягається критична швидкість, а на виході в перерізі f_{pl} - надкритична. Тиск у вихідному перерізі сопла дорівнює тиску в приймальній камері ПК, рівному тиску P_n кипіння у випарнику.

У міру видалення від сопла масова витрата потоку, що рухається, безперервно збільшується за рахунок інжектовуваного середовища, а поперечний переріз потоку, що рухається, росте. На деякій відстані від

вхідного перерізу сопла потік, що рухається у напрямку до камери змішення КС, заповнює увесь переріз f_2 приймальної камери.

Масова витрата потоку, що рухається, досягає в цьому перерізі величини $(G_p + G_n)$, де G_p - витрата робочої пари (через сопло ежектора), G_n - витрата пари, що ежекується (холодної). Профіль швидкостей в цьому перерізі має велику нерівномірність по радіусу від дуже малої на межі до близької до швидкості витікання робочої пари з сопла на осі потоку.

Переріз f_2 є кінцевим перерізом приймальної камери і початковим перерізом камери змішення.

Переріз, займаний потоком, при подальшому русі визначається профілем струминного апарату, оскільки будь-який переріз струминного апарату, правіше за переріз f_2 заповнено потоком, що рухається. У більшості випадків, коли основна частина камери змішення має циліндричну форму з перерізом $f_3 = f_4 < f_2$ і потік, що рухається, проходить через вхідну ділянку камери змішення, на якому його переріз зменшується від f_2 до $f_3 = f_4$. Швидкість потоку на цій ділянці росте, а тиск падає до $P_4 < P_n$.

Процес вирівнювання швидкостей в камері змішення супроводжується зміною тиску. Циліндрична камера змішення забезпечує найбільшу міру відновлення тиску в порівнянні з камерами іншого профілю. Тому її найчастіше і застосують в струминних апаратах. Проте при великих ступенях стискування, коли в циліндричній камері змішення настають граничні режими, можуть бути використані камери змішення інших форм.

З рисунку видно, що в камері змішення відбувається зростання тиску потоку від P_4 до P_3 . Далі потік поступає в дифузор Д, де його тиск росте від P_3 до P_c , а його швидкість падає від w_3 до w_c . Тиск за ежектором P_c можна вважати рівним тиску конденсації P_k у конденсаторі.

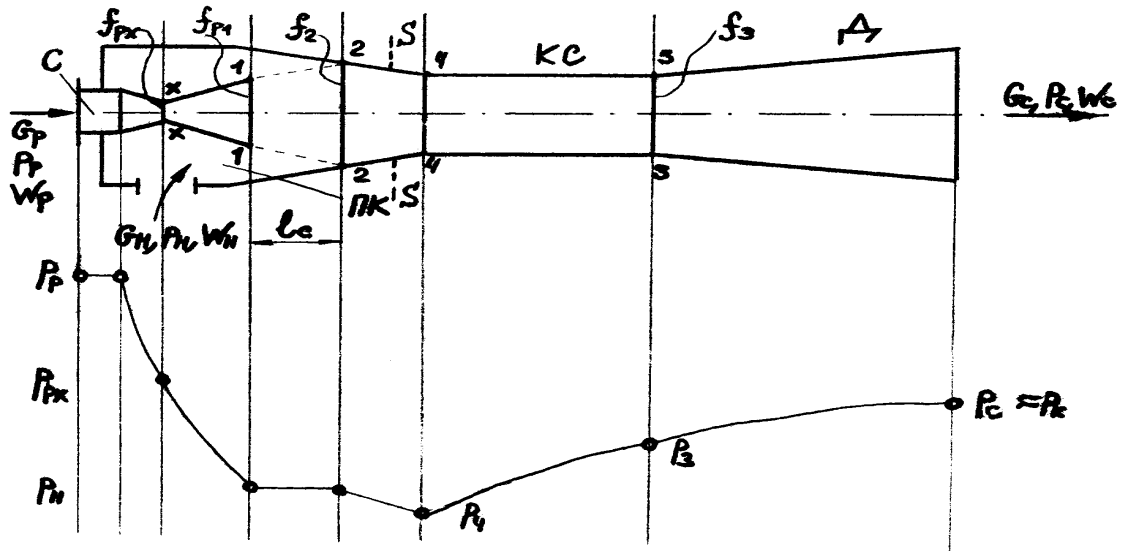


Рисунок 2.4 Схема ежектора

5.2.4. РОЗРАХУНОК СОНЯЧНОГО КОЛЕКТОРА - ПАРОГЕНЕРАТОРА

5.2.4.1. Аналіз сонячних систем теплопостачання

Плоский сонячний колектор є основним елементом систем сонячного теплопостачання і гарячого водопостачання. Велика частина сонячної радіації, що падає на колектор, поглинається поверхнею, яка є «чорною» по відношенню до сонячного випромінювання. Частина поглиненої енергії передається рідині, циркулюючій через колектор, а інша втрачається в результаті теплообміну з довкіллям. Тепло, сприймане рідиною, є корисним теплом.

Плоский колектор поглинає як пряме, так і дифузійне випромінювання. Пряме випромінювання викликає відкидання тіні освітлюваним сонцем предметом. Дифузійне випромінювання відбивається і розсіюється хмарами і пилом, перш ніж досягає поверхні землі. На відміну від прямого випромінювання воно не призводить до відкидання тіней. Плоский колектор зазвичай встановлюється нерухомо на будівлі або відкритому майданчику. Його орієнтація залежить від місце розташування і пори року, впродовж якого повинна працювати сонячна енергетична установка. Плоский колектор забезпечує низькопотенційне тепло, потрібне для нагрівання води, опалювання приміщення і роботи тепловикористовуючих холодильних машин.

Фокусувальні (що концентрують) сонячні колектори, у тому числі з параболічним концентратором Френеля, можуть застосовуватися в системах сонячного теплопостачання. Велика частина фокусувальних колекторів використовує тільки пряму сонячну радіацію. Перевага фокусувального колектора в порівнянні з плоским полягає в тому, що він має меншу площу поверхні, з якою тепло втрачається в довкіллі, а, отже, робоча рідина може

бути нагріта в ньому до більш високих температур, ніж в плоских колекторах. Проте для потреб опалювання і гарячого водопостачання більш висока температура майже (чи зовсім) не має значення. Для більшості концентрувальних систем колектор повинен стежити за положенням сонця.

У нашому проекті застосовуємо плоский сонячний колектор, оскільки він поглинає і пряму, і розсіяну сонячну радіацію, конструктивно простіше і дешевше чим концентрувальний сонячний колектор.

Орієнтація сонячного колектора - південна, кут нахилу приблизно дорівнює широті місцевості (прийmemo 45°).

Для парогенерувального колектора прийmemo двошарове скління в цілях теплоізоляції променепоглиняльної панелі згори.

Плоский колектор не вимагає стеження за сонцем, тому встановлюється нерухомо. Система сонячних колекторів повинна забезпечити теплопостачання геліоежекторної фреонової холодильної машини, таким чином $Q_{\Gamma} = Q_{\text{полезн.}}$.

5.2.4.2 Визначення необхідної кількості елементів парогенерувальних колекторів

Кількість теплоти, сприйнятої фреоном в колекторах :

$$Q_{\text{полезн.}} = J \cdot F_{\text{ск}} \cdot \eta_{\text{ск}}$$

де: J - інтенсивність сонячної радіації $\text{Вт}/\text{м}^2$; $J = 700 \text{ Вт}/\text{м}^2$ (літній режим роботи холодильної машини);

$F_{\text{ск}}$ – площа системи сонячних колекторів, м^2 ;

$\eta_{\text{ск}}$ – ККД сонячного колектору.

$$\eta_{\text{ск}} = \eta_0 - \frac{k_{\text{пр}} \cdot (\bar{t} - t_{\text{o.c}})}{J}$$

де $k_{\text{пр}}$ - приведений коефіцієнт тепловтрат, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

На основі експериментальних даних:

$k_{\text{пр}} = 4,0 \dots 5,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, для колекторів з двошаровим склінням;

приймаємо $k_{\text{пр}} = 4,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

η_0 – оптичний ККД колектору, приймаємо $\eta_0 = 0,8$ (двошарове скління);

\bar{t} – середня температура поверхні сонячного колектору, $^\circ\text{C}$; для систем з безпосереднім кипінням агента $\bar{t} = t_r = 80 \text{ }^\circ\text{C}$;

$t_{\text{o.c}}$ – температура довкілля, $^\circ\text{C}$; в даному випадку $t_{\text{o.c}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$;

J - інтенсивність сумарної сонячної радіації $\text{Вт}/\text{м}^2$.

$$\eta_{\text{ск}} = 0,8 - \frac{4,5 \cdot (80 - 25)}{700} = 0,45$$

По формулі маємо:

$$F_{\text{ск}} = \frac{Q_{\text{полезн.}}}{J \cdot \eta_{\text{ск}}}$$

Оскільки сприйнята теплота $Q_{\text{полезн.}} = Q_{\text{г}}$ то маємо:

$$F_{\text{ск}} = \frac{Q_{\text{г}}}{J \cdot \eta_{\text{ск}}} = \frac{4,76 \cdot 10^3}{700 \cdot 0,45} = 15,111 \text{ м}^2$$

Сконструйований елемент плоского сонячного колектору має площу променепоглиналиї поверхні:

$$f_{\text{ск}} = 0,8 \cdot 1,3 = 1,04 \text{ м}^2$$

Кількість необхідних секцій :

$$n = \frac{F_{\text{ск}}}{f_{\text{ск}}} = \frac{15,111}{1,04} = 14,53$$

Округлюючи до більшого парного числа, прийmemo: $n = 16$.

5.2.4.3. Енергетична ефективність сонячних колекторів

Дійсна сумарна площа генерувальних колекторів :

$$F_{\text{ск}} = f_{\text{ск}} \cdot n = 1,04 \cdot 16 = 16,64 \text{ м}^2$$

У режимі опалювання ($J = 300 \text{ Вт/м}^2$, $t_{\text{о.с.}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$\eta_{\text{ск}}^{\text{отоп.}} = \eta_0 - \frac{K_{\text{пр}} \cdot (\bar{t} - t_{\text{о.с.}})}{J} = 0,8 - \frac{4,5 \cdot (35 - 5)}{300} = 0,35$$

Тепло опалення:

$$Q_{\text{отоп.}} = J \cdot F_{\text{ск}} \cdot \eta_{\text{ск}}^{\text{отоп.}} = 300 \cdot 16,64 \cdot 0,35 = 1747,2 \text{ Вт}$$

Тривалість сонячного сьйва $\tau = 4,5 \text{ год}$

Теплова робота сонячного колектора впродовж світлового дня:

$$A = Q_{\text{отоп.}} \cdot \tau = 1,7 \cdot 4,5 = 7,65 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

У режимі водонагрівання ($J = 500 \text{ Вт/м}^2$, $t_{\text{о.с.}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$):

$$\eta_{\text{ск}}^{\text{водонагр.}} = \eta_0 - \frac{K_{\text{пр}} \cdot (\bar{t} - t_{\text{о.с.}})}{J} = 0,8 - \frac{4,5 \cdot (50 - 15)}{500} = 0,49$$

Тепло на нагрівання води:

$$Q_{\text{водонагр.}} = J \cdot F_{\text{ск}} \cdot \eta_{\text{ск}}^{\text{водонагр.}} = 500 \cdot 16,64 \cdot 0,49 = 4035,2 \text{ Вт}$$

Тривалість сонячного сьйва $\tau = 6,0 \text{ год}$.

Теплова робота сонячного колектора впродовж світлового дня:

$$A = Q_{\text{водонагр.}} \cdot \tau = 4 \cdot 6,0 = 24,0 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

5.2.5. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

Початкові дані:

- холодопродуктивність $Q_0 = 2$ кВт;
- температура кипіння $t_0 = 10$ °С;
- витрата холодильного агента $G_0 = 10,6 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Проектуємо повітроохолоджувач для підтримання в приміщенні в літній час температури повітря $t_b = 22$ °С.

На вході в повітроохолоджувач температура повітря $t_1 = t_b + \Delta t = 22 + 2 = 24$ °С, відносна вологість повітря $\phi_1 = 50\%$, ентальпія повітря $i_1 = 47,9$ кДж/кг, вологовміст $d_1 = 9,5 \cdot 10^{-3}$ кг/кг.

На виході з повітроохолоджувача температура повітря $t_2 = t_b - \Delta t = 22 - 2 = 20$ °С, відносна вологість повітря $\phi_2 = 60\%$, ентальпія повітря $i_2 = 42,1$ кДж/кг, вологовміст $d_2 = 8,8 \cdot 10^{-3}$ кг/кг.

Тепловологісне відношення:

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_2}{d_1 - d_2} = \frac{47,9 - 42,1}{9,5 \cdot 10^{-3} - 8,8 \cdot 10^{-3}} = 8285,7$$

Температура поверхні повітроохолоджувача:

$$t_w = t_0 + (4 \dots 8) \text{ °С}$$

$$t_w = 10 + 4 = 14 \text{ °С}$$

Характеристика теплопередавальної поверхні повітроохолоджувача: труби мідні з насадними пластинчатими ребрами, розташування труб в пучку коридорне.

Діаметр труби: зовнішній $d_n = 0,012$ м; внутрішній $d_{вн} = 0,01$ м.

Крок ребер: $S_p = 0,0023$ м.

Товщина ребер: $\delta_p = 0,0003$ м.

Крок труб в пучку: по фронту $S_1 = 0,03$ м;

у глибину: $S_2 = 0,03$ м.

Коефіцієнт обребрення :

$$\beta = \frac{F_{оп}}{F_{вн}}$$

де $F_{оп} = F_p + F_{мр}$ - зовнішня площа поверхні;

$F_{вн} = \pi \cdot d_{вн}$ - внутрішня площа поверхні.

$$F_p = 2 \cdot \left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \right) \cdot \frac{1}{S_p} = 2 \cdot \left(0,03 \cdot 0,03 - \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \right) \cdot \frac{1}{0,0023} = 0,684$$

$\text{м}^2/\text{м}$

$$F_{\text{мп}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{п}}}{S_{\text{п}}}\right) = 3,14 \cdot 0,012 \cdot \left(1 - \frac{0,0003}{0,0023}\right) = 0,0328 \text{ м}^2/\text{м}$$

$$F_{\text{оп}} = 0,684 + 0,0328 = 0,717 \text{ м}^2/\text{м}$$

$$F_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,01 = 0,0314 \text{ м}^2/\text{м}$$

маємо:

$$\beta = \frac{0,717}{0,0314} = 22,83$$

Для умови обтікання повітрям коридорних пучків з пластинчатими ребрами застосовуємо вираження:

$$\text{Nu} = c \cdot \text{Re}_{\text{ж}}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{э}}}\right)^m$$

де c, n, m - коефіцієнти, залежні від відношення $\frac{L}{d_{\text{э}}}$;

$d_{\text{э}}$ - еквівалентний діаметр.

$$d_{\text{э}} = \frac{2 \cdot (S_1 - d_{\text{н}}) \cdot (S_{\text{п}} - \delta_{\text{п}})}{(S_1 - d_{\text{н}}) + (S_{\text{п}} - \delta_{\text{п}})} = \frac{2 \cdot (0,03 - 0,012) \cdot (0,0023 - 0,0003)}{(0,03 - 0,012) + (0,0023 - 0,0003)} = 0,0036 \text{ м}$$

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_{\text{э}}}{\nu}$$

де w - швидкість повітря м/с; приймаємо $w = 2,5$ м/с;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості м²/с; $\nu = 15,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

$$\text{Re} = \frac{2,5 \cdot 0,0036}{15,2 \cdot 10^{-6}} = 592,1$$

Подальший розрахунок проводимо при $\frac{L}{d_{\text{э}}} = \text{var}$.

a - кількість рядів труб, у напрямі потоку повітря.

Визначувана величина	a		
	2	3	4
Довжина поверхні у напрямі потоку повітря: $L = S_2 \cdot a$, м	0,06	0,09	0,12

Відношення $\frac{L}{d_3}$	16,7	25,0	33,0
Показники степені в рівнянні : $n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_3}$ $m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re}{1000}$	0,5602	0,6150	0,6698
$c = 0,518 - 0,02315 \cdot \left(\frac{L}{d_3}\right) + 0,425 \cdot 10^{-3} \times$ $\times \left(\frac{L}{d_3}\right)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{L}{d_3}\right)^3 \cdot \left(1,36 - 0,24 \cdot \frac{Re_{жк}}{1000}\right)$	0,2329	0,1478	0,0835
Число Нуссельта: $Nu_{жк} = c \cdot Re_{жк}^n \cdot \left(\frac{L}{d_3}\right)^m$	4,324	3,544	2,657
Визначувана величина	а		
	2	3	4
Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря: $\alpha_k = \frac{Nu_{жк} \cdot \lambda}{d_3}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ де $\lambda = 0,026 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$ - коефіцієнт теплопровідності повітря.	31,11	25,50	19,12

<p>умовний коефіцієнт тепловіддачі від вологого повітря:</p> $\alpha_{\text{усл}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k \cdot \zeta} + R_{\text{конг.}}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ <p>$R_{\text{конг.}} = 4,5 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})/\text{Вт}$</p> $\zeta = \frac{i_1 - i_2}{c_{\text{вл}} \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{47,9 - 42,1}{1,0305 \cdot 4} = 1,4$ <p>$c_{\text{вл}} = 1,0305 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$ при $t = \frac{t_1 + t_w}{2} = 19 ^\circ\text{С}$.</p>	36,42	30,76	23,89
<p>Параметр m:</p> $m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k}{\lambda_p \cdot \delta_p}}, 1/\text{м}$ <p>де $\lambda_p = 203,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ - коефіцієнт теплопровідності алюмінію.</p>	31,92	28,90	25,03
<p>Умовна висота прямокутного ребра:</p> $h' = 0,5 \cdot d_n \cdot (\rho' - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg \rho'), \text{ м}$ <p>де $\rho' = \left(\frac{1,28 \cdot S_1}{d_n}\right) \cdot \sqrt{\frac{S_1}{S_2}} - 0,2 = 2,86$</p>	0,0153		

Визначувана величина	а		
	2	3	4
<p>Коефіцієнт ефективності ребра:</p> $E_p = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}$	0,927	0,940	0,954
<p>Умовний коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$:</p> $\alpha_{\text{пр.вн}} = \alpha_{\text{усл}} \cdot \left[E_p \cdot \frac{F_p}{F_{\text{оп}}} + \left(1 - \frac{F_p}{F_{\text{оп}}} \right) \right] \cdot \frac{F_{\text{оп}}}{F_{\text{вн}}},$	773,56	662,05	521,47
<p>Щільність теплового потоку з боку повітря, віднесеного до внутрішньої поверхні :</p> $q_{\text{Фвн}} = \alpha_{\text{пр.вн}} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{w}}), \text{ Вт}/\text{м}^2$	6188,5	5296,4	4171,8

Площа теплопередавальної поверхні: $F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{q_{F_{\text{вн}}}}, \text{ м}^2$	0,323	0,378	0,479
Маса повітря, що проходить через апарат: $G_{\text{в}} = \frac{Q_0}{i_1 - i_2}, \text{ кг/с}$	0,34483		
Об'єм повітря: $V_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,295		
Площа живого перерізу повітроохолоджувача: $F_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{в}}}{W}, \text{ м}^2$	0,11799		

Тепловий потік з боку киплячого холодильного агента R-142б усередині трубок, віднесений до внутрішньої поверхні визначимо по наступній залежності:

$$q_{F_{\text{а.вн}}} = A^{2,5} \cdot \left(\frac{w_0 \cdot \rho_0}{d_{\text{вн}}} \right)^{0,5} \cdot (t_w - t_0)^{2,5}$$

де A - дослідний коефіцієнт, залежний від фізичних властивостей робочого тіла і температури кипіння, $A = 1,05$;

w_0 – швидкість робочого тіла м/с;

$$w_0 = \frac{V_0}{\left(\frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \right)} = \frac{4 \cdot G_0}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \rho_0} = 0,1178 \text{ м/с}$$

ρ_0 – щільність рідкого холодильного агента R-142б кг/м³, $\rho_0 = 1145$ кг/м³.

На основі наявних даних отримуємо з формули :

$$q_{F_{\text{а.вн}}} = 1,05^{2,5} \cdot \left(\frac{0,1178 \cdot 1145,0}{0,01} \right)^{0,5} \cdot (14 - 10)^{2,5} = 4198,5 \text{ Вт/м}^2$$

Прийнявши кількість рядів труб у напрямі потоку повітря $a = 4$, визначимо відносну погрішність:

$$\delta q = \frac{q_{F_{\text{а.вн}}} - q_{F_{\text{вн}}}}{q_{F_{\text{вн}}}} = \frac{4198,5 - 4171,8}{4171,8} = 6,4 \cdot 10^{-3} (0,64\%)$$

Визначаємо конструктивні розміри повітроохолоджувача.

Загальна довжина труб в одній секції:

$$L_1 = \frac{F_{\text{ж}}}{S_1 - \left(d_{\text{н}} + \frac{2 \cdot \delta \cdot h}{S_p} \right)} = \frac{0,11799}{0,03 - \left(0,012 + \frac{2 \cdot 0,0003 \cdot 0,006}{0,0023} \right)} = 7,179 \text{ м}$$

Прийmemo число рядів труб в секції $m = 8$.

Довжина однієї труби в секції:

$$l = \frac{L_1}{m} = \frac{7,179}{8} = 0,897 \text{ м}$$

Приймаємо $l = 0,9$.

Висота апарату: $H = m \cdot S_1 = 8 \cdot 0,03 = 0,24 \text{ м}$

Глибина апарату:

$$L_{\text{гл}} = a \cdot S_2 = 4 \cdot 0,03 = 0,12 \text{ м}$$

Внутрішня площа тепло передавальної поверхні :

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot L_1 \cdot a = 0,902 \text{ м}^2$$

Загальна зовнішня площа теплопередавальної поверхні :

$$F_{\text{нар}} = F_{\text{вн}} \cdot \beta = 0,902 \cdot 22,83 = 20,59 \text{ м}^2$$

5.2.6. РОЗРАХУНОК ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА

Початкові дані:

- холодопродуктивність $Q_0 = 2 \text{ кВт}$;
- температура конденсації $t_{\text{к}} = 30 \text{ }^\circ\text{С}$;
- температура охолоджувальної води $t_{\text{w}_1} = 24 \text{ }^\circ\text{С}$.

Теплоту конденсації визначимо таким чином.

$$Q_{\text{к}} = Q_0 + Q_{\text{г}}$$

Теплота генерації $Q_{\text{г}}$ визначається:

$$Q_{\text{г}} = \frac{Q_0}{\zeta} = \frac{2}{0,42} = 4,76 \text{ кВт}$$

де ζ - тепловий коефіцієнт, отриманий раніше.

$$Q_{\text{к}} = 2 + 4,76 = 6,76 \text{ кВт}$$

Прийmemo нагрів охолоджувальної води $\Delta t_{\text{w}} = 4 \text{ }^\circ\text{С}$, тоді $t_{\text{w}_2} = 28 \text{ }^\circ\text{С}$.

Знайдемо середньо логарифмічну різницю температур $\theta_{\text{м}}$.

$$\theta_{\text{м}} = \frac{\Delta t_{\text{w}}}{\ln \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{w}_1}}{t_{\text{к}} - t_{\text{w}_2}}}$$

$$\theta_m = \frac{4}{\ln \frac{30-24}{30-28}} = 3,64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Витрата води через конденсатор:

$$G_w = \frac{Q_k}{c_w \cdot \Delta t_w}$$

$$G_w = \frac{6,76}{4,183 \cdot 4} = 0,404 \text{ кг/с}$$

Приймаємо швидкість води в апараті $w_w = 1,5 \text{ м/с}$.

В якості поверхні теплопередачі вибираємо шаховий пучок з мідних труб із зовнішнім обрешенням:

$d_{\text{вн}} = 11,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – внутрішній діаметр трубок;

$F'_{\text{вн}} = 0,037 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня площа 1 м трубки;

$F'_r = 0,0336 \text{ м}^2/\text{м}$;

$F'_b = 0,11 \text{ м}^2/\text{м}$;

$F'_n = F'_r + F'_b = 0,144 \text{ м}^2/\text{м}$ – зовнішня площа 1 м трубки;

$\beta = \frac{F'_n}{F'_{\text{вн}}} = \frac{0,144}{0,037} = 3,89$ – коефіцієнт обрешення.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку води визначаємо числа Рейнольдса і Нуссельта :

$$Re = \frac{w_w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}$$

де ν - кінематична в'язкість воли $\text{м}^2/\text{с}$, $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ($t = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$).

$$Re = \frac{1,5 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 17594,43$$

Для турбулентного режиму:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

де Pr - параметр, що враховує властивості речовини, $Pr = 7,03$.

$$Nu = 0,021 \cdot 17594,43^{0,8} \cdot 7,03^{0,43} = 120,98$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}}$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності води, $\lambda = 0,507 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

$$\alpha_w = \frac{120,98 \cdot 0,507}{11,8 \cdot 10^{-3}} = 5198,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$$

Прийmemo сумарний термічний опір стінки труби і забруднень рівним $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}/\text{Вт}$ і складемо рівняння для визначення щільності

теплового потоку з боку води:

$$q_w = \frac{\theta_m - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

$$q_w = \frac{3,64 - \theta_a}{\frac{1}{5198,04} + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 2211 \cdot (3,64 - \theta_a)$$

де θ_a - різниця температур конденсації і стінки труби.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента R-142б, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_0}} \cdot n^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \psi_p$$

де Δi - різниця ентальпій пари на вході в конденсатор і рідини, на виході з нього кДж/кг;

ρ - щільність насиченої рідини холодильного агента R-142б при температурі 30°С кг/м³, $\rho = 1096 \text{ кг}/\text{м}^3$;

λ - коефіцієнт теплопровідності Вт/(м·°С), $\lambda = 0,083 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$;

μ - коефіцієнт динамічної в'язкості Па·с, $\mu = 2,991 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$;

g - прискорення вільного падіння м/с², $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$;

n - середнє число труб по вертикалі, $n = 3$;

β - коефіцієнт обрєбрення, $\beta = 3,89$;

ψ_p - коефіцієнт, що враховує різні умови конденсації на горизонтальних і вертикальних ділянках поверхні труби.

$$\Delta i = \frac{Q_k}{G_k} = \frac{Q_k}{G_0 + G_p}$$

$$\Delta i = \frac{6,76}{31,04 \cdot 10^{-3}} = 217,78 \text{ кДж}/\text{кг}$$

$$\psi_p = 1,3 \cdot \frac{F'_B}{F'_H} \cdot E^{\frac{3}{4}} \cdot \left(\frac{d_0}{h'_p} \right)^{\frac{1}{4}} + \frac{F'_r}{F'_H}$$

де: F'_b - площа поверхні вертикальних ділянок ребер на 1 м трубки конденсатора, $\text{м}^2/\text{м}$;

F'_n – площа зовнішньої поверхні 1 м трубки, $\text{м}^2/\text{м}$;

E – ефективність ребра, для низьких накатних ребер $E = 1$;

F'_r – площа поверхні горизонтальних ділянок ребер на 1 м трубки конденсатора, $\text{м}^2/\text{м}$;

h'_p – приведена висота ребра, м;

$$h'_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_n^2 - d_0^2}{d_n} \right)$$

де d_0 - діаметр кола западин, $d_0 = 13,9 \cdot 10^{-3}$ м;

d_n – діаметр кола виступів, $d_n = 16,7 \cdot 10^{-3}$ м;

$$h'_p = \frac{3,14}{4} \cdot \frac{(16,7 \cdot 10^{-3})^2 - (13,9 \cdot 10^{-3})^2}{16,7 \cdot 10^{-3}} = 4,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Підставляємо дані у формулу (2.80) і отримуємо:

$$\psi_p = 1,3 \cdot \frac{0,11}{0,144} \cdot 1^{\frac{3}{4}} \cdot \left(\frac{13,9 \cdot 10^{-3}}{4,03 \cdot 10^{-3}} \right)^{\frac{1}{4}} + \frac{0,0336}{0,144} = 1,565$$

Підставляємо дані у формулу (2.78) і отримуємо:

$$\begin{aligned} \alpha_a &= 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{217,78 \cdot 1096^2 \cdot 0,083^3 \cdot 9,81}{2,991 \cdot 10^{-4} \cdot 13,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot 3^{-0,167} \cdot 3,89 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot 1,565 \\ &= 2855,57 \cdot \theta_a^{-0,25} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

Щільність теплового потоку з боку агента, що конденсується:

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a = 2855,57 \cdot \theta_a^{0,75} \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Таким чином, отримана система з двох рівнянь для визначення щільності теплового потоку:

$$\left. \begin{aligned} q_w &= 2211 \cdot (3,64 - \theta_a) \\ q_a &= 2855,57 \cdot \theta_a^{0,75} \end{aligned} \right\}$$

Наочний і досить точний результат дає графоаналітичний метод, який базується на тому, що в режимі роботи апарату, що встановився, має місце рівність $q_w = q_a = q_{\text{вн}}$. Це дозволяє визначити фактичне значення щільності теплового потоку $q_{\text{вн}}$ як ординату точки перетину графічних залежностей $q_w = 2211 \cdot (3,64 - \theta_a)$ і $q_a = 2855,57 \cdot \theta_a^{0,75}$ у координатних осях $\theta_a - q$. Для побудови згаданих залежностей заздалегідь обчислюють значення q для ряду значень θ_a . Результати приведені нижче.

