

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

_____ Блаженко С.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2021 р.

«До захисту допущено»

В.о.завідувача кафедри

_____ Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2021 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

Холодильна техніка та технології

на тему: ”Проект модернізації системи холодопостачання та опалення гіпермаркету у м. Київ ”

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-9М

_____ Галян Владислав Геннадійович

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

_____ (підпис)

Керівник _____ Рябчук Олександр Миколайович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

_____ (підпис)

Консультант _____

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

_____ (підпис)

Засвідчую, що в цій кваліфікаційній роботі немає запозичень із праць інших авторів без відповідних посилань.

Здобувач _____

_____ (підпис)

Київ – 2021 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь _____ магістр _____

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильна техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

в.о. завідувача кафедри **ТЕХТ**

_____ Петренко В.П.

“ ” _____ 2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

_____ Галяна Владислава Геннадійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Проект модернізації системи холодопостачання та опалення гіпермаркету у м. Київ

»

керівник роботи _____ Рябчук Олександр Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “05”11.2020 року № 925-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2021 року

3. Вихідні дані до роботи плани будівельного креслення житлових будинків

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1)Холодопостачання і опалення в гіпермаркетах, 2)Обґрунтування модернізації системи , 3) Розрахунок теплонадходжень, 4) Підбір обладнання, 5)

Економічний розрахунок б)Висновок7) Список використаної літератури
Додатки.....

Анотація

У магістерській роботі модернізацію системи холодопостачання та опалення в м. Києва. За результатами досліджень внутрішнього та зовнішнього середовища та на основі аналізу конкурентного середовища обґрунтовано концепцію і розроблено виробничу програму.

Було вирішено модернізувати систему холодопостачання використовуючі пари фреону з лінії нагріву що йде в конденсатор, для обігріву складських приміщень площею 750м²

Розроблено організаційну структуру та об'ємно-планувальне рішення гіпермаркету, інженерно-будівельні рішення, заходи щодо раціонального використання теплоенергоресурсів, при експлуатації підприємства.. Проведена оцінка капітальних вкладів, окупності інвестиційного проекту. .

Ключові слова: Конденсатор, фреон, гіпермаркет, опалення, камера

Зміст

Вступ

1. Системи холодопостачання та опалення в гіпермаркетах.
2. Обґрунтування модернізації системи холодопостачання.
3. Розрахунок теплонадходження.
4. Підбір обладнання
5. Економічний розрахунок
6. Висновки

Список використаної літератури

Додатки

Вступ

Системи опалення, кондиціонування та вентиляції повітря є предметом постійного удосконалення та модернізації з метою створення найбільш сприятливого для людей мікроклімату в приміщеннях та захисту атмосферного повітря від шкідливих викидів

Системи тепло- та холодопостачання встановлюють також, для забезпечення у приміщеннях санітарно-гігієнічних умов, необхідних для перебування у них людей. В приміщеннях комплексу за допомогою таких систем підтримуються необхідні параметри внутрішнього повітря (температура, вологість, циркуляція повітря), що забезпечують добре самопочуття та не спричиняють шкоди здоров'ю людини, а також збереження будівельних конструкцій у відповідності до санітарно-технічних вимог і гігієнічних нормативів.

Теплопостачання. Як теплоносій для постачання теплотою повітрянагрівачів систем кондиціонування повітря, як правило, застосовують воду. В окремих випадках використовують пару низького тиску, але при цьому встановлюють в обвідні канали повітрянагрівачів повітряні канали, регулюючі температуру підігріву повітря. Повітрянагрівачі першого підігріву приєднують до водяних теплових мереж по безпосередній схемі. Якісне регулювання тепловіддачі повітрянагрівачів залежить від температури зовнішнього повітря, здійснюється в цьому випадку централізовано відповідно до температурного графіка роботи тепломережі. Повітрянагрівачі другого підігріву і місцевих або зональних довідників забезпечуються водою з постійною температурою. Для приготування води з постійною температурою використовують змішувальні установки. По цій схемі вода з подавальної лінії тепломережі змішується з частиною води, що повертається з повітрянагрівачів. Циркуляція води в контурі створюється насосом. Після повітрянагрівачів вода частково відводиться в зворотну лінію тепломережі, а частково на рециркуляцію до насоса через зворотний клапан. У теплий період року, коли температура води в тепломережі підтримується на постійному рівні, змішувач відключається і циркуляція води через повітрянагрівачі здійснюється по обвідній лінії у насоса.