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
$q_w, \text{Вт/м}^2$	4731,54	4510,64	4289,34	4068,24	3847,14
$q_a, \text{Вт/м}^2$	3870,45	4062,40	4251,38	4437,60	4621,20

За цими даними побудовані криві $q_w = f(\theta_a)$ і $q_a = f(\theta_a)$.

Точка перетину кривих визначає значення $q_{\text{вн}} = 4270,5 \text{ Вт/м}^2$.

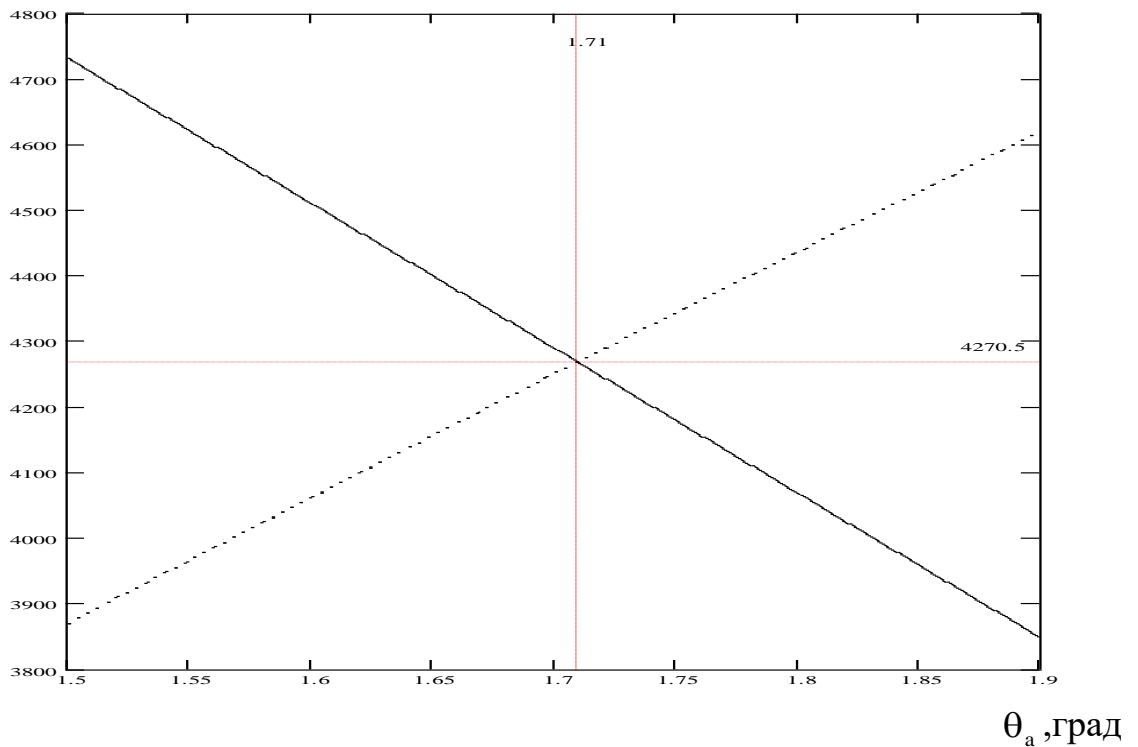


Рисунок 5.6 Графоаналітичне визначення щільності теплового потоку в горизонтальному кожухотрубному конденсаторі

Точніше значення $q_{\text{вн}}$ знаходять за ітераційним виразом:

$$q_{\text{вн}} = \frac{(x-1) \cdot (q')^x + \theta_m \cdot B^x}{x \cdot (q')^{x-1} + \frac{B^x}{A}}$$

де $q' = 2211(\theta_m - 0,3 \cdot \theta_m) = 5633,6 \text{ Вт/м}^2$;

$$x = \frac{1}{k} = \frac{1}{0,75} = 1,333;$$

$$A = 2211; B = 2855,57; \theta_m = 3,64.$$

$$q_{\text{вн}_1} = \frac{(1,333-1) \cdot (5633,6)^{1,333} + 3,64 \cdot 2855,57^{1,333}}{1,333 \cdot (5633,6)^{1,333-1} + \frac{2855,57^{1,333}}{2211}} = 4301,9 \text{ Вт/м}^2$$

Підставляючи в початкове вираження замість q' $q_{\text{вн}_1}$ отримаємо:

$$q_{\text{вн}_2} = \frac{(1,333 - 1) \cdot (4301,9)^{1,333} + 3,64 \cdot 2855,57^{1,333}}{1,333 \cdot (4301,9)^{1,333-1} + \frac{2855,57^{1,333}}{2211}} 4296,0 \text{ Вт/м}^2$$

Відносна погрішність:

$$\delta q = \frac{q_{\text{вн}_1} - q_{\text{вн}_2}}{q_{\text{вн}_2}} = \frac{4309,1 - 4269,0}{4269,0} = 7,707 \cdot 10^{-3} \text{ (0,77\%)}$$

Зважаючи на достатню точність, ітераційний процес припиняємо, прийнявши $q_{\text{вн}} = 4269,0 \text{ Вт/м}^2$.

Визначимо поверхню теплообміну конденсатора :

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{вн}}}$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{6760}{4269} = 1,18 \text{ м}^2$$

Загальна довжина труб: $L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}$

$$L = \frac{1,18}{3,14 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}} = 31,85 \text{ м}$$

Число труб:

Приймаємо довжину трубки $l = 0,7 \text{ м}$.

$$n = \frac{L}{l} = \frac{31,85}{0,7} = 45,5.$$

Приймаємо кількість труб $n = 48$.

5.2.7. ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОГО НАСОСА

Примусове повернення робочої речовини з конденсатора в сонячний парогенератор здійснюється за допомогою тепловикорстовуючого перепомповуваного пристрою (рис. 5.2.7).

Фреоновий тепловикорстовуючий насос складається з корпусу 1 з проміжною камерою 2, приводного циліндра 3 і поршня 4, що утворюють порожнини 5 і 6, циліндра насоса з нагнітальним клапаном 8 і всмоктувальним клапаном 9, поршня 21, пов'язаного з поршнем 4 штоком 10, з яким жорстко сполучена стойка 11. Із стойкою 11 шарнірно пов'язаний повзун 12, який служить напрямною для куліси 13. На золотниковому перемикачі 14 шарнірно посаджені важіль 15 і куліса 13, останні пов'язані між собою пружиною 16, працюючою на стискування. У корпусі 1 є золотникова камера 17, що сполучається з порожниною 6 циліндра 3 і золотникова камера 18, сполучається з порожниною 5 циліндра 3. Золотникові камери 17 і 18 можуть сполучатися також або з

сонячними колекторами, або через проміжну камеру 2 з конденсатором. Регульовальні гвинти 19 і 20 обмежують хід важеля 15.

У положенні I - I порожнина 5 силового циліндра 3 сповіщається через золотникову камеру 18 з сонячним колектором, а порожнина 6 - через золотникову камеру 17 і проміжну порожнину 2 з конденсатором. В результаті перепаду тисків в порожнинах 5 і 6 поршень 4 переміщається в положення II - II, захоплюючи за собою шток 10 і поршень 21, стойка 11 за допомогою повзуна 12 надає рух кулісі 13. При проходженні поршнем 4 положення II - II куліса 13 проходить положення А, пружина 16 перекидає важіль 15 від регульовального гвинта 19 до регульовального гвинта 20, і за рахунок зусилля пружини золотниковий перемикач 14 миттєво переходить з положення В в положення С. В результаті цього порожнина 5 циліндра 3 сповіщається через золотникову камеру 18 і проміжну камеру 2 з конденсатором, а порожнина 6 - через золотникову камеру 17 з сонячним колектором. Таким чином здійснюється зворотно-поступальний рух поршня 4 приводного циліндру 3, який передається штоком 10 поршню 21 циліндра насоса 7. При зворотно-поступальному русі поршня 21 робоча порожнина циліндра 7 за допомогою нагнітального клапана 8 і всмоктувального клапана 9 працює циклічно на всмоктування і нагнітання. Регульовальні гвинти 19 і 20 дозволяють регулювати хід куліси 13, а, отже, і поршнів 4 і 21, тобто регулювати продуктивність насоса.

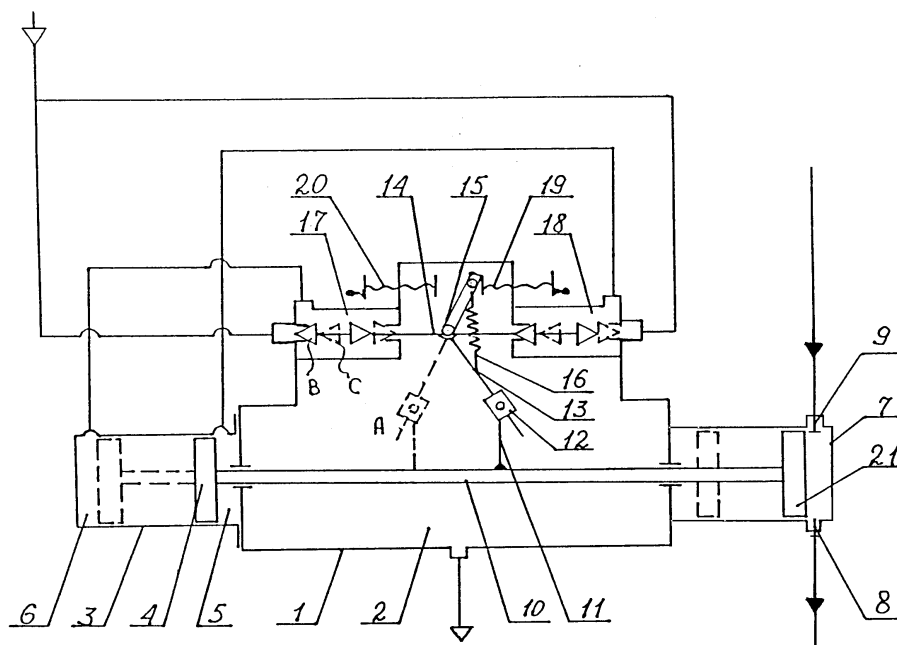


Рисунок 5.2.7 Принципова схема поршневого агрегату двигун - насос
 1 – корпус; 2 – проміжна камера; 3 – робочий циліндр; 4 – поршень двигуна;
 5, 6 – порожнини робочого циліндра; 7 – насосний циліндр; 8 – нагнітальний
 клапан; 9 – всмоктувальний клапан; 10 – шток; 11 – стойка; 12 – повзун; 13

– куліса; 14 – золотниковий перемикач; 15 – важіль; 16 – пружина; 17, 18 – золотникові камери; 19, 20 – регулювальні гвинти; 21 – поршень насоса

Умова роботи насоса запишеться наступним рівнянням:

$$(P_p - P_k) \cdot F_p \cdot \eta_n = (P_p - P_k) \cdot F_n$$

де $P_p - P_k$ - різниця тисків в конденсаторі і ресивері;

η_n – ККД насоса, приймаємо $\eta_n = 0,5$;

F_p – площа робочого циліндра m^2 , задаємося $F_p = 2,289 \cdot 10^{-3} m^2$;

F_n – площа насосного циліндра m^2 .

З (2.89) слідує:

$$F_n = F_p \cdot \eta_n = 2,289 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 = 1,145 \cdot 10^{-3} m^2,$$

звідси:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot F_n}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,145 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 3,8 \cdot 10^{-2} m$$

Об'ємна витрата перепомповуваного фреону :

$$V_p = G_p \cdot v'$$

де G_p - масова витрата R-142б $кг/с$, $G_p = 20,44 \cdot 10^{-3} кг/с$;

v' – питомий об'єм R-142б, що сконденсувався, $м^3/с$, $v' = 0,9222 \cdot 10^{-3} м^3/кг$;

$$V_p = 20,44 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9222 \cdot 10^{-3} = 18,85 \cdot 10^{-6} м^3/с$$

Об'єм насосного циліндра :

$$v_n = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot S$$

де d_n - діаметр насосного циліндра, $м$, $d_n = 3,8 \cdot 10^{-2} м$;

S – хід поршня, $м$, $S = 20 \cdot 10^{-3} м$;

$$v_n = \frac{3,14 \cdot (3,8 \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 22,67 \cdot 10^{-6} м^3$$

Час наповнення циліндра:

$$\tau_{нап} = \frac{v_n}{V_p} = \frac{22,67 \cdot 10^{-6}}{18,85 \cdot 10^{-6}} = 1,2 з$$

Приймаємо час звільнення циліндра:

$$\tau_{опор.} = \tau_{нап} = 1,2 с$$

Кількість циклів роботи:

$$n = \frac{3600}{\tau_{\text{опор.}} + \tau_{\text{нап}}} = \frac{3600}{2,4} = 1496,6$$

Теоретична потужність, що витрачається на роботу насоса:

$$N_{\text{теор.}} = G_p \cdot v' \cdot (P_p - P_k)$$

де $P_p - P_k$ - різниця тисків в парогенераторі і в конденсаторі, Па,

$$P_p - P_k = 10,09 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$N_{\text{теор.}} = 20,44 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9222 \cdot 10^{-3} \cdot 10,09 \cdot 10^5 = 19,019 \text{ Вт}$$

Дійсна кількість теплоти, що витрачається на роботу насоса:

$$Q_{\text{нас}}^{\text{д}} = \frac{N_{\text{теор.}}}{\psi_n \cdot \eta_{\text{мех}}}$$

де ψ_n - коефіцієнт перетворення тепла в роботу, $\psi_n = 6...8 \%$ за експериментальними даними; приймаємо $\psi_n = 0,07$;

$\eta_{\text{мех}} = 0,5$ – механічний ККД насоса.

$$Q_{\text{нас}}^{\text{д}} = \frac{19,019}{0,07 \cdot 0,5} = 534,41 \text{ Вт}$$

5.2.8. ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СОНЯЧНОГО КОЛЕКТОРА ЗМІЙОВИКОВОГО ТИПУ З АЛЮМІНІЄВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

5.2.8.1. Розрахунок повного коефіцієнта теплових втрат колектора

Повний коефіцієнт теплових втрат сонячного колектора дорівнює сумі коефіцієнтів втрат через верхню, нижню і бічні поверхні колектора:

$$U_L = U_v + U_n + U_b$$

Коефіцієнт теплових втрат через верхню (прозору) поверхню колектора може бути розрахований по емпіричній формулі Клейна, перетвореною до випадку одинарного скління:

$$U_v = \left[\frac{T_{\text{тв}}}{313 \cdot (T_{\text{тв}} - T_0)^{0,31}} + \frac{1}{\alpha_n} \right]^{-1} + \frac{5,67 \cdot (T_{\text{тв}} + T_0) \cdot (T_{\text{тв}}^2 + T_0^2)}{10^8 \cdot \left(0,05 + \frac{1+f}{0,88} \right)}$$

де $T_{\text{тв}} = 323 \text{ К (} 50 \text{ °С)}$ - середня температура поглинаючого елемента в літній час;

$T_0 = 298 \text{ К (} 25 \text{ °С)}$ - температура довкілля;

$\alpha_n = 1,162 \cdot (5 + 10 \cdot \sqrt{v}) = 22,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні;

$v = 2 \text{ м/с}$ - швидкість вітру в Одесі;

$$f = 1,058 \cdot (1 - 0,04 \cdot \alpha_n + 5 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha_n^2) = 0,38.$$

Підставляючи значення $T_{\text{тв}}$, T_0 , α_n і f у формулу (2.98), отримаємо:

$$U_b = 6,83 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$$

Коефіцієнт теплових втрат через нижню теплоізольовану поверхню колектора визначається по формулі:

$$U_n = \frac{\lambda}{b}$$

де $\lambda = 0,0326 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ - коефіцієнт теплопровідності пінопласту;
 $b = 0,04 \text{ м}$ - товщина шару ізоляції.

$$\text{Отже: } U_n = \frac{0,0326}{0,04} = 0,814 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$$

Втрати тепла з бічних поверхонь колекторів, що мають великі розміри, складають не більше 3 % через верхню і нижню поверхні. Керуючись цим, приймаємо:

$$U_g = 0,03 \cdot (6,83 + 0,814) = 0,23 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$$

По формулі (2.97) отримуємо:

$$U_L = 6,83 + 0,814 + 0,23 = 7,874 \approx 8 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$$

5.2.8.2. Розрахунок теплової ефективності сонячного колектора

Даний елемент сонячного колектора, що поглинає сонячну радіацію представлений на рис. 5.2.8.

Ефективність прямого ребра прямокутного профілю залежить від його геометричних розмірів:

$$F = \frac{\text{th}\left[\frac{m \cdot (w - D)}{2}\right]}{\frac{m \cdot (w - D)}{2}} = \frac{\text{th}\left[\frac{5,05 \cdot (0,12 - 0,016)}{2}\right]}{\frac{5,05 \cdot (0,12 - 0,016)}{2}} = 0,977$$

$$\text{де } m = \sqrt{\frac{U_L}{k \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{8}{211 \cdot 0,0015}} = 5,05 \text{ м}^{-1}$$

$W = 0,12 \text{ м}$ – товщина теплопровідного ребра;

$D = 0,016 \text{ м}$ – зовнішній діаметр плавникової трубки;

$k = 211 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ – коефіцієнт теплопровідності алюмінію;

$\delta = 0,0015 \text{ м}$ – середня товщина ребра;

$U_L = 8 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$ – повний коефіцієнт втрат.

Ефективність колектора визначається з урахуванням режимних умов. Для коефіцієнта тепловіддачі від стінки трубки до рідини в ній $h_b = 1500 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$, що відповідає швидкості потоку $v_b = 0,3 \text{ м}/\text{с}$.

Складова провідність в коефіцієнті теплопередачі:

$$G_b = \frac{k \cdot b}{\gamma} = \frac{211 \cdot 0,004}{0,003} = 282 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$$

де $b = 0,004$ м - довжина лінії з'єднання ребра з трубкою;
 $\gamma = 0,003$ м - товщина стінки трубки.

Величина ефективності колектора у вказаних умовах:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \cdot \left[\frac{1}{U_L \cdot [D + (W - D) \cdot F]} + \frac{1}{G_b} + \frac{1}{\pi \cdot D_{\text{вн}} \cdot h_b} \right]}$$

$$F' = \frac{\frac{1}{8}}{W \cdot \left[\frac{1}{8 \cdot [0,016 + (0,12 - 0,016) \cdot F] \cdot 0,977} + \frac{1}{282,0} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,01 \cdot 1500} \right]} = 0,962$$

Вибір величини питомої витрати води G при визначенні технологічного режиму і схемного рішення установки визначається значенням коефіцієнта відведення тепла з колектора F_R :

$$F_R = \frac{G \cdot c_p}{U_L} \cdot \left[1 - e^{-\frac{U_L \cdot F'}{G \cdot c_p}} \right] = 0,524 \cdot G \cdot \left[1 - e^{-\frac{1,84}{G}} \right]$$

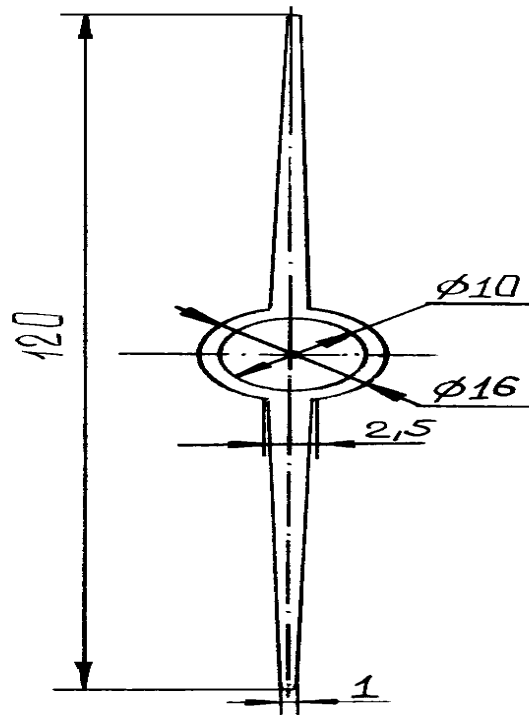
де G - питома витрата води, $\text{г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

З урахуванням режимного параметра F_R повний ККД сонячного колектора визначається з вираження:

$$\eta = F_R \cdot \left[(\tau \cdot \alpha) - \frac{U_L \cdot (T_{\text{тв}} - T_0)}{\dot{I}} \right]$$

Так, для середньолітніх температурних умов:

$T_{\text{тв}} = 323 \text{ К}$ $T_0 = 298 \text{ К}$ $\dot{I} = 600 \text{ Вт}/\text{м}^2$ $(\tau \cdot \alpha) = 0,84$ і режиму $G = 0,01$ $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ величини F_R і η рівні:



$$F_R = 0,87 \quad \eta = 0,44$$

Рисунок 5.2.8 Переріз плавникового алюмінієвого профілю ПАС- 614

6. Визначення тепловитрат для будівельних споруд

При використанні джерел відновлюваної енергії доволі часто постає питання: а скільки потрібно тепла (холоду) для тих, або інших будівельних споруд? Завдання теплових розрахунків в спортивних будівлях, універсальних магазинах, бібліотеках, музеях, в адміністративних будівлях, театрах і кінотеатрах полягає в забезпеченні санітарно-гігієнічних вимог до параметрів повітряного середовища, що забезпечують комфортне самопочуття людей і умову експлуатації самих будівель. Здоров'я, працездатність, та і просто самопочуття людини значною мірою визначаються умовами мікроклімату і повітряного середовища в житлових і громадських приміщеннях, де вона проводить значну частину свого часу.

У міру насичення будівель сучасними опалювальними і вентиляційними системами, освітлювальною технікою і різноманітним електропобутовим устаткуванням усе більш очевидним стає вираження: "Будинок - це машина для житла". Якщо говорити про фізіологічну дію на людину навколишнього повітря, то слід нагадати, що людина на добу споживає близько 3 кг їжі і 15 кг повітря.

Що це за повітря, яка його свіжість і чистота, задушливо, жарко або холодно людині в приміщенні, багато в чому залежить від інженерних систем, спеціально призначених для забезпечення повітряного комфорту.

Серед таких систем можна виділити: систему вентиляції, систему опалювання (або комбіновану опалювально-вентиляційну систему) і систему кондиціонування повітря (СКП). Повітряне опалювання, поєднане з вентиляцією, створює в приміщенні цілком задовільний мікроклімат і забезпечує сприятливі умови повітряного середовища.

В методичних вказівках представлений приклад розрахунку теплоприпливів пприпливів для розважального центра.

6.1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК (ЛІТНІЙ ПЕРІОД)

6.1.1 Вихідні дані

Місто: Одеса, географічна широта 44° , розрахункова зовнішня температура влітку $30,5^\circ \text{C}$, взимку - 6°C , ентальпія влітку $64,5 \text{ кДж/кг}$, взимку $-2,5 \text{ кДж/кг}$.

Напрямок фасаду: Південь

Таблиця 6.1 - Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і матеріал	Щільність ρ , кг/м^3	Товщина δ , м	Коефіцієнти			
				Питома теплопровідність λ , Вт/(мК)	Теплозасвоєння, S , $\text{Вт/(м}^2\text{К)}$	Термічний опір, R , $(\text{м}^2\text{К/Вт})$	Теплова інерція ΣD
1	Вікна – подвійні склопакети в металевих рамах					0,34	
2	Зовнішня стіна						
	Гнейс	2800	0,06	3,49	25,4	0,017	0,44
	Залізобетон	2500	0,17	2,04	18,95	0,083	1,58
	Пінополістирол	40	0,05	0,05	0,49	1	0,49
	Цементно-шлаковий розчин	1400	0,04	0,64	8,11	0,625	5,07
3	Внутрішні перегородки						

	Штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0285	0,277
	Цегляна кладка	2500	0,12	0.76	18,7	0,0245	0,458
	Штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0285	0,277

H, B – висота і ширина вікон: $H = 1,8 \text{ м}, B = 1,8 \text{ м}$

Площа одного вікна - $F = 3,25 \text{ м}^2$

Прийняття внутрішніх розрахункових параметрів повітря згідно зі СНіП 2.04.05-91:

$t_{в} = 22 \text{ }^\circ\text{C}, \varphi_{в} = 40\text{-}60\%$ - Літо

$t_{в} = - 20 \text{ }^\circ\text{C}, \varphi_{в} = \text{не менше } 40\%$ - Зима

6.1.2. Приплив теплоти через зовнішні стіни, перекриття

Так як над частиною санаторія, в якій нам необхідно проводити кондиціонування повітря, знаходиться другий поверх з номерами, що кондиціонуються, не враховую теплопритоків від сонячної радіації.

Коефіцієнт теплопередачі для стін:

$$k_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

де $\alpha_{вн} = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i та λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності i -го шару огорожі;

$\alpha_{з} = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні стіни.

$$k_{cm} = \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,06}{3,49} + \frac{0,17}{2,04} + \frac{0,05}{0,05} + \frac{0,04}{0,64} + \frac{1}{17} \right)^{-1} = 0,75$$

Для прикладу розрахуємо теплоприпливи для приміщення, наприклад, 15-го – ізоляційна палата з санвузлом; для 13-ти годин.

Приміщення 15 знаходиться у східній частині санаторія, і контактує з однією зовнішньою стіною – східною, відповідно.

Кількість теплоти, що надходить у приміщення через зовнішні стіни площею F :

$$Q_{огор} = q_{вн} \cdot F$$

Середня кількість тепла, що поступає на зовнішню поверхню огороження, протягом доби і залежно від орієнтації стіни до сторін світу, може бути записана в наступному вигляді:

$$q_{зov\ cp} = I / R_0 (t_{ум}^{cp} - t_в), Bm,$$

де R_0 – термічний опір огороження

$$R_0 = I / \alpha_{зov} + \Sigma(\delta / \lambda) + I / \alpha_{вн}$$

$$R_0 = \frac{1}{8,7} + \frac{0,06}{3,49} + \frac{0,17}{2,04} + \frac{0,05}{0,05} + \frac{0,04}{0,64} + \frac{1}{17} = 1,34$$

Коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огороження - $\alpha_{зov}$, визначають по формулі для вертикального огороження:

$$\alpha_{зov} = 5,8 + 11,6\sqrt{\omega},$$

де ω - швидкість вітру, СНіП 2.04.05-91*

$$\alpha_{зov} = 5,8 + 11,6\sqrt{1} = 17$$

Проведемо заміну періодичних змін умовної температури гармонійними коливаннями з амплітудою $At_{ум}$ біля середнього значення рівного

$$t_{ум}^{cp} = t_{з.ср.} + \rho \cdot J_{ср} / \alpha_{зov},$$

де $t_{з.ср.}$ - середня за добу температура повітря в найжаркіший місяць літа (параметри Б СНіП 2.04.05-91*);

$J_{ср}$ - середньодобова кількість тепла за добу для даної стіни з урахуванням її орієнтації по сторонах світу (слід пам'ятати, що дані $J_{пр}$, J_p приведені для істинного сонячного часу, Одеса - часовий пояс + 2 год., тобто дані треба

Північ	72
Схід	180
Південь	128
Захід	180

Приміщення	стін (об'єм скління) $F_{ст}, m^2$
1	26,565
	26,565
2	18,72
3	16,62
4	20,04
	13,61
5	9,7
6	9,024
7	26,16
8	9,7
9	15,255
10	9,024
11	12,94
12	9,7
13	9,7
14	8,1
15	18,552
16	10,7
17	18,72
18	19,86
19	39,42
22	0
23	9,36
	9,36
	21,96
	14,82
24	21,96
	26,565
	11,76

в таблиці наприклад скоректувати

на дві години);

ρ - коефіцієнт поглинання тепла сонячної радіації поверхнею.

$$t_{ум.ср.} (Схід) = 30,5 + 0,65 \cdot 180 / 17 = 37,2^{\circ}C$$

$$q_{зовн. ср} (Схід) = 1 / 1,34 \cdot (37,2 - 22) = 11,4 Вт$$

$q_{зовн.} (Пн)$	8,4
$q_{зовн.} (Сх)$	11,4
$q_{зовн.} (Пд)$	9,9
$q_{зовн.} (3)$	11,4

$t_{ум.ср.} (Пн)$	33,2
$t_{ум.ср.} (Сх)$	37,2
$t_{ум.ср.} (Пд)$	35,3
$t_{ум.ср.} (3)$	37,2

$$A_{t1cx} = \frac{(t_{ум.ср.} - t_{ум.ср.сх.})_{\max} - (t_{ум.ср.} - t_{ум.ср.сх.})_{\min}}{2}$$

$$A_{t1cx} = \frac{21,5 - (-10,9)}{2} = 16,2$$

$$t_{ум.ср.} = t_B + 0,5 \cdot t_H \cdot (-\cos(2\pi \cdot (\tau - \tau_{декр} - \tau_{літ}) / 24)) + \rho_{ст} \cdot \Sigma J_{ср} / \alpha_{нар}$$

ΣJ - сумарна кількість тепла сонячної радіації (прямої і розсіяної), що надходить на вертикальну стіну, $Вт / м^2$ (поправка на 1 год. літнього часу для 44° пн.ш.).

Значення ΣJ :

Час	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
ΣJ Пн	53	177	193	124	96	86	81	80	80	81	86	96	124	193	177	53
ΣJ Сх	106	411	665	756	726	587	387	203	87	81	81	80	73	59	30	6
ΣJ Пд	7	31	73	103	205	309	389	428	428	389	309	205	103	73	31	7
ΣJ 3	6	30	59	73	80	81	81	87	203	387	587	726	756	665	411	106

$$t_{ум.ср.} = 22 + 0,5 \cdot 30,5 \cdot (-\cos(2\pi \cdot (13 - 2 - 1) / 24)) + 0,65 \cdot 203 / 17 = 14,53^{\circ}C$$

Амплітуда коливань кількості тепла, що поступає на зовнішнє обгороджування, може бути представлена у виді:

$$A_{q1cx} = A_{t1cx} / R_0$$

$$A_{q1cx} = 16,2 / 1,34 = 12,1$$

Значення A_{t1} та A_{q1} для всіх сторін світу:

A_{t1} (Пн) = 6,8	A_{t1} (Сх) = 16,2	A_{t1} (Пд) = 12,1	A_{t1} (3) = 17,7
A_{q1} (Пн) = 5,1	A_{q1} (Сз) = 12,1	A_{q1} (Пд) = 9,1	A_{q1} (3) = 13,3

Отримані дані дозволяють розрахувати кількість тепла, що надходить на зовнішню поверхню стіни, $q_{зовн.}$:

$$q = q_{зовн.ср.} + A_{q1cx} \cdot (-\cos(2\pi \cdot (\tau - \tau_{декр} - \tau_{літ} + 3) / 24))$$

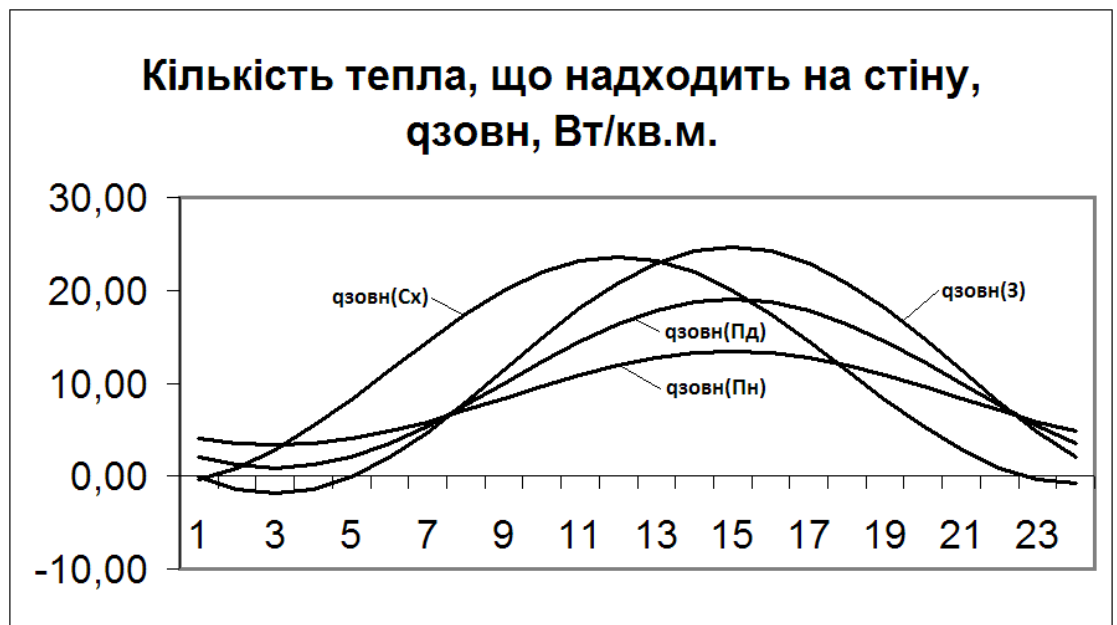
$$q_{зовн.13год.} = 11,4 + 12,1 \cdot (-\cos(2\pi \cdot (13 - 2 - 1 + 3) / 24)) = 23,1 \text{ Вт} / \text{м}^2$$

Таблиця 6.1.2 - Значення $q_{зовн.}$ для кожної сторони світу, для кожної години за добу:

Час	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$q_{зовн.}$ (Пн)	4,00	3,49	3,32	3,49	4,00	4,80	5,85	7,07	8,38	9,69	10,91	11,96
$q_{зовн.}$ (Сх)	-0,3	0,9	2,8	5,3	8,3	11,4	14,5	17,5	20,0	21,9	23,1	23,5
$q_{зовн.}$ (Пд)	2,1	1,2	0,9	1,2	2,1	3,5	5,4	7,6	9,9	12,3	14,5	16,4
$q_{зовн.}$ (З)	-0,1	-1,4	-1,9	-1,4	-0,1	2,0	4,8	8,0	11,4	14,8	18,0	20,8

Час	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$q_{зовн.}$ (Пн)	12,76	13,26	13,44	13,26	12,76	11,96	10,91	9,69	8,38	7,07	5,85	4,80
$q_{зовн.}$ (Сх)	23,1	21,9	20,0	17,5	14,5	11,4	8,3	5,3	2,8	0,9	-0,3	-0,7
$q_{зовн.}$ (Пд)	17,8	18,7	19,0	18,7	17,8	16,4	14,5	12,3	9,9	7,6	5,4	3,5
$q_{зовн.}$ (З)	22,9	24,2	24,7	24,2	22,9	20,8	18,0	14,8	11,4	8,0	4,8	2,0

Графік зміни $q_{зовн.}$ на протязі доби:



Розрахуємо кількість тепла, що надходить у приміщення через зовнішні стіни, $q_{вн.}$:

$$q_{вн.} = q_{зовн.сер.сх.} + A_{q1сх.} \cdot (-\cos(2\pi \cdot (\tau - \tau_{декр.} - \tau_{літ.} + \varepsilon + 3) / 24)) / \nu$$

Час запізнювання ε залежить від теплової інерції огорожуючої конструкції D і чисельно дорівнює:

$$\varepsilon = 2,7 \cdot \Sigma D - 0,4$$

$$\varepsilon = 2,7 \cdot 0,67 - 0,4 = 1,421 \text{ б/р}$$

Показник загасання коливань залежить від теплофізичних властивостей матеріалів обгороджування і чисельно рівний:

$$\nu = 2^{\Sigma D} (0,83 + 3 \cdot (R_3 + R_5) / \Sigma D) \cdot (0,85 + 0,15 \cdot S_5 / S_3)$$

$$\nu = 2^{0,67} \cdot (0,83 + 3 \cdot (0,03 + 0,05) / 0,67) \cdot (0,85 + 0,15 \cdot 0,49 / 18,95) = 1,636 \text{ разів}$$

Розрахуємо кількість тепла, що надходить у приміщення через зовнішні стіни о 13-ій годині, $q_{вн.}$:

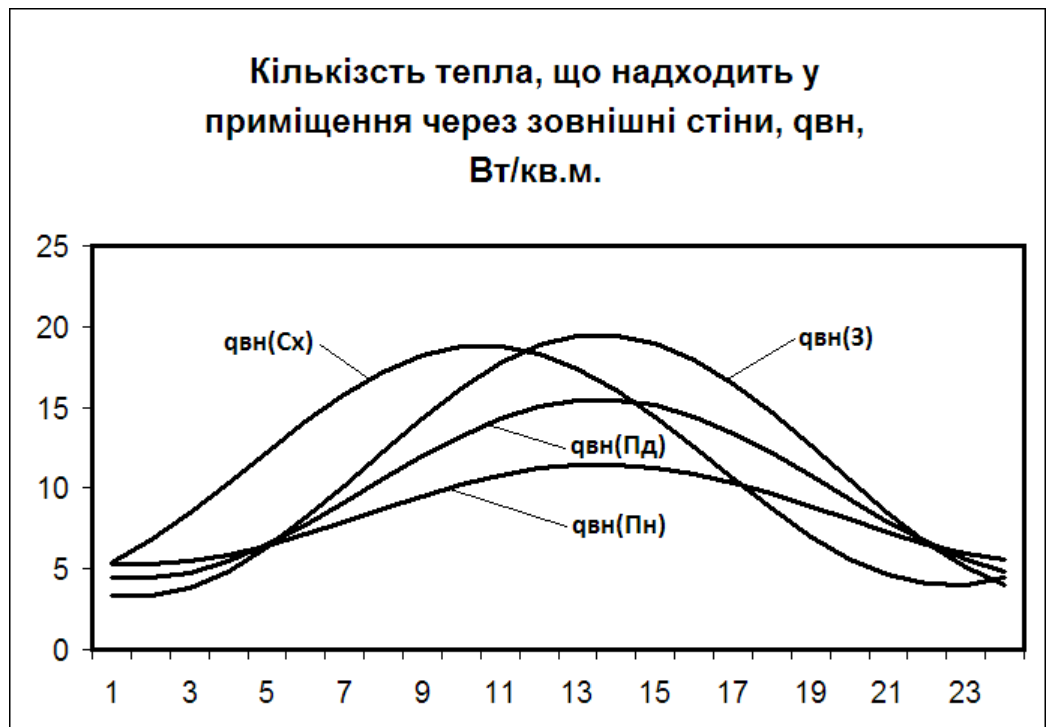
$$q_{вн.13год.} = 11,4 + 12,1 \cdot (-\cos(2\pi \cdot (13 - 2 - 1 + 1,421 + 3) / 24)) / 1,636 = 17 \text{ Вт/м}^2$$

Таблиця 6.1.3 - Значення $Q_{зов.}$ для кожної сторони світу, для кожної години за добу:

Час	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$q_{вн.}$ (Пн)	5	5	5	6	6	7	8	9	10	10	11	11
$q_{вн.}$ (Сх)	5	7	8	10	12	14	16	17	18	19	19	18
$q_{вн.}$ (Пд)	4	4	5	5	6	8	9	11	12	13	14	15
$q_{вн.}$ (З)	3	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	19

Час	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$q_{вн.}$ (Пн)	11	11	11	11	10	10	9	8	7	7	6	6
$q_{вн.}$ (Сх)	17	16	14	13	11	9	7	6	5	4	4	4
$q_{вн.}$ (Пд)	15	15	15	14	13	12	11	9	8	7	6	5
$q_{вн.}$ (З)	19	19	19	18	16	15	13	11	8	7	5	4

Графік зміни $q_{вн.}$ на протязі доби:



Таким чином, теплоприплив у приміщення №15 о 13-ій годині складає:

$$Q_{огор} = 17 \cdot 18,55 = 315 \text{ Вт}$$

6.1.3 Теплоприплив через вертикальне скління (вікна)

Розрахуємо кількість теплоти, $Вт$, що поступає в приміщення №15 о 13-ій годині розрахункової доби через вікна площею $F_{ск}$ від сонячної радіації і теплопровідності:

$$Q_{с.р.} = (q_{с.р.} + q_{менл}) F_{ск}$$

Теплоприплив від сонячної радіації, $Вт$, для вертикального заповнення світлових отворів:

$$q_{с.р.} = (q_n^s K_{инс.в} + q_p^s K_{обл}) \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \tau_2,$$

де q_n і q_p - поверхнева щільність теплового потоку, $Вт/м^2$, через засклений світловий отвір, для м. Одеси:

Час.....	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
q пряма (Пн)	84	42											42	84
q розсіяна (Пн)	42	70	77	71	64	60	59	59	60	64	71	77	70	42
q пряма (Сх)	292	452	500	490	371	193	37							
q розсіяна (Сх)	58	112	130	121	100	81	72	65	60	60	59	55	44	22
q пряма (Пд)			0	66	162	245	288	288	245	162	66	0		
q розсіяна (Пд)	23	55	71	79	81	84	85	85	84	81	79	71	55	23
q пряма (З)								37	193	371	490	500	452	292
q розсіяна (З)	22	44	55	59	60	60	65	72	81	100	121	130	112	58

K_1 – коефіцієнт теплопропускання сонцезахисних світлових отворів (штори, карнизи, жалюзі та ін. вироби заводського виготовлення), що приймається по доп. 8 СНіП II - 3-79**.

$$K_1 = 0,60 \text{ б/р}$$

$$K_2 = 0,61 \text{ б/р}$$

$\tau_2 = 0,7$ затінювання світлових отворів рамою вікна.

$$K_{\text{инс.в}} = \left(1 - \frac{L_e \text{ctg} \beta - a}{H}\right) \left(1 - \frac{L_e \text{tg} A_{c.o} - c}{B}\right),$$

де L_e , L_e – розмір горизонтальних і вертикальних виступаючих елементів затінювання, м; у нашому випадку - $L_e = 0,15$ м та $L_e = 0,15$ м;

$A_{c.o}$ – сонячний азимут скління (для вертикально затінюючих пристроїв), тобто кут між горизонтальною проекцією сонячного променя і нормалі до даної площини скління:

$$A_{c.o} (\text{Схід}) = 90 - A_c = 90 - 13 \text{ год}$$

β – кут (для горизонтальних затінюючих пристроїв), град. між вертикальною площиною скління і проекцією сонячного променя на вертикальну площину, перпендикулярну даній площині скління:

$$\beta = \text{arctg} (\text{ctgh} \cdot \cos A_{c.o}) = \text{arctg} \left(\frac{\cos A_{c.o.}}{\text{tgh}}\right),$$

$$\beta (\text{Схід}) = \text{arctg} (\cos A_{c.o.} / \text{tgh}) = \text{arctg} (\cos(90) / \text{tg}(66)) = 0 - 13 \text{ год.}$$

Таблиця 6.1.4 – Отримані значення кута β

Час.....	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
β в град (Пн)	27												27	66
β в град (Сх.)	71	0	49	37	23	8	0							
β в град (Пд)	0	0	14	20	23	24	24	24	23	20	14	0	0	0
β в град (З)							0	29	40	37	30	0	24	24

$$K_{\text{инс}} (\text{Схід}) = (1 - 0,15 \cdot \text{ctg}(0) / 1,8) \cdot (1 - 0,15 \cdot \text{tg}(66) / 1,8) = 0 - 13 \text{ год.}$$

Таблиця 6.1.5 – Отримані значення $K_{\text{инс}}$

Час.....	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$K_{\text{инс.}} (\text{Пн})$	0,456												0,456	0,305
$K_{\text{инс.}} (\text{Сх})$	0,224	0	0,673	0,764	0,812	0,715	0							
$K_{\text{инс.}} (\text{Пд})$			0,567	0,743	0,812	0,856	0,88	0,856	0,812	0,743	0,567	0		
$K_{\text{инс.}} (\text{З})$								0,632	0,708	0,764	0,826	0	0,869	0,854

a, c – відстані від горизонтального і вертикального елементів затінювання до укосу світлового отвору, м, у нашому випадку їх немає;

K_{opr} – коефіцієнт опромінення, залежний від кутів

$$\gamma_1 = \arctg \frac{L_6}{B+c} \dots i \dots \beta_1 = \arctg \frac{L_2}{H+a}$$

$$K_{opr} = K_{opr.z} \cdot K_{opr.v}$$

Дорівнює множенню коефіцієнтів опромінення $K_{opr.z}$ і $K_{opr.v}$, відповідно для горизонтальної і вертикальної сонцезахисної конструкції, що приймаються залежно від розрахованого відповідного кута

$$\gamma_1 = \arctg(0,15 / 1,8) = 4,76;$$

$$\beta_1 = \arctg(0,15 / 1,8) = 4,76;$$

$$K_{opr} = 0,84 \cdot 0,84 = 0,71$$

$$q_{c.p} = (q_n^e K_{инс.в} + q_p^e K_{opr}) \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \tau_2.$$

$$q_{c.p}(\text{Схід}) = (37 \cdot 0 + 72 \cdot 0,71) \cdot 0,6 \cdot 0,61 \cdot 0,7 = 18 \text{ Вт} - 13 \text{ год.}$$

Таблиця 6.1.6 – Отримані значення $q_{c.p}$

Час.....	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$q_{c.p}$ (Пн)	21	18	20	18	16	15	15	15	15	16	18	20	23	17
$q_{c.p}$ (Сх)	32	29	120	127	103	56	18	17	15	15	15	14	11	6
$q_{c.p}$ (Пд)	6	14	18	33	54	75	87	85	72	52	30	18	14	6
$q_{c.p}$ (З)	6	11	14	15	15	15	17	24	56	98	135	33	129	79

Теплоприпливи обумовлені теплопередачею.

Умовна температура зовнішнього середовища при вертикальному заповненні світлових отворів:

$$t_{в.ум} = t_{зов.ср.} + 0,5 A_{t_{зовн.}} \beta_2 + \frac{J_{np} K_{инс.в} + J_p K_{opr}}{\alpha_n} \rho \cdot \tau_2, \text{ } ^\circ \text{C}$$

β_2 – коефіцієнт, що враховує гармонійну зміну температури зовнішнього повітря, для кожної години доби.

$$\beta_2 = -0,5 - \text{Північ.}$$

$$\beta_2 = 0 - \text{Схід.}$$

$$\beta_2 = 0,87 - \text{Південь.}$$

$$\beta_2 = 0,71 - \text{Захід.}$$

де τ_2 – коефіцієнт, що враховує затінення світлового отвору рамою вікна;

$$\tau_2 = 0,7..0,9;$$

$t_{зовн..}$ – температура зовнішнього повітря;

$J_{пр}, J_p$ – кількість теплоти відповідно до прямої і розсіяної радіації, що поступає в кожну годину розрахункової доби на вертикальну поверхню:

Час....	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
$J_{пр}$ Пн	45	125	99											99	125	45
J_p Пн	8	52	94	104	96	86	81	80	80	81	86	96	104	94	52	8
$J_{пр}$ Сх	90	332	514	579	563	452	279	105								
J_p Сх	16	79	151	177	163	135	108	98	87	81	81	80	73	59	30	6
$J_{пр}$ Пд				7	99	199	276	314	314	276	199	99	7			
J_p Пд	7	31	73	96	106	110	113	114	114	113	110	106	96	73	31	7
$J_{пр}$ З									105	279	452	563	579	514	332	90
J_p З	6	30	59	73	80	81	81	87	98	108	135	163	177	151	79	16

ρ – приведений коефіцієнт поглинання сонячної радіації заповнення світлових отворів;

$\alpha_{зов}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні обгороджування, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$, залежний від швидкості вітру.

$$t_{в,ум}(Схід) = 30,5 + 0,5 \cdot 12,3 \cdot 0 + ((105 \cdot 0 + 98 \cdot 0,71) / 17) \cdot 0,4 \cdot 0,8 = 27,3 - 13 \text{ год.}$$

Таблиця 6.1.7 – Отримані значення $t_{в,ум}$

Час....	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$t_{ум.}$ (Пн)	0,4	0,4	0,4	0,3	0,2	2,4	30,6	26,3	29,1	26,8	23,9	22,5
$t_{ум.}$ (Сх)	0,4	0,4	0,4	0,3	0,2	4,6	43,1	42,3	158,6	165,9	140,4	85,9
$t_{ум.}$ (Пд)	0,4	0,4	0,4	0,3	0,2	2,1	8,8	20,4	27,9	50,2	75,9	97,7
$t_{ум.}$ (З)	0,4	0,4	0,4	0,3	0,2	1,8	8,5	16,5	20,4	22,3	22,5	22,5

Час.....	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$t_{ум.}$ (Пн)	22,3	22,3	22,6	24,1	27,0	29,3	39,2	25,5	2,6	0,4	0,4	0,5
$t_{ум.}$ (Сх)	27,3	24,3	22,6	22,7	22,5	20,6	16,8	8,7	2,0	0,4	0,4	0,5
$t_{ум.}$ (Пд)	109,1	107,1	94,3	72,2	45,5	27,0	20,7	9,0	2,3	0,4	0,4	0,5
$t_{ум.}$ (З)	24,2	45,9	85,5	134,5	176,0	167,5	101,8	4,8	0,4	0,4	0,4	0,5

Питома кількість теплоти, $Вт$, що поступає в приміщення в кожну годину розрахункової доби через вікна від сонячної радіації і теплопровідності:

$$q_{скл} = q_{с.р} + (t_{ум} - R_{0\text{ потр.}}) / R_{вікна}$$

$$q_{скл} (\text{Схід}) = 18 + (27,3 - 0,2) / 0,34 = 98 \text{ Вт} - 13 \text{ год.}$$

Таблиця 6.1.8 – Отримані значення $q_{скл}$

Час.....	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
q (Пн)	1	1	0	0	0	6	110	95	105	96	86	81
q (Сх)	1	1	0	0	0	13	158	152	585	614	515	308
q (Пд)	1	1	0	0	0	6	31	74	100	180	277	362
q (З)	1	1	0	0	0	5	30	59	73	80	81	81

Час.....	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
q (Пн)	80	80	81	87	97	105	137	92	7	1	1	1
q (Сх)	98	87	81	81	81	74	60	31	5	1	1	1
q (Пд)	407	399	349	263	163	97	74	32	6	1	1	1
q (З)	87	159	307	493	652	179	621	378	14	1	1	1

Отже, теплоприплив в приміщення №15 о 13-ій годині ранку буде складати:

$$Q_{скл.} = q_{скл} \cdot n_{віконь}, \text{Вт}$$

$$Q_{скл.} = 98 \cdot 2 = 196 \text{ Вт}$$

6.1.4 Розрахунок теплоприплива від штучного освітлення

$$Q_{осв.} = \beta_{осв.} \cdot \Phi \cdot F_n,$$

де $\beta_{осв.}$ – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищеросташоване приміщення;

Φ - питома теплота від освітлення;

F_n – площа підлоги приміщення.

Розрахуємо теплоприпливи від штучного освітлення у 15-му приміщенні, площа якого 35 м^2 :

$$Q_{осв.} = 0,5 \cdot 15 \cdot 35 = 262 \text{ Вт}$$

6.1.5 Розрахунок теплоприплива від людей

$$Q_{\text{люд}} = n \cdot q_{\text{люд}}$$

Для прикладу розрахуємо теплоприпливи від людей у 15-му приміщенні.