Розрахункову температуру води, що подається до повітрянагрівачів другого, місцевого або зонального підігріву, зазвичай приймають в межах $60 \div 70$ °С. Температура зворотної води $40 \div 50$ °С. Теплоносій з постійною температурою можна готувати за допомогою водоводяних теплообмінників по незалежній, закритій схемі. По цій схемі вода з подавальної лінії тепломережі поступає у водо-водяний теплообмінник, де нагріває воду до заданої температури (60 °С). Зворотна вода з теплообмінника відводиться в зворотну лінію тепломережі.

Насос створює циркуляцію води в замкнутому контурі. Замкнутий контур вторинного теплоносія забезпечується розширювальним баком з необхідними трубопроводами. Температура зворотної води після повітрянагрівачів приймається рівною 40 °С. Установки з водо-водяними теплообмінниками дорожчі, ніж змішувальні установки, тому їх застосовують, як правило, тільки в тих випадках, коли за умовами гідравлічного режиму теплових мереж потрібна незалежна схема приєднання, а також, коли теплоносієм є пара.

Холодopостачання. Холодоносієм для системи кондиціонування повітря є вода від холодильних установок і значно рідше від природних джерел холоду. До природних джерел холоду відносяться артезіанська вода, вода холодних річок і озер і природний лід.

Артезіанську воду і воду з інших природних джерел застосовують, коли вона є в необхідній кількості з достатньо низькою температурою і забезпечує отримання необхідних параметрів повітря при нагріві води в кондиціонері не менше ніж на 3 °С. Для безпосереднього контакту з повітрям вода повинна бути питної якості. Артезіанська вода має постійну і достатньо низьку температуру, що робить її хорошим, стійким і надійним джерелом холодopостачання. З артезіанської свердловини холодна вода подається в кондиціонер (камеру зрошування або поверхневий повітроохолоджувач). Вода нагріта в кондиціонері, може використовуватися для технічних потреб, викидатися в каналізацію або подаватися в дифузійну свердловину, через яку поступає в товщу земних порід, де знов набуває якостей артезіанської. Вода холодних річок і озер за своїми якостями і

особливостями використання в системах кондиціонування повітря наближається до артезіанської, проте її наявність визначається кліматичними і географічними особливостями районів. Лід для систем кондиціонування повітря заморожується в бунтах товщиною 2.5 ÷ 3.0 м в зимовий період і закривається шаром теплоізоляції на теплу пору року. За допомогою льоду охолоджується вода, що подається в кондиціонер для охолодження повітря. Вона охолоджується в спеціальних теплообмінниках. Безпосередній контакт між льодом і повітрям, що обробляється в кондиціонерах, не допускається за санітарно-гігієнічними умовами. Природний лід застосовується для невеликих систем з розрахунковою потребою в холоді до 650 МДж/г. Вода в системах випарного охолодження (бризкальних басейнах, градирнях, камерах зрошування) охолоджується в результаті подачі прихованої теплоти при випаровуванні води в повітрі і використовується в системі кондиціонування. Системи випарного охолодження ефективні в районах зі спекотним і сухим кліматом. Проте цього охолодження недостатньо для використання при кондиціонуванні. Тому системи випарного охолодження зазвичай поєднують з системами штучного холодопостачання для відведення теплоти від конденсатора холодильних машин. Воду, що подається в кондиціонер, охолоджує в цьому випадку холодильна машина. Холодоносієм в більшості випадків є вода. При необхідності глибокого охолодження повітря як холодоносія використовують розсоли хлористого кальцію. У центральних кондиціонерах невеликої продуктивності можна використовувати випарник компресійної холодильної машини як поверхневий повітроохолоджувач. Як штучні джерела холодопостачання систем кондиціонування повітря використовують компресійні, абсорбційні і пароежекторні холодильні установки. Найбільш поширені компресійні холодильні машини. Вода, що нагрівається в кондиціонерах, поступає в бак гарячої води, з якого насосами холодильної установки подається у випарники холодильних машин. З них охолоджена вода прямує в бак холодної води, що є акумулятором холоду, з якого в міру необхідності насосами кондиціонерів подається в камери зрошування або у повітроохолоджувачі для обробки повітря.