$n = 6$ – кількість людей;

$q_{\text{люд}} = 106,7 \text{ Вт}$ – тепловиділення від однієї людини в стані спокою.

$$Q_{\text{люд}} = 6 \cdot 106,7 = 640,2 \text{ Вт}$$

6.1.6 Розрахунок теплоприплива від устаткування

$$Q_{\text{уст.}} = k_{\text{одн.}} \cdot k_{\text{завант.}} \cdot \zeta \cdot \sum_{i=1}^n N_y \text{ Вт}$$

де $k_{\text{одн.}}$ – коефіцієнт одночасності;

$k_{\text{завант.}}$ – коефіцієнт завантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

ζ – витрачена частина потужності і теплоти;

N_y – настановна потужність обладнання.

Розрахуємо теплонадходження від устаткування у 15-му приміщенні санаторія, в якому розташовано два комп'ютери:

$$Q_{\text{уст.}} = 0,85 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot (350 \cdot 2) = 291 \text{ Вт.}$$

6.1.7 Загальний теплоприплив у приміщення №15

Загальним теплоприпливом є сумарний теплоприплив від усіх джерел тепла, що знаходяться у даному (№ 15) приміщенні:

$$Q = Q_{\text{огор.}} + Q_{\text{склін.}} + Q_{\text{освю}} + Q_{\text{люд.}} + Q_{\text{уст.}} \text{ Вт}$$

$$Q = 436 + 1170 + 640 + 291 + 261 = 2800 \text{ Вт} = 2,8 \text{ кВт}$$

Таблиця 6.1.9 - Результати розрахунку теплоприпливів влітку по кожному приміщенню

№ Приміщення	Площа зовнішньої стіни (без скління) $F_{ст}, M^2$	Площа скління $F_{скл}, M^2$	Теплонадходження через зовнішні стіни $Q_{ст}, Вт$	Теплонадходження через зовнішні стіни $Q_{ст}, Вт$	Теплонадходження через вікна $Q_{скл}, Вт$	Тепловиділення від людей $Q_{люд}, Вт$	Тепловиділення від обладнання $Q_{обл}, Вт$	Тепловиділення від освітлення $Q_{осв}, Вт$	Теплопритоки загальні $Q_{заг}, Вт$
1	26,565	0	19	504,735	0	445,5	499,8	275,25	1725,285
	26,565	0	15	624,2775	0				624,2775
2	18,72	6,48	11	251,5968	274	213,4	145,775	124,5	1009,2718
3	16,62	6,48	19	390,57	1170	640,2	616,42	240,75	3057,94
4	20,04	6,48	11	269,3376	274	533,5	874,65	135,75	2087,2376
	13,61	0	19	319,835	0				319,835
5	9,7	3,24	19	227,95	585	106,7	145,775	130,5	1195,925
6	9,024	3,24	19	212,064	585	445,5	333,2	123,75	1699,514
7	26,16	3,24	19	614,76	585	960,3	1332,8	309	3801,86
8	9,7	3,24	19	227,95	585	640,2	499,8	130,5	2083,45
9	15,255	6,48	19	376,7985	1304	1604,8	924,63	241,5	4451,7285
10	9,024	3,24	19	222,8928	652	106,7	0	123	1104,5928
11	12,94	0	19	319,618	0	742,5	437,325	132	1631,443
12	9,7	3,24	19	227,95	585	533,5	437,325	132	1915,775
13	9,7	3,24	19	227,95	585	213,4	249,9	123	1399,25
14	8,1	3,24	19	190,35	585	533,5	666,4	114	2089,25
15	18,552	6,48	19	435,972	1170	640,2	291,55	261,75	2799,472
16	10,7	3,24	19	251,45	585	320,1	291,55	142,5	1590,6
17	18,72	6,48	19	439,92	1170	533,5	437,325	264	2844,745
18	19,86	3,24	19	490,542	652	1188	437,325	240	3007,867
19	39,42	9,72	19	973,674	1956	1930,5	1666	521,25	7047,424
22	0	0	19	0	0	297	0	107,25	404,25
23	9,36	3,24	19	125,7984	137	4455	583,1	1818	7118,8984
	9,36	3,24	19	177,84	399				576,84
	21,96	3,24	19	542,412	652				1194,412
	14,82	3,24	19	366,054	652				1018,054
	21,96	3,24	19	542,412	585				1127,412
24	26,565	0	19	504,735	0	148,5	833	116,25	1602,485
	11,76	0	15	290,472	0				290,472

Вс ьог о	464,46	97,2		10341	15727	17232	11704	5806,5	60819,57
-------------------------	---------------	-------------	--	--------------	--------------	--------------	--------------	---------------	-----------------

6.2 РОЗРАХУНОК ВОЛОГОВИДІЛЕНЬ ВІД РІЗНИХ ДЖЕРЕЛ

6.2.1 Вологовиділення від людей

$$W_l = n \cdot w_l, \text{ кг/с},$$

де w_l - кількість вологи, яку виділяє одна людина, залежно від температури приміщення та важкості навантаження на людину, кг/с;

n – кількість людей у приміщенні.

Розрахуємо вологовиділення від людей у приміщенні №15, в якому люди знаходяться у стані спокою при температурі 22°C :

$$W_l = 5 \cdot 0,000012 = 0,00006 \text{ кг/с}$$

6.2.2 Вологовиділення від вологого прибирання

$$W = \sigma \cdot F \cdot (d''_B \cdot d_B) \cdot \psi,$$

σ – коефіцієнт вологовипаровування:

$$\sigma = \alpha_6 / C^{B.II}, \text{ кг}_{\text{с.в.}}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

$$\sigma = 17 / 24,4 = 0,7 \text{ кг}_{\text{с.в.}}/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

$C^{B.II}$ – теплоємність вологого повітря:

$$C_p^{B.II} = C_p^c + C_p^n \cdot d_{\text{сер.}}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

$$C_p^{B.II} = 1,006 + 1,86 \cdot 12,6 = 24,4 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

$$d_{\text{сер.}} = (d_w + d_6) / 2, \text{ кг}/\text{кг}_{\text{с.в.}}$$

$$d_{\text{сер.}} = (16,8 + 8,4) / 2 = 12,6 \text{ кг}/\text{кг}_{\text{с.в.}};$$

α_6 – коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;

F – площа відкритої поверхні води або підлоги, м^2 ;

d''_6 – вологовміст насиченого повітря в приміщенні, $\text{кг}/\text{кг}_{\text{с.в.}}$.

d_6 – вологовміст повітря в приміщенні, $\text{кг}/\text{кг}_{\text{с.в.}}$.

ψ – коефіцієнт, що показує час, який підлога мокра за добу, приймаємо $\psi = 10\%$.

Розрахуємо вологовиділення від вологого прибирання у приміщенні №15:

$$W = 0,7 \cdot 35 \cdot ((16,8 - 8,4) \cdot 10^{-3}) \cdot 0,1 = 0,00025 \text{ кг/с}$$

Таблиця 6.2.1 - Результати розрахунків вологовиділень по кожному окремому приміщенні

№ Приміщення	Площа приміщення $F_{пр. м^2}$	Кількість людей, n	Вид навантаження	Кількість тепла, яке виділяється однією людиною $q_{пл. люд}$	Вологовиділення однієї людини $W_{пл. кг/с}$	Вологовиділення від людей $W_{люд., кг/с}$	Вологовиділення від вологого приборання $W_{вол. пр., кг/с}$	Вологовиділення загальні $W_{заг., кг/с}$
1	36,7	3	Легке	148,5	0,000025	0,000075	0,0002605	0,000335535
2	16,6	2	Спокій	106,7	0,000012	0,000024	0,0001178	0,000141844
3	32,1	6	Спокій	106,7	0,000012	0,000072	0,0002279	0,000299879
4	18,1	5	Спокій	106,7	0,000012	0,00006	0,0001285	0,000188492
5	17,4	1	Спокій	106,7	0,000012	0,000012	0,0001235	0,000135523
6	16,5	3	Легке	148,5	0,000025	0,000075	0,0001171	0,000192134
7	41,2	9	Спокій	106,7	0,000012	0,000108	0,0002925	0,00040048
8	17,4	6	Спокій	106,7	0,000012	0,000072	0,0001235	0,000195523
9	32,2	8	Середнє	200,6	0,000044	0,000352	0,0002286	0,000580589
10	16,4	1	Спокій	106,7	0,000012	0,000012	0,0001164	0,000128424
11	17,6	5	Легке	148,5	0,000025	0,000125	0,0001249	0,000249943
12	17,6	5	Спокій	106,7	0,000012	0,00006	0,0001249	0,000184943
13	16,4	2	Спокій	106,7	0,000012	0,000024	0,0001164	0,000140424
14	15,2	5	Спокій	106,7	0,000012	0,00006	0,0001079	0,000167905
15	34,9	6	Спокій	106,7	0,000012	0,000072	0,0002478	0,000319756
16	19	3	Спокій	106,7	0,000012	0,000036	0,0001349	0,000170882
17	35,2	5	Спокій	106,7	0,000012	0,00006	0,0002499	0,000309886
18	32	8	Легке	148,5	0,000025	0,0002	0,0002272	0,000427169
19	69,5	13	Легке	148,5	0,000012	0,000156	0,0004934	0,000649383
22	14,3	2	Легке	148,5	0,000012	0,000024	0,0001015	0,000125516
23	242,4	30	Легке	148,5	0,000012	0,00036	0,0017208	0,002080806
24	15,5	1	Легке	148,5	0,000012	0,000012	0,00011	0,000122035
	774,2	129				0,002051	0,0054961	0,007547071

6.3 ВТРАТИ ТЕПЛОТИ ЧЕРЕЗ ОГОРОДЖУЮЧІ КОНСТРУКЦІЇ ПРИМІЩЕНЬ В ЗИМОВИЙ ПЕРІОД РОКУ

6.3.1 Втрати теплоти через зовнішні стіни

Основні і додаткові втрати теплоти слід визначати підсумовуючи втрати теплоти через окремі обгороджуючі конструкції Q , $Вт$, з округленням до $10 Вт$ для приміщень по формулі:

$$Q = 0,5 \cdot k \cdot F \cdot (t_{зовн.} - t_{в.}),$$

де k – коефіцієнт теплопередачі для стін;

$t_{в.}$ – розрахункова температура повітря, в приміщенні для зимового періоду року;

$t_{зовн.}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для холодного періоду року при розрахунку втрат теплоти через зовнішні обгороджування, або температуру повітря холоднішого приміщення - при розрахунку втрат теплоти через внутрішні обгороджування.

Визначимо втрати теплоти через зовнішні стіни для приміщення №15:

$$Q = 0,5 \cdot 0,75 \cdot 18,55 \cdot (-6 - 20) = -181 Вт$$

6.3.2 Втрати теплоти через дах

Втрати теплоти через дах не враховуються, т.я. над приміщеннями, які нам треба кондиціонувати, знаходиться поверх з номерами, які теж кондиціонуються.

6.3.3 Втрати теплового потоку скління для приміщення

$$Q_{склін.} = 0,5 \cdot k_{склін.} \cdot F_{склін.} \cdot (t_{зовн.} - t_{в.})$$

$$Q = 0,5 \cdot 1,2 \cdot 6,5 \cdot (-6 - 20) = -101 Вт$$

6.3.4 Загальна кількість втрат тепла

Загальним теплоприпливом є сумарний теплоприплив від усіх джерел тепла, що знаходяться у даному (№ 15) приміщенні:

$$Q = Q_{огор.} + Q_{склін.} + Q_{освю} + Q_{люд.} + Q_{уст.}, \text{ Вт}$$

$$Q = -181 + (-101) + 640 + 291 + 261 = 910 \text{ Вт} = 0,91 \text{ кВт}$$

Таблиця 6.3.1 - Результати розрахунків теплоприпливів у всі приміщення в холодний період року, отримані для кожного приміщення

№	Приміщення зовнішньої стіни (без скління) $F_{склн}$ площа	скління $F_{ст}$	Тепловиділення від людей $Q_{люд}, Вт$	Тепловиділення від обладнання	Тепловиділення від освітлення $Q_{осв}$	у холодний період року через стіни,	у холодний період року через вікна,	ви у холодний період року,
1	26,565	0	445,5	499,8	275,25	-259,00875	0	961,54125
	26,565	0				-259,00875	0	-259,00875
2	18,72	6,48	213,4	145,775	124,5	-182,52	-101,088	200,067
3	16,62	6,48	640,2	616,42	240,75	-162,045	-101,088	1234,237
4	20,04	6,48	533,5	874,65	135,75	-195,39	-101,088	1247,422
	13,61	0				-132,6975	0	-132,6975
5	9,7	3,24	106,7	145,775	130,5	-94,575	-50,544	237,856
6	9,024	3,24	445,5	333,2	123,75	-87,984	-50,544	763,922
7	26,16	3,24	960,3	1332,8	309	-255,06	-50,544	2296,496
8	9,7	3,24	640,2	499,8	130,5	-94,575	-50,544	1125,381
9	15,255	6,48	1604,8	924,63	241,5	-148,73625	-101,088	2521,10575
10	9,024	3,24	106,7	0	123	-87,984	-50,544	91,172
11	12,94	0	742,5	437,325	132	-126,165	0	1185,66
12	9,7	3,24	533,5	437,325	132	-94,575	-50,544	957,706
13	9,7	3,24	213,4	249,9	123	-94,575	-50,544	441,181
14	8,1	3,24	533,5	666,4	114	-78,975	-50,544	1184,381
15	18,552	6,48	640,2	291,55	261,75	-180,882	-101,088	911,53
16	10,7	3,24	320,1	291,55	142,5	-104,325	-50,544	599,281
17	18,72	6,48	533,5	437,325	264	-182,52	-101,088	951,217
18	19,86	3,24	1188	437,325	240	-193,635	-50,544	1621,146
19	39,42	9,72	1930,5	1666	521,25	-384,345	-151,632	3581,773
22	0	0	297	0	107,25	0	0	404,25
23	9,36	3,24	4455	583,1	1818	-91,26	-50,544	6714,296
	9,36	3,24				-91,26	-50,544	-141,804
	21,96	3,24				-214,11	-50,544	-264,654
	14,82	3,24				-144,495	-50,544	-195,039
	21,96	3,24				-214,11	-50,544	-264,654
24	26,565	0	148,5	833	116,25	-259,00875	0	838,74125
	11,76	0				-114,66	0	-114,66
	464,46	97,2	17232,5	11703,65	5806,5	-4528,485	-1516,32	28697,845

6.3.5 Приклад розрахунку будівлі втеплий період (кондиціювання) та холодний період (опалення)



Теплові втрати

Температура зовнішнього повітря -18

Температура в приміщенні 23

Для визначення теплових втрат будинку потрібно для початку потрібно визначити коефіцієнти теплопровідності підлоги, стінки та покриття:

Коефіцієнт теплопровідності стінки:

$$K_{ст} = \left(\frac{1}{12} + \frac{0,06}{3,49} + \frac{0,5}{0,9} + \frac{0,02}{0,05} + \frac{0,04}{0,64} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,86$$

Коефіцієнт теплопровідності підлоги:

$$K_{пдл} = \left(\frac{1}{12} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,08}{1,86} + \frac{0,02}{0,15} + \frac{0,001}{0,04} + \frac{0,035}{0,98} + \frac{0,03}{0,58} \right)^{-1} = 0,63$$

Коефіцієнт теплопровідності покриття:

$$K_{\text{пок}} = \left(\frac{1}{12} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,001}{0,04} + \frac{0,05}{0,035} + \frac{0,22}{1,41} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,56$$

Розрахуємо теплові втрати для вітальні.

Теплові втрати скрізь стінки:

$$Q_{\text{ст}} = K_{\text{ст}} * F_{\text{ст}} * \Delta t = 0,86 * ((9,4 * 3,209 + 6,5 * 3,209) - 2,25 - 1,5) * (-18 - 23) = -1667$$

Теплові втрати скрізь вікна:

$$Q_{\text{вік}} = K_{\text{вік}} * F_{\text{вік}} * \Delta t = 3 * 3,75 * (-18 - 23) = -461$$

Теплові втрати скрізь підлогу:

$$Q_{\text{пдл}} = K_{\text{пдл}} * F_{\text{пдл}} * \Delta t = 0,63 * 51 * (4 - 23) = -611$$

Теплові втрати скрізь дах:

$$Q_{\text{дах}} = K_{\text{дах}} * F_{\text{дах}} * \Delta t = -0,56 * 51 * (-18 - 23) = -1171$$

Інші кімнати розраховуємо таким самим принципом та заносимо в таблицю:

Назва кімнати	Площа	Втрати				
		Скрізь стінки	Скрізь вікна	Скрізь підлогу	Скрізь дах	Загальні
Вітальня	51	1667	461	611	1171	3910
Кухня	12,5	882	185	144	287	1498
Комора	5	192	-	60	115	367
Передпокій	9	328	-	108	207	643
Спальня	18,2	1067	185	218	418	1888
Пральня	6	204	31	72	138	445
С/в	9	263	31	108	207	609
Гардероб	3	-	-	36	69	105
С/в	2,4	-	-	30	57	87
Спальня	21	1286	185	251	482	2204
Тепловий насос	7,4	251	-	89	170	510
Хол	15	-	-	180	344	524
Будинок	159,5	6140	1078	1907	3272	12397

Отже, загальне теплове навантаження теплового насоса складає 12,4 кВт.

7. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

Вихідні дані: $Q_0 = 12,4$ кВт;

$$t_0 = 0^\circ\text{C};$$

$$t_k = 67^\circ\text{C}.$$

Цикл холодильної машини

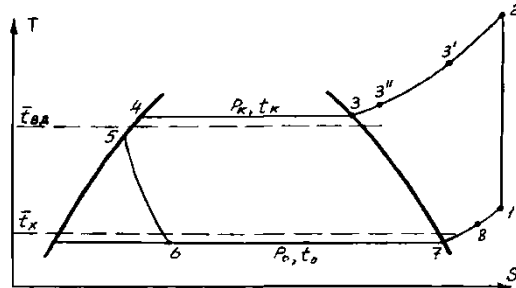


Рис.7.1 – Зображення циклу холодильної машини в діаграмі S-T

Таблиця 7.1 – Параметри циклу

Параметри	Од. вим.	Точки						
		1	1'	2	3	4	5	6
Тиск, p	МПа	0,2928	0,2928	1,9783	1,9783	1,9783	1,9783	0,2928
Температура, t	°C	0	20	92,7	67	67	63	0
Ентальпія, h	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	398,6	416	462	428,2	299,14	292,27	292,27
Об'єм, v	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$		0,0762					

Питомі характеристики циклу.

Питома масова теплопродуктивність:

$$q_0 = h_{1'} - h_5, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

$$q_0 = h_{1'} - h_5 = 416 - 292,27 = 123,73 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питома об'ємна теплопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right)$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{123,73}{0,0762} = 1624 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right)$$

Питома адіабатна робота стиску:

$$l = h_2 - h_{1'}, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

$$l = h_2 - h_{1'} = 462 - 416 = 46 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питоме тепло, відведене в конденсаторі:

$$q_k = h_3 - h_4, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

$$q_k = h_3 - h_4 = 428,2 - 299,14 = 183 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{12,4}{123,73} = 0,1 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1, \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

$$V_d = M_a \cdot v_1 = 0,1 \times 0,0762 = 0,00762 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_c \times \lambda'_w,$$

де:

$$\lambda_c = 1 - c \times \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (2.40) \quad \lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \times T_k + \beta \times \theta'}$$

λ_c – коефіцієнт подачі, який враховує вплив «мертвого простору»;

c – відносна величина «мертвого простору». В компресорі приймається $c = 0,03$;

m – показник політропи зворотного розширення з «мертвого простору»;

λ'_w – коефіцієнт, який враховує об'ємні втрати, обумовленні дроселюванням пари в клапанах, підігрів пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей;

θ – загальний перегрів робочої речовини на всмоктуванні:

$$\theta = t_1 - t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\theta = t_1 - t_0 = 20 - 0 = 20^\circ\text{C}$$

$$\lambda_c = 1 - 0,03 \times \left[\left(\frac{19,7}{2,91} \right)^1 - 1 \right] = 0,827$$

$$\lambda'_w = \frac{273 + 20}{1,12 \times 340 + 0,5 \times 20} = 0,75$$

$$\lambda = 0,827 \times 0,75 = 0,62$$

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} \left(\frac{M^3}{c} \right)$$

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,00762}{0,62} = 0,0123 \left(\frac{M^3}{c} \right)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{ (кВт)}$$

$$N_a = M_a \cdot l = 0,1 \cdot 46 = 4,6 \text{ (кВт)}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ (кВт)}$$

де η_i – індикаторний ККД.

$$\eta_i = \lambda'_w + b \times t_0,$$

b – коефіцієнт: $b = 0,0025$

$$\eta_i = 0,75 + 0,0025 \times 0 = 0,75$$

$$N_i = \frac{4,6}{0,75} = 6,13 \text{ (кВт)}$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{ітр}, \text{ кВт}$$

де $P_{ітр}$ – середній індикаторний тиск тертя, приймаємо $P_{ітр} = 50$ кПа

$$N_{тр} = 0,0123 \cdot 50 = 0,615 \text{ (кВт)}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_{тр} + N_i, \text{ (кВт)}$$

$$N_e = N_{тр} + N_i = 0,615 + 6,13 = 6,745 \text{ (кВт)}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}}, \text{ (кВт)}$$

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} = \frac{6,745}{0,85} = 7,94 \text{ (кВт)}$$

8. РОЗРАХУНОК ВИПАРНИКА

Середня (визначальна) температура води:

$$t_s = 0,5 \cdot (t_{s1} + t_{s2}) = 0,5 \cdot (10 + 6) = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Фізичні параметри води при температурі t_s визначаємо по таблицям:

$\nu = 1,403 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda = 0,569 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопроводності;

$c_s = 4,208 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – питома теплоємність;

$\rho = 999,7 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність;

$Pr = 10,35$ – число Прандтля.

Температура кипіння холодоагенту $t_0 = t_{s2} - 6 = 0^\circ\text{C}$.

Значення температурного напору $\theta_{\text{Л}}$, підохолодження води Δt_s і швидкості води ω_s , якими можна керуватися при розрахунку фреонових випарників з кипінням холодоагенту всередині труб, наведені в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1

$t_0, ^\circ\text{C}$	Холодоносіє	Холодоагент – фреон		
		$\omega_s, \text{м/с}$	$\theta_{\text{Л}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_s, ^\circ\text{C}$
0	Вода	1,0	4	4

У даному випарнику з кипінням агента R-134a усередині труб, приймаємо рух холодоносія в міжтрубному просторі упоперек пучка труб. На рис. 8.1 наведена схема руху води в міжтрубному просторі випарника.

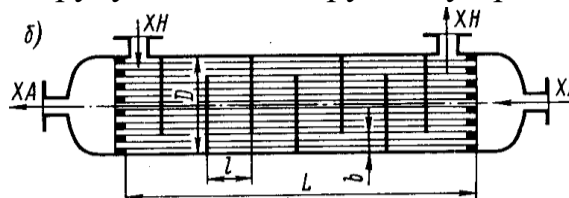


Рис. 8.1 – Схема руху холодоносія: ХН – вода; ХА – холодоагент

В якості теплообмінної поверхні приймаємо мідні труби $\Phi 20 \times 3$ мм з внутрішнім оребренням, що утворює десять каналів. Загальний вигляд оребреної труби наведений на рис. 8.2. Геометричні параметри труб приведені на рис. 8.2 і в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2

Живий переріз, мм^2	$F_{\text{ВН}}, \text{м}^2/\text{м}$	$\beta = F_{\text{ВН}}/F_{\text{Н}}$	$d_{\text{э}}, \text{мм}$	Маса, кг/м
129,24	0,158	2,52	2,98	1,031

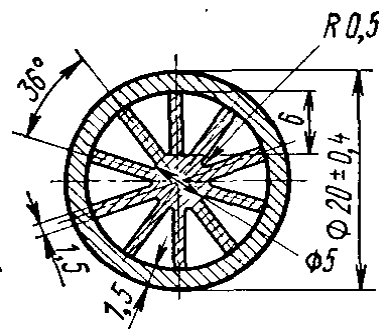


Рис.8.2 – Оребрена труба

Температурний напір:

$$\theta_L = (t_{S1} - t_{S2}) / \ln [(t_{S1} - t_0) / (t_{S2} - t_0)] = (10 - 6) / \ln [(10 - 0) / (6 - 0)] = 7,83 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємося швидкістю руху води в живому перерізі пучка $\omega_S = 1 \text{ м/с}$.

Режим руху води:

$$Re = \omega_S \cdot d_H / \nu = 1 \cdot 0,02 / (1,403 \cdot 10^{-6}) = 14255.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води α_S :

$$\alpha_S = Nu \cdot \lambda / d_H = 288,3 \cdot 0,569 / 0,02 = 8202 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

де число Нуссельта для шахового гладкотрубного пучка:

$$Nu = 0,40 \cdot Re^{0,60} \cdot Pr^{0,36} \cdot \varepsilon_S = 0,40 \cdot 14255^{0,6} \cdot 10,35^{0,36} \cdot 1 = 288,3$$

де ε_S – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив кроків труб в пучку.

Приймаємо $S_1 = S_2 = 0,026 \text{ м}$. Для шахових пучків при $S_1/S_2 < 2$ $\varepsilon_S = (S_1/S_2)^{1/6} = 1$.

Щільність теплового потоку з боку води, віднесена до зовнішньої поверхні, з урахуванням термічних опорів стінки труби $\delta_{СТ}/\lambda_{СТ}$ і забруднень δ_3/λ_3 :

$$q_H = \theta_S / [(1/\alpha_S + \delta_{СТ}/\lambda_{СТ} + \delta_3/\lambda_3)] = \theta_S / [(1/8202) + (0,3 \cdot 10^{-3})] = 2370 \cdot \theta_S \text{ Вт/м}^2, (*)$$

де θ_S – різниця середніх значень температур зовнішньої поверхні труб і води, $^\circ\text{C}$; $(\delta_{СТ}/\lambda_{СТ} + \delta_3/\lambda_3) = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{К)/Вт}$ – сумарний термічний опір стінки труби і забруднень.

Задаємося швидкістю руху агента в трубах апарату – $\omega_0 = 0,2 \text{ м/с}$.

При масовій швидкості агента $\omega_0 \rho_0 = 0,2 \cdot 1000 = 200 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$ число труб в одному ході апарату :

$$n = M_A / (F_{ЖС} \cdot \omega_0 \rho_0) = 0,1 / (1,2924 \cdot 10^{-4} \cdot 200) = 3,87 \text{ шт.}$$

де $M_A = Q_0 / (h_2 - h_1) = 16,86 / 170 = 0,1 \text{ кг/с}$ – масова витрата холодоагенту; $(h_2 - h_1) = 170 \text{ кДж/кг}$ – різниця ентальпій холодоагенту на виході і вході випарника; $\rho_0 = 1308,4 \text{ кг/м}^3$ – щільність рідкого холодоагенту при температурі кипіння; $F_{ЖС}$ - живий переріз проходу агента усередині труби, м^2 (табл.2).

Отримане значення n округлюємо до цілого значення $n = 4$ і по ньому уточнюємо розрахункову величину швидкості агента в трубах апарату ω_0 .

$$\omega_0 = G_A / (F_{ЖС} \cdot n \cdot \rho_0) = 0,1 / (1,2924 \cdot 10^{-4} \cdot 4 \cdot 1000) = 0,19 \text{ м/с.}$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі при кипінні R-134a, при повному його випаровуванні, для внутрішньообреблених десятиканальних труб при $\omega_0 \rho_0 = 90\text{-}200 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}$ і $q_{ВН} \leq 10000 \text{ Вт/м}^2$

$$\alpha_{ПР} = 100 \cdot (\omega_0 \rho_0)^{0,7} \cdot (d_{ЭКВ})^{-0,1} \cdot (P_0/P_{КР})^{0,4} \text{ Вт/(м}^2\text{К)},$$

тоді щільність теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби з боку холодоагенту:

$$q_{ВН} = \alpha_{ПР} \cdot \theta_0 = 100 \cdot (200)^{0,7} \cdot (2,98 \cdot 10^{-3})^{-0,1} \cdot (0,2928/5)^{0,4} \cdot \theta_0 = 2346 \cdot \theta_0 \text{ Вт/м}^2$$

де $d_{\text{ЭКВ}} = 2,98 \cdot 10^{-3}$ м – еквівалентний діаметр труби (табл. 2); P_0 і $P_{\text{КР}}$ – відповідно, тиск насиченої пари і критичний тиск холодоагенту, Па; θ_0 – різниця між температурами внутрішньої стінки труби і кипіння агента, °С.

Щільність теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні труби з боку холодоагенту:

$$q_H = q_{\text{ВН}} \cdot \beta = 2346 \cdot \theta_0 \cdot 2,52 = 5911,92 \cdot \theta_0 \text{ Вт/м}^2 \quad (**)$$

де $\beta = 2,52$ – коефіцієнт оребрення теплообмінної труби.

Отриману систему рівнянь (*) і (**) використовуємо для визначення щільності теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні труби випарника з кипінням холодоагенту усередині труб за допомогою графічного

Оскільки обидві залежності лінійні, для їх побудови досить задатися по одному значенню θ_S і θ_0 .

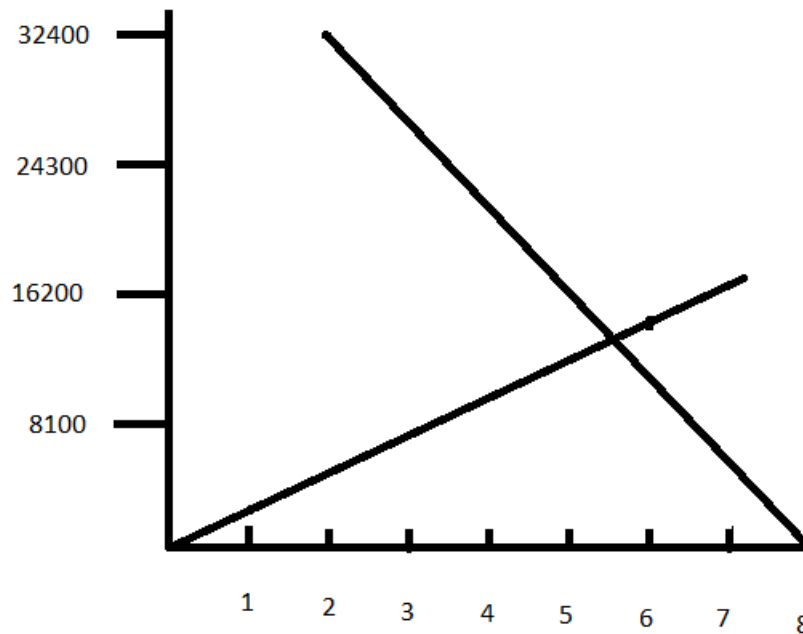


Рис. 8.3 – Залежність $q_H = f(\theta)$

1 ряд – $q_H = f(\theta_0)$; 2 ряд – $q_H = f(\theta_S)$

По графіку рис 8.3. визначаємо $q_H = 13000$ Вт/м².

Теплопередавальна поверхня апарату:

$$F_H = Q_0 / q_H = 12,4 \cdot 10^3 / 13 \cdot 10^3 = 0,954 \text{ м}^2.$$

Довжина труб:

$$\sum L = F_H / (\pi \cdot d_H) = 0,954 / (3,14 \cdot 0,02) = 15,19 \text{ м.}$$

9. РОЗРАХУНОК КОНДЕНСАТОРА

Початкові дані:

- навантажувальна потужність на конденсатор $Q_0 = 19,15$ кВт;
- температура конденсації $t_{\kappa} = 67^{\circ}\text{C}$;
- температура нагріваючої води $t_{w_1} = 60^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо нагрів охолоджувальної води $\Delta t_w = 4^{\circ}\text{C}$, тоді $t_{w_2} = 62^{\circ}\text{C}$.

Знайдемо середньо логарифмічну різницю температур θ_m .

$$\theta_m = \frac{\Delta t_w}{\ln \frac{t_{\kappa} - t_{w_1}}{t_{\kappa} - t_{w_2}}}$$
$$\theta_m = \frac{4}{\ln \frac{67 - 60}{67 - 62}} = 11,89^{\circ}\text{C}$$

Витрата води через конденсатор:

$$G_w = \frac{Q_{\kappa}}{c_w \cdot \Delta t_w}$$
$$G_w = \frac{19,15}{4,183 \cdot 4} = 1,145 \text{ кг/с}$$

Приймаємо швидкість води в апараті $w_w = 0,5$ м/с.

В якості поверхні теплопередачі вибираємо шаховий пучок з мідних труб із зовнішнім оребренням:

$d_{\text{вн}} = 11,8 \cdot 10^{-3}$ м – внутрішній діаметр трубок;

$F'_{\text{вн}} = 0,037$ м²/м – внутрішня площа 1 м трубки;

$F'_r = 0,0336$ м²/м;

$F'_b = 0,11$ м²/м;

$F'_n = F'_r + F'_b = 0,144$ м²/м – зовнішня площа 1 м трубки;

$\beta = \frac{F'_n}{F'_{\text{вн}}} = \frac{0,144}{0,037} = 3,89$ – коефіцієнт оребрення.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку води визначаємо числа Рейнольдса і Нуссельта:

$$\text{Re} = \frac{w_w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}$$

де ν – кінематична в'язкість води м²/с, $\nu = 0,478 \cdot 10^{-6}$ м²/с

$$\text{Re} = \frac{0,5 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 12343$$

Для турбулентного режиму:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

де Pr – параметр, що враховує властивості речовини, $Pr = 6,06$.

$$Nu = 0,021 \cdot 12343^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} = 63$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{BH}}$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності води, $\lambda = 0,659$ Вт/(м·°С)·10⁻⁴

$$\alpha_w = \frac{63 \cdot 0,659}{11,8 \cdot 10^{-3}} = 3518,39 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

Прийmemo сумарний термічний опір стінки труби і забруднень рівним

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,6 \cdot 10^{-4}$ (м²·°С)/Вт і складемо рівняння для визначення щільності

теплового потоку з боку води:

$$q_w = \frac{\theta_m - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

$$q_w = \frac{11,89 - \theta_a}{\frac{1}{3518,39} + 2,6 \cdot 10^{-4}}$$

$$q_w = \frac{11,89 - \theta_a}{\frac{1}{3518,39} + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 1837,5$$

де θ_a - різниця температур конденсації і стінки труби.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента R-134a, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_0}} \cdot n^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \psi_p$$

де Δh – різниця ентальпій пари на вході в конденсатор і рідини, на виході з нього кДж/кг;

ρ – щільність насиченої рідини холодильного агента R-134a при температурі 67 °С, $\rho = 1038$ кг/м³;

λ – коефіцієнт теплопровідності Вт/(м·°С), $\lambda = 0,0677$ Вт/(м·°С);

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості Па·с, $\mu = 0,72 \cdot 10^{-4}$ Па·с;

g – прискорення вільного падіння м/с², $g = 9,81$ м/с²;

n – середнє число труб по вертикалі, $n = 3$;

β – коефіцієнт обрєбрення, $\beta = 3,89$;

ψ_p – коефіцієнт, що враховує різні умови конденсації на горизонтальних і вертикальних ділянках поверхні труби.

$$\Delta h = 178 \text{ кДж/кг}$$

$$\psi_p = 1,3 \cdot \frac{F'_B}{F'_H} \cdot E^{\frac{3}{4}} \cdot \left(\frac{d_0}{h'_p} \right)^{\frac{1}{4}} + \frac{F'_G}{F'_H}$$

де F'_B – площа поверхні вертикальних ділянок ребер на 1 м трубки конденсатора, $\text{м}^2/\text{м}$;

F'_H – площа зовнішньої поверхні 1 м трубки, $\text{м}^2/\text{м}$;

E – ефективність ребра, для низьких накатних ребер $E = 1$;

F'_G – площа поверхні горизонтальних ділянок ребер на 1 м трубки конденсатора, $\text{м}^2/\text{м}$;

h'_p – приведена висота ребра, м;

$$h'_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_H^2 - d_0^2}{d_H} \right)$$

де d_0 – діаметр кола западин, $d_0 = 13,9 \cdot 10^{-3}$ м;

d_H – діаметр кола виступів, $d_H = 16,7 \cdot 10^{-3}$ м;

$$h'_p = \frac{3,14}{4} \cdot \frac{(16,7 \cdot 10^{-3})^2 - (13,9 \cdot 10^{-3})^2}{16,7 \cdot 10^{-3}} = 4,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Підставляємо дані у формулу (5.9) і отримуємо:

$$\psi_p = 1,3 \cdot \frac{0,11}{0,144} \cdot 1^{\frac{3}{4}} \cdot \left(\frac{13,9 \cdot 10^{-3}}{4,03 \cdot 10^{-3}} \right)^{\frac{1}{4}} + \frac{0,0336}{0,144} = 1,565$$

Підставляємо дані у формулу (5.8) і отримуємо:

$$\begin{aligned} \alpha_a &= 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{163 \cdot 1038^2 \cdot 0,0677^3 \cdot 9,81}{0,72 \cdot 10^{-4} \cdot 13,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot 3^{-0,167} \cdot 3,89 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot 1,565 \\ &= 3119,12 \cdot \theta_a^{-0,25} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

Щільність теплового потоку з боку агента, що конденсується:

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a = 3119,12 \cdot \theta_a^{0,75} \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Таким чином, отримана система з двох рівнянь для визначення щільності теплового потоку:

$$\left. \begin{aligned} q_w &= 1837,5 \cdot (11,89 - \theta_a) \\ q_a &= 3119,12 \cdot \theta_a^{0,75} \end{aligned} \right\}$$

Наочний і досить точний результат дає графоаналітичний метод, який базується на тому, що в режимі роботи апарату, що встановився, має місце

рівність $q_w = q_a = q_{вн}$. Це дозволяє визначити фактичне значення щільності теплового потоку $q_{вн}$ як ординату точки перетину графічних залежностей $q_w = 2385 \cdot (3,64 - \theta_a)$ і $q_a = 2889,17 \cdot \theta_a^{0,75}$ у координатних осях $\theta_a - q$. Для побудови згаданих залежностей заздалегідь обчислюють значення q для ряду значень θ_a . Результати приведені нижче.

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
$q_w, \text{Вт/м}^2$	19091,6	18907,9	18724,1	18540,4	18356,6
$q_a, \text{Вт/м}^2$	4227,7	4437,3	4643,8	4847,2	5047,7

За цими даними побудовані криві $q_w = f(\theta_a)$ і $q_a = f(\theta_a)$.

Точка перетину кривих визначає значення $q_{вн} = 9000 \text{ Вт/м}^2$.

Визначимо поверхню теплообміну конденсатора :

$$F_{вн} = \frac{Q_{к}}{q_{вн}}$$

$$F_{вн} = \frac{19400}{9000} = 2,15 \text{ м}^2$$

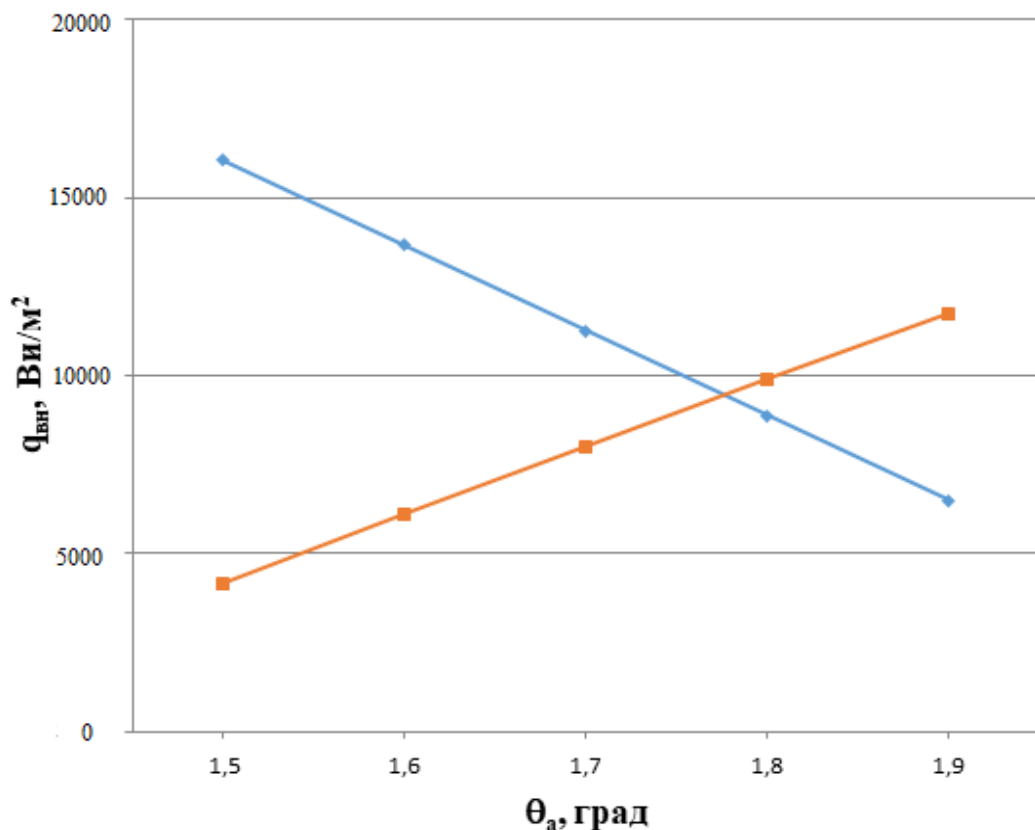


Рис.8.1 – Графоаналітичне визначення щільності теплового потоку в

горизонтальному кожухотрубному конденсаторі

Загальна довжина труб:

$$L = \frac{F_{\text{BH}}}{\pi \cdot d_{\text{BH}}}$$
$$L = \frac{2,15}{3,14 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}} = 58 \text{ м}$$

Число труб:

Приймаємо довжину трубки $l = 1,5$ м.

$$n = \frac{L}{l} = \frac{58}{1,5} = 38,6.$$

Приймаємо кількість труб $n = 80$.

Визначимо гідравлічний (по воді) опір апарату.

Сума гідравлічних опорів тертя:

$$\sum \Delta P_{\text{тр}} = \zeta \cdot \frac{l_{\text{тр}} \cdot z}{d_{\text{BH}}} \cdot \rho \cdot \frac{w_w^2}{2}$$

де ζ – коефіцієнт опору тертя.

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -1,8 \cdot \lg \left(\frac{6,81}{\text{Re}} + \frac{\bar{\Delta}^{1,111}}{4,33} \right) = -1,8 \cdot \lg \left(\frac{6,81}{20000} + \frac{0,016^{1,111}}{4,33} \right) = 4,63$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_{\text{BH}}} = \frac{0,19}{11,8} = 0,016 \text{ – відносна шорсткість;}$$

$$\zeta = \left(\frac{1}{4,63} \right)^2 = 0,0467$$

$$\sum \Delta P_{\text{тр}} = 0,0467 \cdot \frac{1,5 \cdot 6}{11,8 \cdot 10^{-3}} \cdot 996,7 \cdot \frac{1,5^2}{2} = 39939 \text{ Па}$$

Сума місцевих опорів:

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w_w^2}{2}$$

$$\zeta = a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3 = 7 \cdot 1,5 + 7 \cdot 1,5 + 5 \cdot 2,5 = 33,5$$

де $a = 7$ – число вхідних камер;

$\zeta_1 = 1,5$ – коефіцієнт місцевого опору вхідної камери;

$b = 7$ – число вихідних камер;

$\zeta_2 = 1,5$ – коефіцієнт місцевого опору вихідної камери;

$c = 5$ – число поворотів;

$\zeta_3 = 2,5$ – коефіцієнт місцевого опору повороту на 180° усередині камери при переході з одного пучка трубок в інший.

$$\sum \Delta P_m = 33,5 \cdot 996,7 \cdot \frac{1,5^2}{2} = 37563 \text{ Па}$$

Сумарний опір апарату:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_m$$

$$\Delta P = 39939 + 37563 = 77502 \text{ Па}$$

10. Використання природних джерел холоду для охолодження і осушення повітря в СКП

Для охолодження і осушення повітря в ВКВ (системах кондиціонування повітря) можуть бути використані природні джерела холоду (лід, артезіанська або ґрунтова вода), холодильні машини, а також комбінації природних джерел холоду з холодильними машинами.

Застосування природних джерел холоду - льоду, артезіанської або ґрунтовій вод - для охолодження і осушення повітря в СКП. Джерело холоду вибирають виходячи з можливості отримання необхідних параметрів повітря за допомогою того чи іншого джерела холоду, а також в залежності від місцевих умов, наявності необхідних площ для розміщення холодильного обладнання, його дефіцитності, можливості розміщення бунтів льоду, буріння свердловини і якості одержуваної при цьому води і т.п. Остаточне джерело холоду вибирають, порівнюючи можливі варіанти.

10.1. Застосування льоду

В установках кондиціонування повітря застосування льоду може виявитися доцільним в районах з коротким жарким літом і холодною зимою. У кондиціонерах, де лід безпосередньо стикається з повітрям, лід повинен бути виготовлений з води питної якості. Лід, намороженого в природних умовах, найбільш доцільно використовувати шляхом танення безпосередньо в бунт за методом В. А. Бобкова. Лід наморожують на залізобетонній майданчику у вигляді бунту і вкривають шаром засипної теплоізоляції.

Основним недоліком систем з водяним охолодженням є їх громіздкість. Так, для установки кондиціонування повітря, призначеної для роботи протягом 100 літніх днів по 8 год з середньою продуктивністю 230

кВт, потрібно наморозили протягом зими бунт об'ємом 2200 м³, для розміщення якого потрібна площадка розміром 20 × 60 м. Розмістити такий майданчик не завжди можливо як в зв'язку з великою займаною площею, так і за архітектурними міркувань, Тому такі установки застосовують в основному для технологічного кондиціонування повітря, наприклад на молокозаводах.

10.2. Застосування артезіанської і ґрунтової води

Іншим природним джерелом холоду, значно більш широко застосовуваним в СКП, служить артезіанська і ґрунтова вода. Можливість використання артезіанських і ґрунтових вод для цих цілей визначається водоносністю ґрунтових горизонтів, температурою води, її хімічним і бактеріальним складом, жорсткістю та ін.

З перерахованих властивостей температура є основним фактором при вирішенні питання про придатність артезіанських і ґрунтових вод для застосування в СКП, оскільки для здійснення заданого процесу охолодження і осушення повітря температура точки роси воздухоохладителя повинна бути досить низькою, тому артезіанська вода повинна бути тим холодніше, ніж нижча температура повинна підтримуватися в приміщенні з кондиціонером і чим більшою є навантаження на систему по прихованій теплоті (від вологітотоков). Так, для місцевості з розрахунковою температурою зовнішнього повітря 35 °С і відносною вологістю 35-40% в житлових і громадських будівлях, підтримують температуру близько 27 °С при відносній вологості 50-55%. При звичайних співвідношеннях, тепло- і вологітотоков (т. Е.нагрузок по явної та прихованій теплоті) температура повітря на виході з повітроохолоджувача повинна бути близько 15 °С, що досягається застосуванням води, початкова температура якої 11-12 °С.

Якщо ж розрахункова температура зовнішнього повітря 27- 28 °С при відносній вологості 45 – 50 %, то в будівлях підтримують температуру 24 °С при вологості 50 – 55 %. Необхідна температура точки роси на виході з

повітроохолоджувача повинна бути знижена до 11-12 °С. Для цих умов вода з початковою температурою 11-12 °С, яку ми раніше вважали придатною, є занадто теплою. У цьому випадку необхідна вода з температурою не вище 9 °С. Навіть незначне підвищення початкової температури води призведе до різкого погіршення вологісного режиму всередині приміщення. Це стосується головним чином до приміщень з високою питомою навантаженням по прихованій теплоті (з великими вологовиділеннями) - театрам, кінотеатрам, залах засідань, торгових залах ресторанів і т. п.

При використанні в якості повітроохолоджувача форсуночної камери, де вода безпосередньо контактує з повітрям, артезіанська вода повинна бути питної якості. Високий вміст у воді сполук заліза неприпустимо, так як в присутності повітря закис заліза осідає у великій кількості, що призводить до швидкого засмічення розпилювальних форсунок і трубопроводів.

Необхідність застосовувати тільки воду питної якості змушує бурити глибокі свердловини незважаючи на те, що чим глибше свердловина, тим вона дорожча і тим вище температура одержуваної артезіанської води. Другим недоліком схем з використанням артезіанської води в форсуночної камері є дуже велика витрата води на кожен кіловат холодопродуктивності, так як підігрів води в форсуночної камері невеликої (2-4 °С). Так, у СКП для кінотеатру на 3000 посадочних місць, розташованого в центрі Києва, холодонавантаження становить близько 1000 кВт; при цьому об'ємний витрата артезіанської води має дорівнювати 300-350 м³ / год, що пов'язано з необхідністю буріння трьох свердловин на відстані 250-300 м один від одного.

Дуже висока вартість такої СКП, а також технічні труднощі розміщення свердловин очевидні. Здешевлення системи може бути досягнуто тільки за рахунок меншого споживання артезіанської води при проходженні через повітроохолоджувач. Цій умові відповідають повітроохолоджувачі поверхневого типу, в яких вода може підігріватися на 8-10 °С і більше. Для цього теплообмінник повинен мати велику глибину, ніж зазвичай. Оскільки в

поверхневому повітроохолоджувачі немає безпосереднього контакту повітря з водою, то вода необов'язково повинна бути питної якості, аби температура була досить низькою. Це дозволяє використовувати в СКП ґрунтові води, що залягають на невеликій глибині, води гірських річок і т. П. Так як в великих СКП зазвичай неможливо отримати достатню кількість артезіанської води низької температури, щоб повністю задовольнити потребу в холоді, широкого поширення набули комбіновані системи, де поряд з артезіанською водою використовуються холодильні установки. Ці системи можна поділити на дві основні групи: системи з попереднім охолодженням повітря і системи з попереднім охолодженням артезіанської води з свердловин.

У системах з попереднім охолодженням повітря артезіанська вода використовується в повітроохолоджувачі першого ступеня, а в другому ступені використовується, повітроохолоджувач безпосереднього охолодження або повітроохолоджувач, що живиться штучно охолодженою водою або розсоллом. Дану систему застосовують в тих випадках, коли мають у своєму розпорядженні невеликою кількістю артезіанської води досить низької температури. Цю воду, нагріту в першого ступеня охолодження повітря доцільно використовувати ще раз, наприклад для охолодження конденсаторів холодильних машин, після чого вона може бути скинута в каналізацію або назад в ґрунт (в водоносний шар).

Для того щоб якомога повніше використовувати охолоджуючу здатність артезіанської води, після першого ступеня охолодження вода надходить не безпосередньо в конденсатор, де може бути підігріта тільки на 4-5 °С, а в проміжний бак, куди також зливають основну частину отепленої води після конденсатора. В результаті змішування обох потоків артезіанська вода нагрівається на 20-25 °С, а конденсаторная вода охолоджується на 4-5 °С, після чого суміш, самостійним насосом направляється в конденсатор для його охолодження. Якщо в розпорядженні є достатньо велика кількість артезіанської води, але порівняно високої температури, слід застосувати схему з попереднім охолодженням артезіанської води.

Так, якщо на якомусь об'єкті з розрахунковими кліматичними параметрами Одеської області ($t_n = 28 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_n = 40\%$) є в достатній кількості артезіанська вода з температурою $11 \text{ }^\circ\text{C}$, непридатна для прямого використання в кондиціонері, її можна попередньо охолодити на $4 \text{ }^\circ\text{C}$ за допомогою холодильних машин, потім направити в поверхневий повітроохолоджувач, де вона нагрівається на $8 \text{ }^\circ\text{C}$, після чого, як і в попередньому випадку, використовувати для охолодження конденсатора.

При цьому застосування схеми з баком конденсаторної води вже не може зменшити витрату артезіанської води, оскільки він визначається потребою кондиціонера в холодній воді. Тому артезіанську воду після кондиціонера під залишковим тиском пропускають через конденсатор і скидають в дифузійну свердловину або в каналізацію.

У зазначеній системі продуктивність холодильної станції не залежить від холоднагрузки на СКП, а визначається тільки тим - на скільки градусів необхідно охолодити артезіанську воду для належного осушення повітря.

Артезіанська вода в комбінованих схемах, не повинна бути занадто жорсткою, так як при жорсткості понад 20 од. відбувається засмічення трубок конденсаторів осаджувати солями, що викликає підвищення температури конденсації. Схема циркуляції артезіанської води по можливості повинна бути замкнутої, без розриву струменя після кондиціонерів і після конденсаторів холодильних машин - чилери.

У разі застосування збірних баків для холодної артезіанської води їх місткість слід приймати з розрахунку автоматичного включення насосів не більше 6 разів на годину.

ДОДАТОК (приклад виконання КП по дисципліні ПтЕБСНЕ)
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА
ЕКОЕНЕРГЕТИКИ
ФАКУЛЬТЕТ НАФТИ, ГАЗУ ТА ЕКОЛОГІЇ

кафедра екоенергетики, термодинаміки та прикладної екології
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до курсового проекту

бакалавра

(ступінь вищої освіти)

на тему " Використання сонячної енергії на базі теплового насоса для
котеджу площею 180 м²"

Виконав: бакалавр IV курсу, групи ЕЕ-444
напряму підготовки
6.050701 "Електротехніка та
електротехнології"
(шифр і назва напряму підготовки)

(прізвище та ініціали)

Керівник _____
(прізвище та ініціали)

2022

ЗМІСТ

Вступ.....	3
1. Теплові насоси.....	4
1.1. Стандартні об'єкти обігріву.....	4
1.2. Переваги теплового насоса.....	5
1.3. Особливості використання ТН.....	7
1.4. Типи теплових насосів.....	8
1.5. Робочі рідини в ТН.....	8
2. Класифікація ТН за джерелом енергії.....	15
2.1. Відбір енергії ґрунта	15
2.2. Джерело тепла-ґрунтові води.....	16
2.3. ТН типу ґрунт-вода.....	17
2.4. ТН типу вода-вода.....	19
2.5. Джерело тепла навколишнє середовище.....	19
3. Використання сонячної енергії на базі ТН.....	21
3.1. Вихідні дані	21
3.2 Приплив теплоти через зовнішні стіни, перекриття	23
4. Розрахунок сонячного колектору.....	29
5. Розрахунок теплового насосу.....	31
6. Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора.....	33
Список використаної літератури.....	40

					Використання різних джерел тепла на базі теплового насоса			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	.С				143	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	.С.						2	41
Реценз.						ОНТУ гр.ЕЕ -444		
Н. Контр.								
Затверд.								

ВСТУП

Тепловий насос - це прилад, що дозволяє отримувати теплову енергію від низькотемпературних джерел (повітря, води і землі) і використовувати її для обігріву будівель. Екологічний ефект від використання цієї технології полягає в тому, що вона дозволяє повністю уникнути місцевих викидів парникових газів, що утворюються при спалюванні палива. Тому заміна старих котлів, що використовують газ або рідке паливо, на системи, в основі дії яких лежить тепловий насос, стає пріоритетним завданням. Її рішення дозволить не тільки скоротити споживання викопного палива, але і значно знизити викид в атмосферу діоксиду вуглецю.

Застосування теплових насосів різної теплової потужності є принципово новим рішенням проблеми теплопостачання і дозволяє залежно від сезону і умов роботи досягати максимальної ефективності. З ростом цін на енергію і великими вимогами до навколишнього середовища використання теплових насосів в якості опалювальної системи в будинках є найбільш актуальним рішенням проблеми теплопостачання. Теплові насоси мають великий термін служби до капітального ремонту (до 10 - 15 опалювальних сезонів) і працюють повністю в автоматичному режимі. Обслуговування установок полягає в сезонному технічному огляді та періодичному контролі режиму роботи. Термін окупності обладнання не перевищує 2 – 3.

						Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 ТЕПЛОВІ НАСОСИ

1.1.Стандартні об'єкти обігріву

Нагрівачі, що працюють від електрики, є зручним і практичним рішенням для обслуговування житлових, комерційних і господарських будівель. Для роботи пристрою достатньо підключити його до звичайної мережі 220В (або 380В). Різноманітність таких нагрівачів дозволяє забезпечувати прогрівання та повноцінне опалення будівлі без встановлення теплових котлів, прокладання труб та інших монтажних робіт.

- Теплові вентилятори – переносні пристрої спрямованої дії. В основу роботи закладено принцип примусового нагнітання повітря, його подальшого прогріву та форсованої подачі.
- Конвектори – використовуються для обігріву приміщень та опалення будівель. Є переносною або стаціонарною панеллю. В основу роботи закладено принцип конвекції (постійна циркуляція холодного та теплого повітря параболічною траєкторією).
- ІЧ-нагрівачі – використовують короткохвильове або довгохвильове інфрачервоне випромінювання (сонячне тепло) для спрямованої дії на предмети. Обладнання прогриває об'єкти, розташовані у зоні активного випромінювання. Деякі моделі мають гібридний принцип роботи (конвекція + ІЧ).
- Керамічні панелі – сучасне рішення для опалення у житлових приміщеннях. Використовують комбінований принцип ІЧ-випромінювання та конвекції. Керамічна плита має сильну накопичувальну дію, завдяки чому тепло випромінюється довше. Забезпечують плавне рівне нагрівання.

						Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. Переваги теплового насоса

Тепловий насос демонструє підвищену ефективність у порівнянні з іншими поширеними технологіями, застосовуваними сьогодні. Зокрема, його продуктивність приблизно в 4-5 разів більше, ніж у газового котла при обліку однакового споживання енергії. Основний секрет криється в тому, що таке обладнання не синтезує тепло самостійно, а тільки переносить його.

Економічність

Багато хто сумнівається в виборі подібного обладнання, так як ціна його досить висока. Незважаючи на те, що тепловий насос коштує недешево, окупається він досить швидко. Ті, хто використовує газ, як основне джерело опалення, прекрасно знають, наскільки часто і відчутно він дорожчає, тоді як тепловий насос спочатку дозволяє в процесі експлуатації нести менші витрати і через кілька років повністю виправдовує свою вартість.

Універсальність

Універсальність теплового насоса – одне з найвагоміших його переваг. Купуючи подібне обладнання, споживач відразу вбиває трьох зайців: вирішує питання з опаленням, нагріванням води і кондиціонуванням приміщення. Незважаючи на те, що спочатку такий прилад створений виключно для обігріву, принцип його роботи збігається з тим, що використовується при експлуатації кондиціонера, проте якщо останній застосовувати на обігрів, то зношується його механізм набагато швидше.

Безпека

Як і будь-яке інше опалювальне обладнання, теплові насоси повинні бути безпечними і що вони прекрасно демонструють в процесі роботи. Забезпечується досягнення цього критерію завдяки тому, що ніякого палива вони не використовують, а тому і шкідливих компонентів не виділяють.

						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Екологічність

Власне, саме відсутність шкідливих викидів і нездатність забруднювати навколишнє середовище роблять таке обладнання максимальне екологічним, а тому актуальним, якщо врахувати, наскільки дане питання педантично розглядається останнім часом.

Надійність і термін служби

Герметичний корпус конструкції робить тепловий насос придатним до експлуатації протягом тривалого терміну. Далеко не всі сучасні технології здатні забезпечити аналогічний результат.

Автономність

В огляду на, що експлуатація теплового насоса не залежить від того, в якому обсязі поставляється органічне паливо, ніяких газових комунікацій прокладати не потрібно.

Комфорт

Досить правильно розрахувати параметри експлуатації теплового насоса для того, щоб забезпечити належний рівень комфорту, аналогічний тому, що встановлюється, якщо мова йде про роботу класичний електричний або газовий котел.

Узгодження проектів

В процесі встановлення теплових насосів потрібно мінімум погоджень в порівнянні з тими ж електричними і газовими котлами, що використовуються в якості опалювальних систем.

Повсюдне використання

Вода, земля і повітря – це ті сфери, які присутні в різних куточках Землі. Якщо електрику на об'єкті відсутній, то можна використовувати установки, оснащені

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

бензиновими і дизельними генераторами. Сонячні батареї і вітряної генератор також здатні створити необхідну кількість енергії з метою опалення будинку.

1.3. Особливості використання ТН

Теплові насоси витягують природну енергію із землі, ґрунтових вод або повітря і, таким чином, допомагають досягти значної економії витрат на опалення. Вони не виробляють шкідливих викидів і ефективно працюють навіть при низьких температурах навколишнього середовища. Теплові насоси витягують до 75% необхідної енергії з навколишнього середовища. І тільки 25% енергії додається у вигляді електричної енергії. Дана енергія забезпечує роботу компресора теплового насосу. Теплові насоси особливо підходять для використання з низькотемпературними системами опалення (теплі підлоги й радіатори розвиненої поверхні). У зв'язку з технічними обмеженнями ефективність теплових насосів різко падає при робочих температурах вище 67 ° С.

1.4. Типи теплових насосів

Вибираючи тепловий насос, слід пам'ятати про те, що всі вони різні і діляться на види залежно від того, в якому середовищі їх планується використовувати.

Всього виділяють три варіанти теплових насосів:

- ґрунтові або геотермальні теплові насоси для опалення, здатні витягувати тепло із земної кори;
- теплові водяні насоси, в якості джерела тепла для яких виступають підземні води або водоймища;

						Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- теплові насоси повітря-вода, які передбачають видобуток теплової енергії з повітря, в тому числі в зимовий період.

Вибираючи один з трьох варіантів, необхідно в обов'язковому порядку врахувати, де саме розташовується об'єкт і як планується експлуатувати обладнання.

1.5. Робочі рідини в ТН

Як відомо, з принципу дії теплового насоса із замкнутим циклом стиснення для забезпечення ефективної роботи потрібна робоча рідина для теплових насосів. Ці рідини ще називають: хладонами, фреонами, холодоагентами. Ці робочі рідини забезпечать стабільну роботу та високу ефективність теплового насоса із заданими параметрами. Традиційно найбільш поширені робочі рідини для теплових насосів є:

- R12 (Хлорфторвуглець CFC-12) мала та середня температури (макс. 80°C);
- R114 (Хлорфторвуглець CFC-114) Висока температура (макс. 120 ° C);
- R500 (Фреон R500); середня температура (до 80 ° C);
- R502 (Фреон R500) низька та середня температури (макс. 55 ° C);
- R22 (Хлорфторвуглеводень HCFC-22), застосовується практично у всіх оборотних та низькотемпературних теплових насосах (макс. 55°C).

CFC (Хлорфторвуглеці)

У зв'язку з високою хімічною активністю і вмістом у складі цих робочих рідин хлору Хлорфторвуглеці (CFC) шкідливі для навколишнього середовища. Дані робочі рідини

						Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

мають високий озоноруйнівний потенціал і сприяють глобальному потеплінню. Негативний вплив на довкілля та озоновий шар визначається «Спільним еквівалентним впливом потепління (TEWI)».

CFC відносяться до групи заборонених холодоагентів. Це означає, що вони заборонені для використання у нових об'єктах. Однак, як і раніше, дозволено їх використання в існуючих холодильних та теплонасосних установках. Ця група включає наступні холодоагенти: R11, R12, R13, R113, R114, P115, R500, R502, R13B1.

Загальна вимога до модернізованих теплових насосів при переході на альтернативні робочі рідини полягає в тому, що такі установки повинні мати більш високу надійність і економічну доцільність, ніж системи, що використовують CFC-холодоагенти. Так само теплові насоси повинні мати високу енергетичну ефективність, щоб теплонасосні системи залишалися цікавими з погляду енергозберігаючої альтернативи традиційним видам енергії. На додаток до пошуку екологічно чистих робочих рідин важлива модернізація та вдосконалення самих теплових насосів. Оскільки ефективність теплонасосної системи більше залежить від конструкції самого теплового насоса та системи розподілу енергії, ніж від робочої рідини, що використовується в контурі стиснення.

HCFC (гідрохлорфторвуглеці)

HCFC також містять у своєму складі хлор, але мають набагато нижчий потенціал руйнування озонового шару ніж CFC, близько 2-5% від показників R12. Також у HCFC у п'ять разів нижчий потенціал сприяння глобальному потеплінню. Холодоагенти групи HCFC є, так звані перехідними робочими рідинами. Вони призначені лише для модернізації теплоносних систем. До групи входять такі холодоагенти: R22, R401, R402, R403, R408 та R409. Таблиця 1 показує графік поетапної відмови від CFC та HCFC для промислово розвинених країн, яка була погоджена в рамках Монреальського протоколу його поправок та коригування. Від застосування HCFC у промислово розвинених країнах планується відмовитися до 2020 року та відмовитися у всьому світі до 2040 року.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Таблиця 1 Графік поетапної відмови від CFC та HCFC

Дата	Заходи контролю
1 січня 1996	CFC заборонено к використанню використання HCFC заморожено лише на рівні 1989 року. HCFC + 2,8% у 1989 році від рівня споживання CFC (базовий рівень)
1 січня 2004	використання HCFC скоротилося на 35% нижче базових рівнів
1 січня 2010	Використання HCFC скоротилося на 65%
1 січня 2015	Використання HCFC скоротилося на 90%
1 січня 2020	Використання HCFC припинено. Використання для сервісних служб дозволяє застосовувати до 0,5% до 2030 року для існуючого холодильного обладнання та обладнання кондиціювання повітря

НFC (гідрофторвуглець)

НFC розглядаються у промисловості як перспективні альтернативні холодоагенти. Дані робочі рідини не містять хлору. До групи НCF входять такі складони як: R134a, R152a, R32, R125 та R-507. Однак ці холодоагенти все ж таки не повністю безпечні для навколишнього середовища, так як їх застосування сприяє глобальному потеплінню. Особливістю цих робочих рідин є те, що традиційні мінеральні мастила не розчиняються в них. Тому необхідно використовувати складні ефірні олії для коректної роботи теплового насоса. У процесі заміни холодоагенту необхідно звернути особливу увагу, щоб всі залишки мінеральних масел були видалені з теплового насоса.

- R 134 a за своїми теплофізичними властивостями схожий з фреоном R12. Коефіцієнт перетворення (COP) теплового насоса з R134a буде практично

						Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

такий же, як для R12 при низькій температурі кипіння (нижче -1°C). Зі зростанням температури кипіння COP знижуватиметься.

- R 152 а використовується головним чином як один із компонентів у суміші R-500, але він також успішно застосовується в ряді малих теплонасосних систем та побутових холодильниках.
- R 32 має невисоку горючість. А також практично не сприяє глобальному потеплінню. Він розглядається як заміник фреону R22 в області кондиціювання, теплових насосах та в промисловому холодильному устаткуванні. Завдяки малій горючості R32 застосовують у сумішах як основний компонент.
- R 125 та R 143 а мають схожі властивості з фреонами R502 та R22. Ці хладони найчастіше використовують у потрійних сумішах.

Суміші

Суміші є гарною альтернативою для заміни фреонів CFC і HCFC. Суміш складається з двох або більш чистих робочих рідин, і може бути зеотропною, азеотропною або близькою до азеотропної. Азеотропні суміші випаровуються і конденсуються при постійній температурі, інші в певному діапазоні температур (температура ковзання). Температура ковзання може бути використана для підвищення продуктивності, але для цього потрібна зміна конструкції обладнання. Перевагою сумішей і те, що можуть бути виконані під кожну систему індивідуально, щоб відповідати конкретним потребам.

Старі суміші покликані замінити фреони R22 і R502 зазвичай містили у своєму складі невелику частину R22 або інші робочі рідини, що містять хлор.

						Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тому є перехідними хладонами.

Нове покоління сумішей для заміни R502 та R22 не містять у своєму складі хлор. Найчастіше для використання у сумішах використовують хладони групи HFC (R32, R125, R134a, R143a) та вуглеводні (наприклад, пропан). R410a і R407c найбільш поширені хладони використовуються в довгострокових перспективних об'єктах, покликані, зрештою, замінити всі робочі рідини, що містять хлор. Основні відмінності між цими робочими рідинами полягають у їхньому хімічному складі. R410a є сумішшю R32 і R125 і має мінімальну температуру ковзання. R407c складається із суміші хладонів R32, R125 і R134a і має велику температуру ковзання. При заміні хладонів у існуючих установках необхідно враховувати безліч особливостей. Режими роботи, такі як тиск і температура ковзання R410a і R407c відрізняються з R22 і R502,

Природні робочі рідини

Природні робочі рідини – це речовини, які у біосфері у природному стані. Як правило, вони не мають негативного впливу на довкілля. Тому їх застосування може бути гарною альтернативою хлорсодержащим фреонам. Прикладами природних робочих рідин є: Аміак (NH₃), вуглеводень (приклад пропан), двоокис вуглецю (CO₂), повітря та вода. Деякі з природних робочих рідин є горючими чи токсичними. Тому їх застосування дуже обмежене.

- Аміак (NH₃) є широко поширеним у багатьох країнах як робоча рідина в середніх та великих теплових насосах. Аміак має високу горючість, тому є жорсткі правила і норми при використанні його як холодоагенту в теплонасосних системах. Високі термодинамічні показники та доступність аміаку можуть стати гарною альтернативою фреонам для застосування аміаку в нових системах. Зазвичай його використовують у системах високого тиску, що дозволяють досягти температури конденсації до 78 ° C. Мідь є несумісною з аміаком, тому всі елементи, що контактують з робочим середовищем повинні бути виконані зі сталі.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

- Вуглеводні (УВ) добре відомі горючі робочі рідини з хорошими термодинамічними властивостями. В даний час пропан, пропілен та суміші пропану, бутан, ізобутан та етан розглядаються інженерами як перспективні робочі рідини для використання в теплонасосних системах. «УВ» широко використовується в нафтовій промисловості, епізодично застосовується в холодильному транспорті, побутових холодильниках/морозильниках та побутових теплових насосах. У зв'язку з високою горючістю вуглеводнів необхідні посилені заходи безпеки та спеціальні конструкції теплонасосного та холодильного обладнання.
- Вода є чудовою робочою рідиною для високотемпературних промислових теплових насосів завдяки її високим термодинамічним властивостям. Також вода не є горючою і токсичною. Зазвичай воду використовують у відкритих та напіввідкритих системах і зрідка у замкнених системах. Робоча температура знаходиться в діапазоні від 80 °С до 150 °С. Недоліком води є низька теплоємність у порівнянні з традиційними хладагентами, це вимагає застосування потужних компресорів особливо в діапазоні низьких температур.
- CO₂ є потенційно хорошим холодоагентом, який привертає все більшу увагу у всьому світі. CO₂ є нетоксичною, негорючою і сумісна з безліччю мастил і не піддається негативному впливу при контакті з металами, що застосовуються в галузі. Однак термодинамічні властивості CO₂ як робочої рідини є невисокими і потребують особливих підходів до конструювання теплових насосів.

						Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 КЛАСИФІКАЦІЯ ТН ЗА ДЖЕРЕЛОМ ЕНЕРГІЇ

2.1. Відбір енергії ґрунта

Ґрунт вважається одним з кращих акумуляторів тепла низької температури. Це обумовлюється його здатністю акумулювати сонячну енергію, що потрапляє на поверхню Землі. Також ґрунт підживлюється енергією і теплом талих ґрунтових вод, ну і звичайно ж, постійно прогривається за рахунок енергії земного ядра. Стабільна температура протягом усього року робить ґрунт мало не ідеальним джерелом тепла. Так, наприклад на глибині всього 7-10 метрів, температура землі тримається в діапазоні 10-12 С.

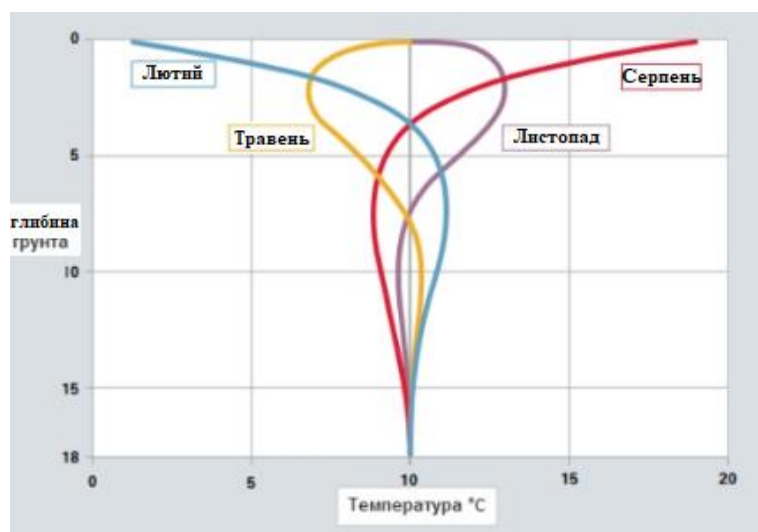


Рисунок 2.1 – Сбереження тепла в ґрунті

Теплові властивості землі залежать від ряду факторів: тип ґрунту, його структура і геологія, вологість. Чим більше води в землі, - значить, велику кількість тепла можна зібрати і навпаки. Вологі суглинки матимуть більший запас тепла, ніж піщані ґрунти.

					Арк.
					14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

2.2. Джерело тепла-грунтові води

Практично всі теплотехніки вважають, що ґрунтові води є найпотужнішим і найстабільнішим джерелом тепла. На протязі всього року, незалежно від сезону, температура води залишається незмінною і може коливатися в діапазоні 7-12°C, та, найцікавіше, що дуже часто вода в свердловині або колодязі взимку збільшує свою температуру на 1-2°C в порівнянні з літнім періодом. Це, в свою чергу, збільшує коефіцієнт перетворення (COP) теплового насоса. Схема роботи такого геотермального насоса полягає у використанні тепла води, яка перекачується з однієї свердловини в іншу.

Перша, і вона ж повинна бути «верхньою», свердловина забезпечує необхідний обсяг води для подачі тепла на випарник насоса (1-й теплообмінник). Там відбувається відбір тепла у свердловини води.

Друга, і вона ж «нижня», свердловина приймає в себе вже охолоджену воду. Нагадаємо, що абсолютно важливим елементом розрахунку системи геотермальних насосів вода/вода, є хім. аналіз складу води. Найчастіше, склад ґрунтових вод не відповідає вимогам виробників і доводиться використовувати в системі проміжний теплообмінник, який виноситься назовні поза корпусу теплового насоса. Це дозволяє захистити дороге обладнання від агресивних солей і домішок, що містяться у воді.

При проектуванні опалювальної системи з використанням теплових насосів вода-вода потрібне проведення дослідження геології ділянки. Свердловини, які братимуть участь в процесі перекачування води, повинні мати паспорт від бурової компанії, який підтвердить її дебет і кредит віддачі і прийняття води. Наприклад, для того щоб отримати 1 кВт теплової енергії нам буде потрібно перекачувати від 0,25 м³/год, тобто для правильної роботи теплового насоса потужністю 20 кВт, доведеться перекачувати 5 м³/год.

						Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 2.2 – Грунтові води як джерело тепла

2.3. ТН типу грунт-вода

Грунт - це, мабуть, найбільш універсальне джерело розсіяного тепла. Він акумулює сонячну енергію і круглий рік підігрівається від земного ядра. При цьому він завжди "під ногами" і здатний віддавати тепло незалежно від погоди. Адже вже на глибині 5-7 м температура практично постійна протягом всього року. Для середньої смуги Росії вона становить 5-8 ° С. Це дуже підходящі умови для роботи ТН. Більш того, у верхніх шарах землі мінімум температури досягається на пару місяців пізніше піку морозів - потреба в інтенсивному обігріві до цього часу зменшується. В цілому ж грунт досить надійно поставляє калорії. Необхідна енергія збирається теплообмінником, заглибленим у землю, і акумулюється в носії, який потім подається у випарник ТН і повертається назад за новою порцією тепла. В якості такого переносника енергії використовують незамерзаючу, екологічно нешкідливу рідину (її називають також "розсолем" або антифризом). Це може бути Тридцятивідсотковий водний розчин етилен-або пропіленгліколю.

Є й інша схема збору тепла, коли замість "розсолу" у контурі циркулює фреон, який

						Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

перетворюється на пару прямо в трубах теплосборника. Але, хоча ця схема підвищує ККД, її експлуатація складна. Сьогодні найбільш популярні системи з "розсолем". У них використовуються два види теплообмінників: ґрунтовий колектор і ґрунтовий зонд. Обидва виконуються із поліетиленових труб діаметром 25, 32 або 40 мм (чим більше - тим краще відбір тепла, але і система дорожче). Ґрунтовий колектор (горизонтальний) являє собою довгу трубу, горизонтально покладену під шаром ґрунту. Головне достоїнство - універсальність і простота монтажу. Знайшов вільну площадку - рий канавки і укладай трубу. Є різні схеми розкладки труби: петля, змійка, зигзаг, плоскі і гвинтові спіралі різних форм і т. п. Вибір визначається теплопровідністю ґрунту і геометрією ділянки. Продуктивність теплосбору більша на зволжених суглинках і менша - на сухих піщаних ділянках. У середньому 1 м² поверхні ґрунту може забезпечити "постачання" 10-35 Вт потужності. Довжину труби в одній петлі, причому цільною, без роз'ємів, прагнуть обмежити (не більше 600 м), інакше помітно збільшується витрата енергії на циркуляційному насосі. Якщо потрібна більша потужність, петель роблять кілька.

У колекторів є особливість, що доставляє масу клопоту монтажникам. Виявляється, температура шару ґрунту навколо труб поступово знижується, і тим сильніше-чим вище продуктивність ТН. Вона може опускатися нижче нуля, а масив навіть промерзати. Тому головне завдання при монтажі теплосборника - за розумні гроші зробити його таким, щоб ґрунт встигав за літо набрати "теплової жирок", але при цьому продовжував поставляти енергію для підготовки гарячої води. Єдиних норм тут немає, адже ґрунти та кліматичні умови районуєть. Весною, коли запаси тепла вичерпуються, верхній шар землі швидше прогривається енергією сонця і талих вод.

Ґрунтові зонди (вертикальні колектори) - це система довгих труб, що опускаються в глибоку свердловину (50-150 м). Тут потрібен лише клаптик землі, зате потрібні дорогі бурильні роботи. На глибині завжди однакова температура - близько 10 ° С, тому зонди потужніші горизонтальних колекторів. Метр їх довжини поставляє від 30 до 100 Вт теплової потужності, в залежності від ґрунту. Найбільш застосовувані

						Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зонди: труба в трубі і U-образний зонд. По одній лінії "розсіл" подається циркуляційним насосом вниз, по іншій їм же піднімається наверх, до випарника. Для поліпшення теплопередачі і підвищення міцності зонду, зазор між землею або обсадною трубою і робочими трубами заповнюється Бетонітом або бетоном. Якщо потрібно отримати велику потужність, таких теплосбірників роблять кілька. Відстані між ними - 5-7 м.

2.4. ТН типу вода-вода

Джерелом тепла можуть бути поверхневі (річки, озера) або ґрунтові води (свердловини), а також скидна вода технологічних установок. Самі насоси майже не відрізняються від тих, які працюють з "розсолем". Але, завдяки більш високій температурі теплоносія, взимку річна ефективність застосування пристроїв типу "вода-вода" виявляється максимальною. А якщо поруч тече незамерзаюча річка або знаходиться ставок, ви можете укласти петлю труби з антифризом на дно (притопивши вантажами) і обігріватися практично задарма. Ві свердловиною складніше. Воду з неї (з розрахунку близько 0,25 м³ / ч на 1 кВт теплової потужності) свердловинним насосом подають прямо у випарник, а зливають у другу свердловину, віддалену від першої вниз за течією води в підземному шарі на 15-20 м. При цьому водоносний шар повинен прийняти і відвести зливу воду, інакше невеличка повинь вам забезпечена.

2.5. Джерело тепла повітря

Повітря є найдоступнішим джерелом тепла, для його використання потрібно найменше інвестицій. Все дуже просто і зрозуміло: на вулиці встановлюється зовнішній блок теплового насоса (на вигляд один в один схожий на блок кондиціонера, тільки як правило більше), в цьому блоці розміщуються теплообмінник-випарник і вентилятор.

						Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 2.3 – Тепло як джерело тепла

За допомогою вентилятора повітря подається на теплообмінник, той, в свою чергу, відбирає тепло у повітряних потоків (в випарнику циркулює швидко закипілий газ фреон R407, в сучасних установках - R410, киплячий навіть при -40°C). Сучасні повітряні теплові насоси здатні працювати при температурах до -25°C , для цього їх комплектують додатковими електричними нагрівачами (ТЕН), а іноді експлуатують в бівалентному режимі - в парі з газовим або твердопаливним котлом. Найкраще повітряні насоси себе показують в будинках з низькими показниками теплових втрат, які добре утеплені, мають якісне скління і система опалення оснащена поверхневими нагрівачами з низькою температурою подачі $30-45^{\circ}\text{C}$. Як правило, середній коефіцієнт перетворення (COP) теплових агрегатів повітря-вода протягом року становить 3-3,5.

3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК (ЗИМОВИЙ ПЕРІОД)

						Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 Вихідні дані

Місто: Одеса, географічна широта 44°, розрахункова зовнішня температура взимку -10 °С.

Напрямок фасаду: Південь

Таблиця 3.1 - Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і матеріал	Товщина δ , м	Коефіцієнти
			Питома теплопровідність λ , Вт/(мК)
1	Вікна – подвійні склопакети в металевих рамах		
2	Конструкція пола по ґрунту		
	Лінолеум	0,03	0,5
	Цементно-пісчана стяжка	0,05	0,12
	Утеплювач з пенополістирола	0,08	0,047
	Плита залізобетонна	0,39	0,35
	Засипка з щебню	0,26	1,81
3	Конструкція зовнішньої стіни		
	Повітряний вентиляований прошарок	0,04	0,0243
	Мати з мінеральної вати Rockwool 5	0,13	0,032
	Кладка з пеноблоків	0,32	0,08
	Внутрішня обробка Штукатурка Rotband	0,05*2	0,87
4	Конструкція чердачного перекриття		
	Доски	0,05	0,2
	Теплоізоляція з мінеральної вати Rockwool	0,23	0,032

						Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	Пустотна залізобетонна плита	0,39	0,35
--	---------------------------------	------	------

H, B – висота і ширина вікон: $H = 1,3 \text{ м}, B_1 = 1,6 \text{ м}, B_2 = 2,4 \text{ м}$

Площа одного вікна - $F = 2,08 \text{ м}^2$

Площа другого вікна - $F = 3,12 \text{ м}^2$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

3.2. Приплив теплоти через зовнішні стіни, перекриття

Так як над частиною санаторія, в якій нам необхідно проводити кондиціонування повітря, знаходиться другий поверх з номерами, що кондиціонуються, не враховую теплопритоків від сонячної радіації.

Конструкція зовнішньої стіни

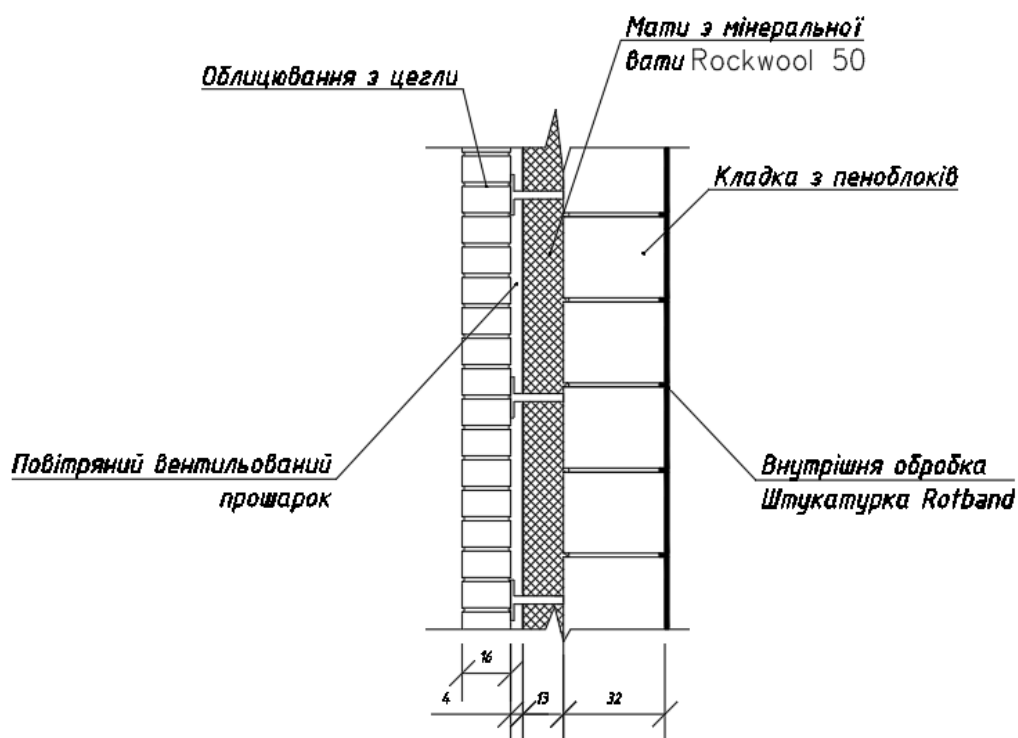


Рисунок 3.1 – Конструкція зовнішньої стіни

Коефіцієнт теплопередачі для зовнішніх стін:

$$k_{ст} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

$$k_{ст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,32}{0,08} + \frac{0,05 \cdot 2}{0,87} + \frac{0,13}{0,032} + \frac{0,04}{0,0243} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де $\alpha_{вн} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i та λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності i -го шару огорожі;

					Арк.
					22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$\alpha_3 = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні стіни.

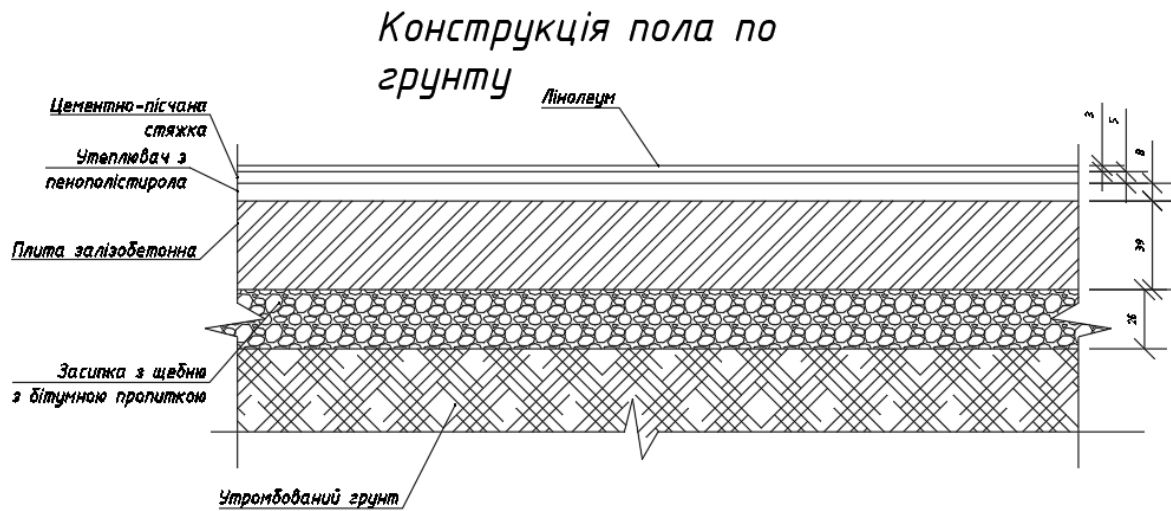


Рисунок 3.2 – Конструкція пола по ґрунту

Коефіцієнт теплопередачі для підлоги:

$$k_{ст} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

$$k_{ст} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,39}{0,35} + \frac{0,03}{0,5} + \frac{0,05}{0,12} + \frac{0,08}{0,047} + \frac{0,26}{1,8} \right)^{-1} = 0,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

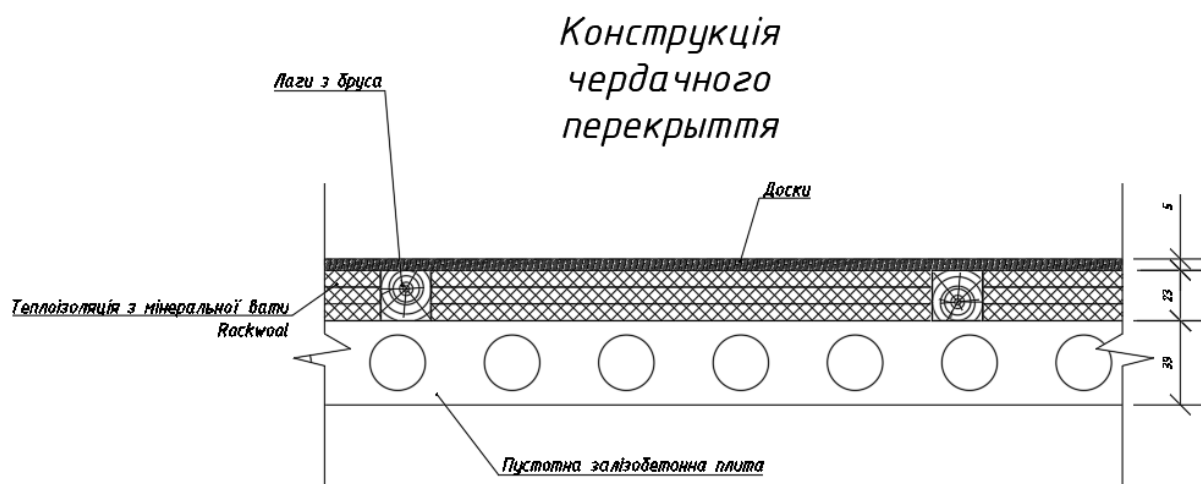


Рисунок 3.3 – Конструкція чердачного перекриття

Коефіцієнт теплопередачі для стелі:

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$k_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

$$k_{cm} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,39}{0,35} + \frac{0,23}{0,032} + \frac{0,05}{0,2} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,11 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Кількість теплоти, що надходить у приміщення через зовнішні стіни площею F :

$$Q_{огор} = q_{вн} \cdot F$$

$$Q_{огор} = k_{нар} \cdot F \cdot \Delta t$$

1) Кількість теплоти для спальні 1:

$$Q_{огор} = 0,1 \cdot 24,5 \cdot (20 - (-10)) = 73,5 \text{ Вт}$$

$$F = ((5,2 \cdot 3) - (2,4 \cdot 1,3)) + ((4,7 \cdot 3) - (1,6 \cdot 1,3)) = 24,5 \text{ м}^2$$

2) Кількість теплоти для спальні 2:

$$Q_{огор} = 0,1 \cdot 32 \cdot (20 - (-10)) = 96 \text{ Вт}$$

$$F = ((4,6 \cdot 3) - (1,6 \cdot 1,3)) + ((5,3 \cdot 3) - (2,4 \cdot 1,3)) + (2,5 \cdot 3) = 32 \text{ м}^2$$

3) Кількість теплоти для холлу:

$$Q_{огор} = 0,1 \cdot 6,05 \cdot (20 - (-10)) = 18,15 \text{ Вт}$$

$$F = ((2,7 \cdot 3) - (1 \cdot 2,05)) = 6,05 \text{ м}^2$$

4) Кількість теплоти для санвузла:

$$Q_{огор} = 0,1 \cdot 9,9 \cdot (20 - (-10)) = 29,7 \text{ Вт}$$

$$F = (3,3 \cdot 3) = 9,9 \text{ м}^2$$

5) Кількість теплоти для кухні:

$$Q_{огор} = 0,1 \cdot 10,305 \cdot (20 - (-10)) = 30,915 \text{ Вт}$$

$$F = ((4,475 \cdot 3) - (2,4 \cdot 1,3)) = 10,305 \text{ м}^2$$

6) Кількість теплоти для вітальні:

$$Q_{огор} = 0,1 \cdot 19,29 \cdot (20 - (-10)) = 57,87 \text{ Вт}$$

$$F = ((4,97 \cdot 3) - (2,4 \cdot 1,3)) + (2,5 \cdot 3) = 19,29 \text{ м}^2$$

7) Кількість теплоти для гаражу:

						Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{огор}} = 0,1 * 58,35 * (20 - (-10)) = 175,05 \text{ Вт}$$

$$F = ((6,325 * 3) - (3 * 2,5)) + (9,3 * 3) + (6,325 * 3) = 58,35 \text{ м}^2$$

1) Кількість теплоти для вікон в спальні 1:

$$Q_{\text{огор}} = 5,8 * 5,2 * (20 - (-10)) = 904,8 \text{ Вт}$$

$$F = (2,4 * 1,3) + (1,6 * 1,3) = 5,2 \text{ м}^2$$

2) Кількість теплоти для вікон в спальні 2:

$$Q_{\text{огор}} = 5,8 * 5,2 * (20 - (-10)) = 904,8 \text{ Вт}$$

$$F = (1,6 * 1,3) + (2,4 * 1,3) = 5,2 \text{ м}^2$$

3) Кількість теплоти для дверей в холлі:

$$Q_{\text{огор}} = 300 \text{ Вт}$$

$$F = (1 * 2,05) = 2,05 \text{ м}^2$$

4) –

5) Кількість теплоти для вікон в кухні:

$$Q_{\text{огор}} = 5,8 * 3,12 * (20 - (-10)) = 542,88 \text{ Вт}$$

$$F = (2,4 * 1,3) = 3,12 \text{ м}^2$$

6) Кількість теплоти для вікон в вітальні:

$$Q_{\text{огор}} = 5,8 * 3,12 * (20 - (-10)) = 542,88 \text{ Вт}$$

$$F = (2,4 * 1,3) = 3,12 \text{ м}^2$$

7) Кількість теплоти для воріт в гаражі:

$$Q_{\text{огор}} = 7,5 * 300 = 2250 \text{ Вт}$$

$$F = (3 * 2,5) = 7,5 \text{ м}^2$$

						Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня кількість тепла, що поступає на зовнішню поверхню огороження, протягом доби і залежно від орієнтації стіни до сторін світу, може бути записана в наступному вигляді:

$$q_{зов\ cp} = 1 / R_0 (t_{ум}^{cp} - t_e), Bm,$$

де R_0 – термічний опір огороження

$$R_0 = 1 / \alpha_{зов} + \Sigma(\delta / \lambda) + 1 / \alpha_{вн}$$

$$R_0 = \frac{1}{23} + \frac{0,32}{0,08} + \frac{0,05 * 2}{0,87} + \frac{0,13}{0,032} + \frac{0,04}{0,0243} + \frac{1}{8} = 9,99$$

Таблиця 3.2 - Результати розрахунку теплоприпливів влітку по кожному приміщенню

№ Приміщення	Площа зовнішньої стіни (без скління) $F_{ст}, м^2$	Площа скління $F_{скль}, м^2$	Площа двері $F_{скль}, м^2$	Площа воріт $F_{скль}, м^2$	Теплонадходження через зовнішні стіни $Q_{ст}, Bm$	Теплонадходження через вікна $Q_{скль}, Bm$	Теплонадходження через двері $Q_{скль}, Bm$	Теплонадходження через ворота $Q_{скль}, Bm$	Теплопритоки загальні $Q_{заг}, Bm$
1	24,5	5,2	-	-	73,5	904,8	-	-	978,3
2	32	5,2	-	-	96	904,8	-	-	1000,8
3	6,05	-	2,05	-	18,15	-	300	-	318,15
4	9,9	-	-	-	29,7	-	-	-	29,7

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					26

5	10,305	3,12	-	-	30,915	542,88	-	-	573,795
6	19,29	3,12	-	-	57,87	542,88	-	-	600,75
7	58,35	-	-	7,5	175,05	-	-	2250	2425,05

$Q_{заг.} = 5926,5 \text{ Вт}$

									Арк.
									27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

4 РОЗРАХУНОК СОНЯЧНОГО КОЛЕКТОРУ

Вхідні дані:

$$Q_{\text{полез}} = 590 \text{ Вт}$$

$J = 300$ - інтенсивність сонячної радіації $\text{Вт}/\text{м}^2$ (зимовий режим роботи теплового насоса);

$F_{\text{ск}}$ - площа системи сонячних колекторів, м^2 ;

$\eta_{\text{ск}}$ - ККД сонячного колектору.

$$\eta_{\text{ск}} = \eta_0 - \frac{\kappa_{\text{пр}} \cdot (\bar{t} - t_{\text{о.с}})}{J}$$

де $\kappa_{\text{пр}}$ - приведений коефіцієнт тепловтрат, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

На основі експериментальних даних:

$\kappa_{\text{пр}} = 4,0 \dots 5,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, для колекторів з двошаровим склінням; приймаємо

$\kappa_{\text{пр}} = 4,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

η_0 - оптичний ККД колектору, приймаємо $\eta_0 = 0,8$ (двошарове скління);

Зима: \bar{t} - середня температура поверхні сонячного колектору, $^\circ\text{C}$; для систем з безпосереднім кипінням агенту 20°C ;

$t_{\text{о.с}}$ - температура довкілля, $^\circ\text{C}$; в даному випадку -10°C ;

J - інтенсивність сумарної сонячної радіації $\text{Вт}/\text{м}^2$.

$$\eta_{\text{ск}} = 0,8 - \frac{4,5 * (20 - (-10))}{300} = 0,35$$

По формулі маємо:

$$F_{\text{ск}} = \frac{Q_{\text{полезн.}}}{J \cdot \eta_{\text{ск}}}$$

Оскільки сприйнята теплота $Q_{\text{полезн.}} = Q_{\text{г}}$ то маємо:

$$F_{\text{ск}} = \frac{590}{300 * 0,35} = 6 \text{ м}^2$$

Сконструйований елемент плоского сонячного колектора має площу променепоглиняльної поверхні:

$$f_{\text{ск}} = 0,8 \cdot 1,3 = 1,04 \text{ м}^2$$

Кількість необхідних секцій :

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$n = \frac{F_{\text{СК}}}{f_{\text{СК}}} = \frac{6}{1,04} = 5,8$$

Округлюючи до більшого парного числа, приймемо: $n=6$.

						Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

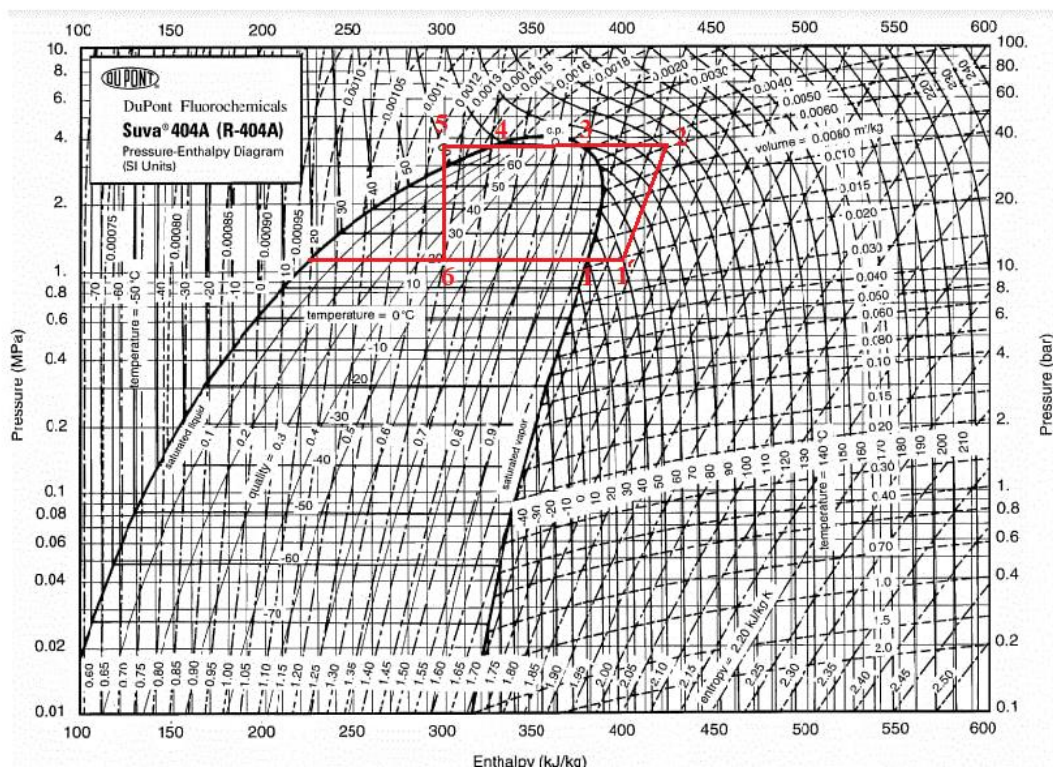


Рисунок 5.1 Діаграма хладагента для фреона R404A

	1	1'	2	3	4	5	6
$T, ^\circ\text{C}$	20	40	92	70	70	60	20
P, bar	1,2	1,2	3,9	3,9	3,9	3,9	1,2
h	380	410	425	375	330	300	300
v		0,020					

Розрахунок та підбір компресора

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_{1'} - h_6 = 410 - 300 = 110 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v} = \frac{110}{0,020} = 5500 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома теоретична робота компресора:

$$l = h_2 - h_{1'} = 425 - 410 = 15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

						Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома теплота конденсації

$$q_k = h_2 - h_5 = 425 - 300 = 125 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Кількість циркулюючого холодагенту:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{5,3}{110} = 0,048 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Об'єм пари холодагенту, що відсмоктується компресором:

$$V_g = M_a * v = 0,048 * 0,020 = 0,001 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Об'єм, що описується поршнями компресора:

$$V_h = \frac{V_g}{\lambda} = \frac{0,001}{0,7} = 0,0014 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Теоретична(адіабатична) потужність компресора:

$$N_a = M_a * l = 0,048 * 15 = 0,72 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{0,72}{0,75} = 0,96 \text{ кВт}$$

де індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \lambda + b * t_0 = 0,7 + 0,0025 * 20 = 0,75$$

Потужність, що витрачається на тертя:

$$N_{\text{тр}} = V_h * P_{i\text{тр}} = 0,0014 * 50 = 0,07 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність(потужність на валу компресора):

$$N_e = N_{\text{тр}} + N_i = 0,07 + 0,96 = 1,03 \text{ кВт}$$

Потужність, що підводиться до електродвигуна:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{1,03}{0,85} = 1,21 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт трансформації

$$\frac{Q_0}{N_{\text{ел}}} = \frac{5,3}{1,21} = 4,4$$

						Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 РОЗРАХУНОК ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА

Початкові дані:

- теплопродуктивність $Q_0 = 5,3$ кВт;
- температура конденсації $t_k = 70$ °С;
- температура нагрітої води $t_{w_1} = 56$ °С.

Теплоту конденсації визначимо таким чином.

$$Q_k = Q_0 + Ni$$

$$Q_k = 5,3 + 0,96 = 6,26 \text{ кВт}$$

Прийmemo нагрів води $\Delta t_w = 4$ °С, тоді $t_{w_2} = 60$ °С.

Знайдемо середньо логарифмічну різницю температур θ_m .

$$\theta_m = \frac{\Delta t_w}{\ln \frac{t_k - t_{w_1}}{t_k - t_{w_2}}}$$

$$\theta_m = \frac{4}{\ln \frac{70 - 56}{70 - 60}} = 11,89 \text{ °С}$$

Витрата води через конденсатор:

$$G_w = \frac{Q_k}{c_w \cdot \Delta t_w}$$

$$G_w = \frac{6,26}{4,183 \cdot 4} = 0,374 \text{ кг/с}$$

Приймаємо швидкість води в апараті $w_w = 1,5$ м/с.

В якості поверхні теплопередачі вибираємо шаховий пучок з мідних труб із зовнішнім оребренням:

$d_{вн} = 11,8 \cdot 10^{-3}$ м – внутрішній діаметр трубок;

$F'_{вн} = 0,037$ м²/м – внутрішня площа 1 м трубки;

$F'_r = 0,0336$ м²/м;

$F'_b = 0,11$ м²/м;

$F'_n = F'_r + F'_b = 0,144$ м²/м – зовнішня площа 1 м трубки;

$\beta = \frac{F'_n}{F'_{вн}} = \frac{0,144}{0,037} = 3,89$ – коефіцієнт оребрення.

						Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку води визначаємо числа Рейнольдса і Нуссельта:

$$Re = \frac{w_w \cdot d_{BH}}{\nu}$$

де ν – кінематична в'язкість води m^2/c , $\nu = 0,478 \cdot 10^{-6} m^2/c$ ($t = 60 \text{ }^\circ C$).

$$Re = \frac{1,5 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 37029$$

Для турбулентного режиму:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

де Pr – параметр, що враховує властивості речовини, $Pr = 2,98$.

$$Nu = 0,021 \cdot 37029^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} = 151,7$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{BH}}$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності води, $\lambda = 0,659 \text{ Вт}/(m \cdot \text{ }^\circ C)$.

$$\alpha_w = \frac{151,7 \cdot 0,659}{11,8 \cdot 10^{-3}} = 8472 \text{ Вт}/(m^2 \cdot \text{ }^\circ C)$$

Приймемо сумарний термічний опір стінки труби і забруднень рівним

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,6 \cdot 10^{-4} (m^2 \cdot \text{ }^\circ C)/\text{Вт}$ і складемо рівняння для визначення щільності теплового потоку з боку води:

$$q_w = \frac{\theta_a}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

$$q_w = \frac{\theta_a}{\frac{1}{8472} + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 2645 \cdot (\theta_a)$$

де θ_a - різниця температур конденсації і стінки труби.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента R-404a, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб:

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента R-404a, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta t \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_0}} \cdot n^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \psi_p$$

						Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де Δh – різниця ентальпій пари на вході в конденсатор і рідини, на виході з нього кДж/кг;

ρ – щільність насиченої рідини холодильного агента R-404a при температурі 30 °С кг/м³, $\rho = 1085$ кг/м³;

λ – коефіцієнт теплопровідності Вт/(м · °С), $\lambda = 0,083$ Вт/(м · °С);

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості Па · с, $\mu = 2,16 \cdot 10^{-4}$ Па · с;

g – прискорення вільного падіння м/с², $g = 9,81$ м/с²;

n – середнє число труб по вертикалі, $n = 3$;

β – коефіцієнт обрєбрення, $\beta = 3,89$;

ψ_p – коефіцієнт, що враховує різні умови конденсації на горизонтальних і вертикальних ділянках поверхні труби.

$$\Delta h = 178 \text{ кДж/кг}$$

$$\psi_p = 1,3 \cdot \frac{F'_B}{F'_H} \cdot E^3 \cdot \left(\frac{d_0}{h'_p}\right)^{\frac{1}{4}} + \frac{F'_G}{F'_H}$$

де F'_B – площа поверхні вертикальних ділянок ребер на 1 м трубки конденсатора, м²/м;

F'_H – площа зовнішньої поверхні 1 м трубки, м²/м;

E – ефективність ребра, для низьких накатних ребер $E = 1$;

F'_G – площа поверхні горизонтальних ділянок ребер на 1 м трубки конденсатора, м²/м;

h'_p – приведена висота ребра, м;

$$h'_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_H^2 - d_0^2}{d_H}\right)$$

де d_0 – діаметр кола западин, $d_0 = 13,9 \cdot 10^{-3}$ м;

d_H – діаметр кола виступів, $d_H = 16,7 \cdot 10^{-3}$ м;

$$h'_p = \frac{3,14}{4} \cdot \frac{(16,7 \cdot 10^{-3})^2 - (13,9 \cdot 10^{-3})^2}{16,7 \cdot 10^{-3}} = 4,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Підставляємо дані у формулу (5.9) і отримуємо:

$$\psi_p = 1,3 \cdot \frac{0,11}{0,144} \cdot 1^3 \cdot \left(\frac{13,9 \cdot 10^{-3}}{4,03 \cdot 10^{-3}}\right)^{\frac{1}{4}} + \frac{0,0336}{0,144} = 1,565$$

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	34

Підставляємо дані у формулу (5.8) і отримуємо:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{178 \cdot 1085^2 \cdot 0,083^3 \cdot 9,81}{2,16 \cdot 10^{-4} \cdot 13,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot 3^{-0,167} \cdot 3,89 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot 1,565$$

$$= 9889,17 \cdot \theta_a^{0,75} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$$

Щільність теплового потоку з боку агента, що конденсується:

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a = 2889,17 \cdot \theta_a^{0,75} \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Таким чином, отримана система з двох рівнянь для визначення щільності теплового потоку:

$$\left. \begin{aligned} q_w &= 2645 \cdot (\theta_a) \\ q_a &= 9889,17 \cdot \theta_a^{0,75} \end{aligned} \right\}$$

Наочний і досить точний результат дає графоаналітичний метод, який базується на тому, що в режимі роботи апарату, що встановився, має місце рівність $q_w = q_a = q_{\text{вн}}$. Це дозволяє визначити фактичне значення щільності теплового потоку $q_{\text{вн}}$ як ординату точки перетину графічних залежностей $q_w = 2645 \cdot (\theta_a)$ і $q_a = 2889,17 \cdot \theta_a^{0,75}$ у координатних осях $\theta_a - q$. Для побудови згаданих залежностей заздалегідь обчислюють значення q для ряду значень θ_a . Результати приведені нижче.

$\theta_a, \text{°C}$	1	2	3	4	5	6	7	8
$q_w, \text{Вт}/\text{м}^2$	2645	5290	7935	10580	13225	15870	18515	21160
$q_a, \text{Вт}/\text{м}^2$	9889,17	16631,5	22542,4	27970,8	33066,4	37911,7	42558,2	47041,1

За цими даними побудовані криві $q_w = f(\theta_a)$ і $q_a = f(\theta_a)$.

									Арк.
									35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Точка перетину кривих визначає значення $q_{en} = 4450 \text{ Вт/м}^2$.

Точніше значення $q_{вн}$ знаходять за ітераційним виразом:

$$q_{вн} = \frac{(x-1) \cdot (q')^x + \theta_m \cdot B^x}{x \cdot (q')^{x-1} + \frac{B^x}{A}}$$

де $q' = 2385(\theta_m - 0,3 \cdot \theta_m) = 6077 \text{ Вт/м}^2$;

$$x = \frac{1}{k} = \frac{1}{0,75} = 1,333;$$

$$A = 2385; B = 2889,17; \theta_m = 3,64.$$

$$q_{вн1} = \frac{(1,333-1) \cdot (6077)^{1,333} + 3,64 \cdot 2889,17^{1,333}}{1,333 \cdot (6077)^{1,333-1} + \frac{2889,17^{1,333}}{2385}} = 4490 \text{ Вт/м}^2$$

Підставляючи в початкове вираження замість q' $q_{вн1}$ отримаємо:

$$q_{вн2} = \frac{(1,333-1) \cdot (4490)^{1,333} + 3,64 \cdot 2889,17^{1,333}}{1,333 \cdot (4490)^{1,333-1} + \frac{2889,17^{1,333}}{2395}} = 4444,0 \text{ Вт/м}^2$$

Відносна погрішність:

$$\delta q = \frac{q_{вн1} - q_{вн2}}{q_{вн2}} = \frac{4490 - 4444,0}{4444} = 10,3 \cdot 10^{-3} (1,03 \%)$$

Зважаючи на достатню точність, ітераційний процес припиняємо, прийнявши $q_{вн} = 4444 \text{ Вт/м}^2$.

Визначимо поверхню теплообміну конденсатора :

$$F_{вн} = \frac{Q_{к}}{q_{вн}}$$

$$F_{вн} = \frac{21030}{4444} = 4,37 \text{ м}^2$$

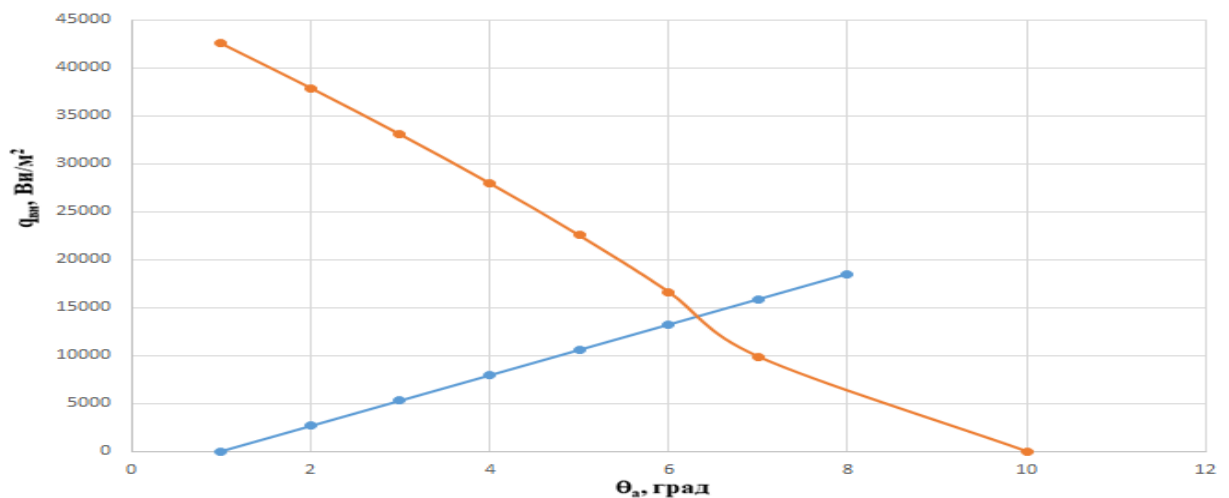


Рис. 6 – Графоаналітичне визначення щільності теплового потоку в горизонтальному кожухотрубному конденсаторі

Загальна довжина труб:

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}$$

$$L = \frac{4,37}{3,14 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}} = 117,94 \text{ м}$$

Число труб:

Приймаємо довжину трубки $l = 1,5$ м.

$$n = \frac{L}{l} = \frac{117,94}{1,5} = 78,6.$$

Приймаємо кількість труб $n = 80$.

Визначимо гідравлічний (по воді) опір апарату.

Сума гідравлічних опорів тертя:

$$\sum \Delta P_{\text{тр}} = \zeta \cdot \frac{l_{\text{тр}} \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \rho \cdot \frac{w_w^2}{2}$$

де ζ – коефіцієнт опору тертя.

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -1,8 \cdot \lg \left(\frac{6,81}{Re^{\frac{1,111}{4,33}}} \right) \text{ О } \lg \left(\frac{6,81}{20000} + \frac{0,016^{1,111}}{4,33} \right)$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,19}{11,8} = 0,016 \text{ – відносна шорсткість;}$$

$$\zeta = \left(\frac{1}{4,63} \right)^2 = 0,0467$$

$$\sum \Delta P_{\text{тр}} = 0,0467 \cdot \frac{1,5 \cdot 6}{11,8 \cdot 10^{-3}} \cdot 996,7 \cdot \frac{1,5^2}{2} = 39939 \text{ Па}$$

Сума місцевих опорів:

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w_w^2}{2}$$

$$\zeta = a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3 = 7 \cdot 1,5 + 7 \cdot 1,5 + 5 \cdot 2,5 = 33,5$$

де $a = 7$ – число вхідних камер;

$\zeta_1 = 1,5$ – коефіцієнт місцевого опору вхідної камери;

$b = 7$ – число вихідних камер;

$\zeta_2 = 1,5$ – коефіцієнт місцевого опору вихідної камери;

					Арк.
					37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$c = 5$ – число поворотів;

$\zeta_3 = 2,5$ – коефіцієнт місцевого опору повороту на 180° усередині камери при переході з одного пучка трубок в інший.

$$\sum \Delta P_M = 33,5 \cdot 996,7 \cdot \frac{1,5^2}{2} = 37563 \text{ Па}$$

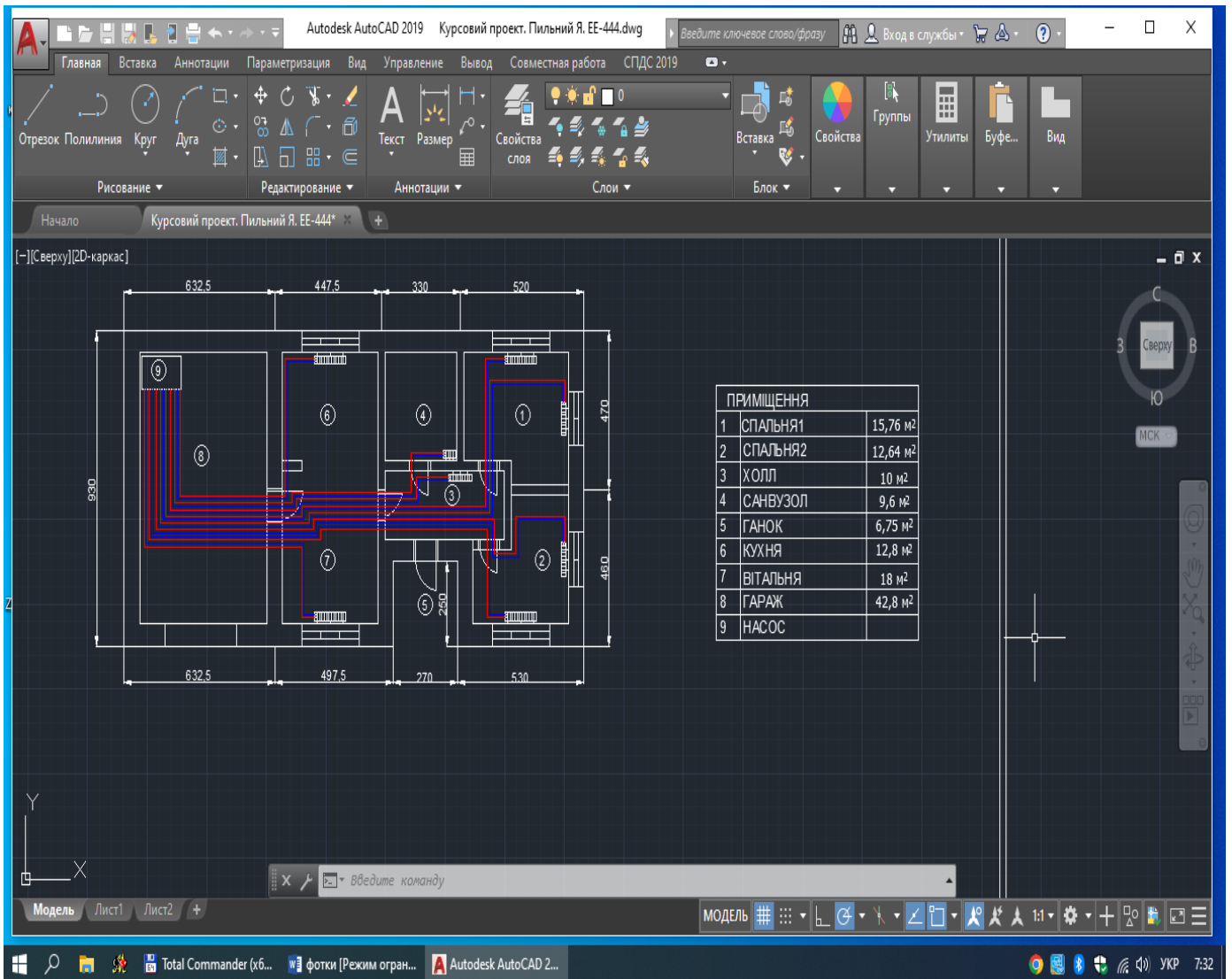
Сумарний опір апарату:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{mp} + \sum \Delta P_M$$

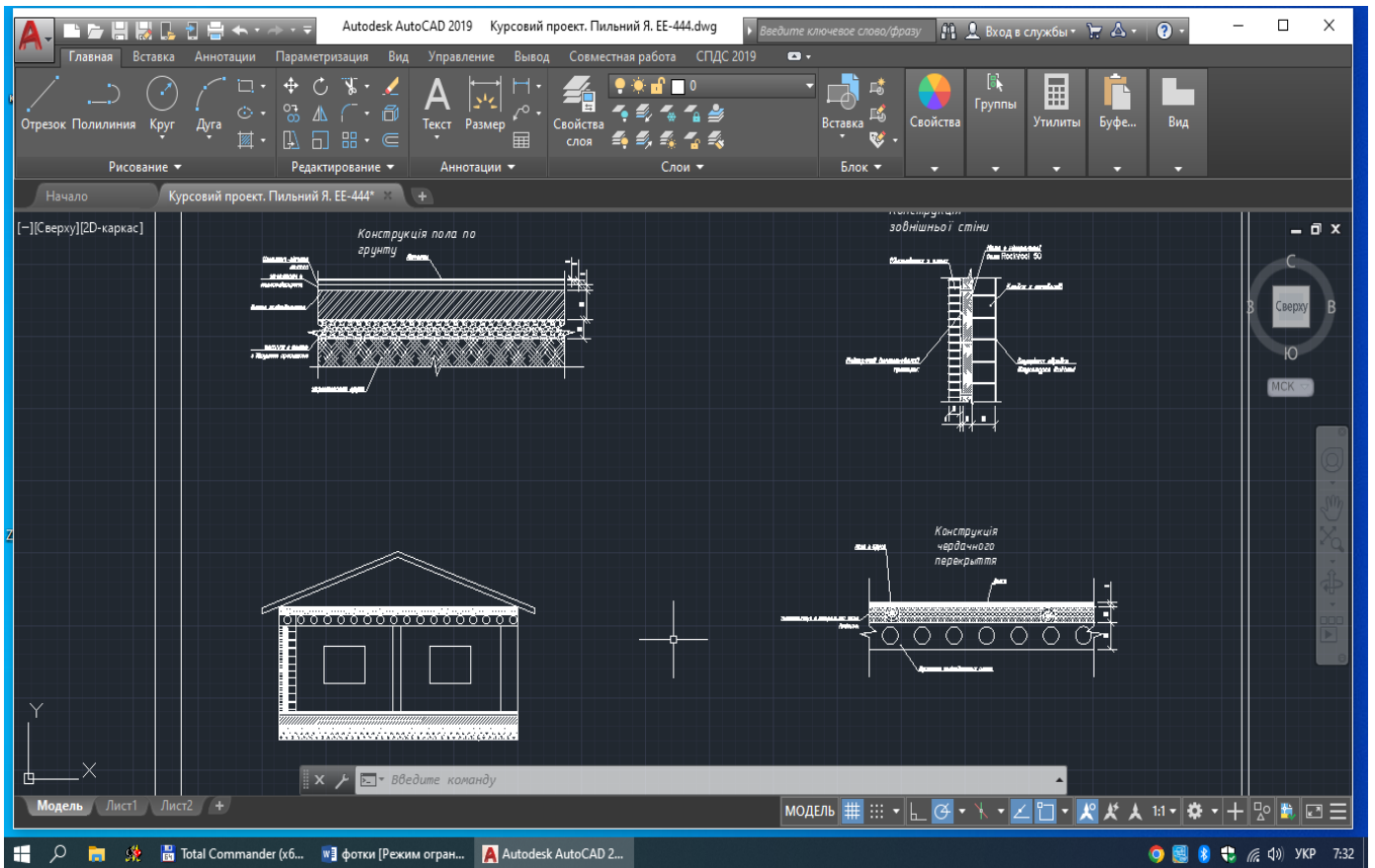
$$\Delta P = 39939 + 37563 = 77502 \text{ Па}$$

						Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

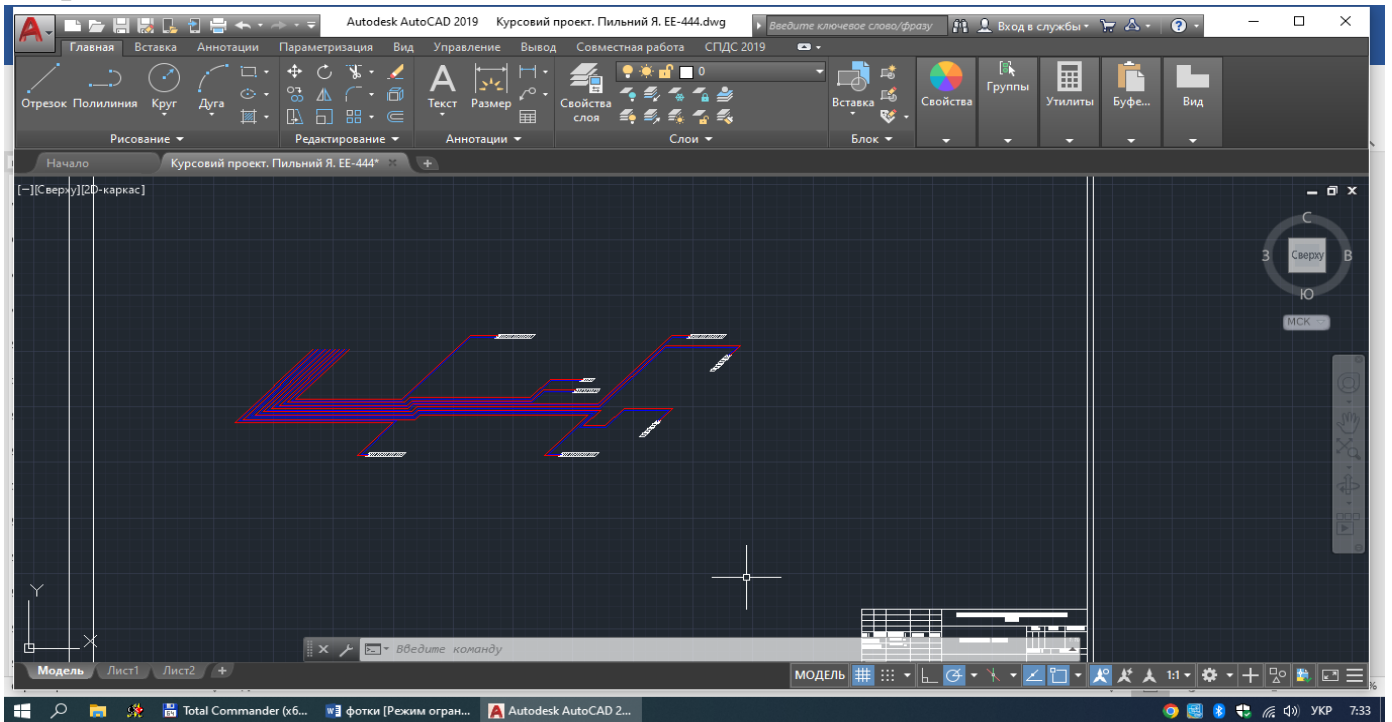
Графічна частина КП



План будівлі



Розрізи



Розведення магістральних трубопроводів

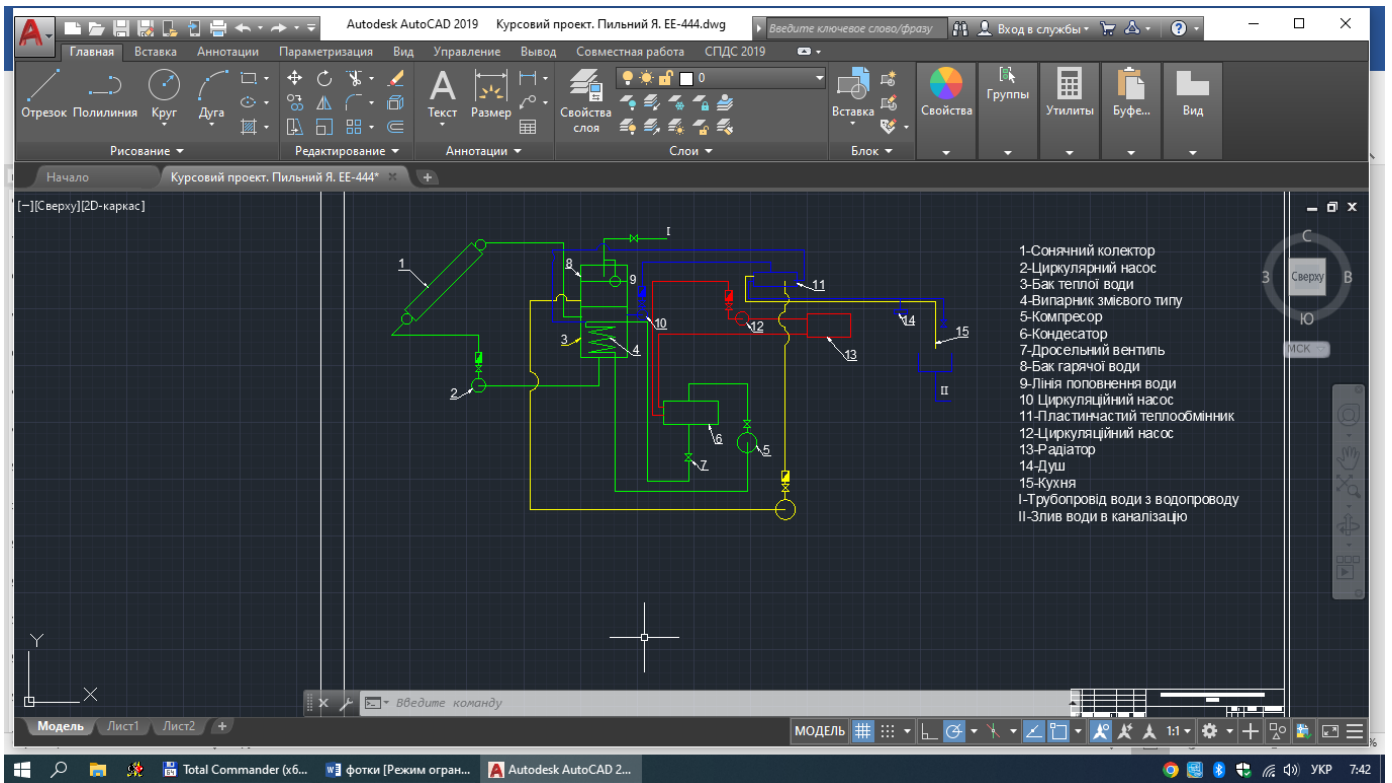


Схема ТН

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ:

1. “Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії”. С.О. Кудря,– К.: НТУУ “КПІ”, 2012. – 492 с.
2. Величко, Сергій Анатолійович.Альтернативна енергетика України [Текст] : матеріали до уроків, факультативів, МАН / Сергій Величко, Олександр Третяков. - Харків : Основа, 2010. - 126,[1]
3. Дудюк, Дмитро Лук’янович.Нетрадиційна енергетика: основи теорії та задачі : навч. посібник / Дмитро Дудюк, Святослав Мазепа, Ярослав Гнатишин. - Львів : Магнолія 2006, 2009. - 187 с
4. Вступ до спеціальності. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії: Курс лекцій/ С.О. Кудря, В.І. Будицький. – К.: НТУУ «КПІ», 2013. – 387 с.
5. Штучний холод в енергетичних системах з відновлюваними джерелами енергії [Електронний ресурс] : навч. посіб. / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 184 с. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT.1983419>
6. Автоматизація систем нетрадиційної енергетики. Прибори автоматики, електронні контролери та схеми автоматизації [Електронний ресурс] : метод. вказівки / О. С. Подмазко ; Каф. екоенергетики, термодинаміки та прикладної екології. — Одеса : ОНТУ, 2022. — 34 с. — Електрон. текст. дані. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT.1985465>
7. Застосування енергії моря та землі [Електронний ресурс] : метод. вказівки по розрахунку енергії вітру / О. С. Подмазко ; Каф. термодинаміки та відновлюваної енергетики. — Одеса : ОНТУ, 2022. — 26 с. — Електрон. текст. дані. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT.19858614>
8. Застосування енергії моря та землі [Електронний ресурс] : метод. вказівки по розрахунку енергії сонця / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. термодинаміки та відновлюваної енергетики. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 17 с. — Електрон. текст. дані. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT.1669056>
9. Процеси та елементна база систем нетрадиційної енергетики [Електронний ресурс] : метод. вказівки використання теплового насоса в системах нетрадиційної енергетики / О. С. Подмазко ; Каф. термодинаміки та відновлюваної енергетики. — Одеса : ОНТУ, 2022. — 46 с. — Електрон. текст. дані. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT.1985897>
10. Процеси та елементна база систем нетрадиційної енергетики [Електронний ресурс] : метод. вказівки до курсового проектування / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. термодинаміки та відновлюваної енергетики. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 14 с. — Електрон. текст. дані. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT.1668908>
11. Процеси та елементна база систем нетрадиційної енергетики [Електронний ресурс] : метод. вказівки по розрахунку енергії вітру / О. С. Подмазко ; Каф. термодинаміки та відновлюваної енергетики. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 5 с. — Електрон. текст. дані. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONANT.1669315>

12. Процеси та елементна база систем нетрадиційної енергетики [Електронний ресурс] : метод. вказівки по розрахунку тепло припливів / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. термодинаміки та відновлюваної енергетики. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 28 с. — Електрон. текст. дані. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHNT.1668847>
13. Процеси та елементна база систем нетрадиційної енергетики [Електронний ресурс] : метод. вказівки: "Розрахунок магістральних трубопроводів" / О. С. Подмазко ; Каф. термодинаміки та відновлюваної енергетики. — Одеса : ОНАХТ, 2019. — 4 с. — Електрон. текст. дані. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHNT.1669357>
14. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С. Холодильні установки спеціального призначення. М. Херсон. 588с.
15. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. "Холодильні установки та сфери їх використання" підручник для вищих навчальних закладів, Херсон, Грінь, 484с.,2014.
- 16.<https://stiebel-eltron.in.ua/ua/statti/124-teplovij-nasos>
- 17.<https://hitachi-ukraine.com.ua/raschyot-teplovogo-nasosa-vozdukh-voda.html>
18. Основи теплотехніки та гідравліки - Google Sites
<https://sites.google.com> › site › home › peredmovna