У системі холодопостачання зазвичай використовують декілька холодильних машин, що забезпечує їх роботу на оптимальних режимах залежно від потреби холоду в різні періоди, а також кращі умови експлуатації систем. Акумулятор холоду в системі холодопостачання необхідний для економічної роботи холодильних машин. Застосування акумулятора холоду дозволяє використовувати холодильну станцію з меншою годинною продуктивністю, ніж максимально годинна потреба в холоді. В цьому випадку холодильні машини можуть працювати періодично на найбільш оптимальних режимах, створюючи запас холоду в акумуляторі на деякий період роботи кондиціонерів. Управління роботою системи холодопостачання здійснюється системою автоматики

Тепло- і холодопостачання системи кондиціонування повітря поділяють на автономні і неавтономні. У автономних системах кожен кондиціонер має свою систему теплохолодопостачання, тобто вбудовану в нього холодильну машину, мережу трубопроводів і апарати, які є джерелами і стоками тепла і вологи. Неавтономні системи мають централізовані, єдині для всієї будівлі або ряду будівель генератори тепла і холоду, від яких розгалуженою мережею тепло- і холодоносії підводиться до окремих кондиціонерів. У великих громадських і промислових будівлях часто застосовують комбіновані системи. У них первинна обробка зовнішнього повітря централізована, а остаточне його доведення для отримання потрібних для окремих приміщень параметрів припливного повітря здійснюється в місцевих вентиляторах або ежекційних довідниках, розташованих в окремих зонах або приміщеннях будівлі

Центральні системи влаштовують для обслуговування декількох приміщень з аналогічним температуро-вологісним режимом або одного крупного приміщення. Продуктивність таких систем зазвичай вимірюється десятками і сотнями тисяч кубічних метрів повітря за 1 год.

Для підтримки необхідних параметрів повітря в декількох приміщеннях з різними вимогами до температуро-вологісних умов застосовують місцеві системи кондиціонування повітря. Якщо загальна потреба в холоді і теплі декількох місцевих систем в будівлі опиняється дуже великою, доцільно передбачати централізоване теплохолодопостачання з пристроєм неавтономних місцевих установок кондиціонування повітря (кондиціонерів).

Якщо кондиціонування повітря передбачається тільки в окремих приміщеннях при порівняно невеликій загальній потребі їх в теплі і холоді, застосування централізованого теплохолодопостачання виявляється недоцільним. У таких умовах використовують місцеві автономні установки кондиціонування повітря, оснащені джерелами тепла і холоду.

Зазвичай як джерело тепла для вказаних установок застосовують трубчасті електронагрівачі, а як джерело холоду — вбудовані холодильні машини. По сезонності забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні системи кондиціонування поділяють на цілорічні і сезонні. Цілорічні системи забезпечують необхідний режим в теплий, перехідний і холодний періоди року. Сезонні системи забезпечують внутрішній розрахунковий режим або в холодний, або (частіше) в теплий період року.

1. Системи холодопостачання та опалення в гіпермаркетах.

Більшість сучасних торгових підприємств, що працюють за принципом самообслуговування (супер-і гіпермаркети), універсами великих мереж, оснащені централізованими системами холодопостачання, які забезпечують підтримку заданих температурних режимів у всьому спектрі холодильного обладнання.

Використання централізованих систем холодопостачання вважається доцільним, якщо сумарна площа торгових залів магазину становить 400 м² більше. Як правило, у розпорядженні сучасного універсаму є ще й підсобні приміщення, в яких розташовуються холодильні камери для зберігання товарного запасу, а також виробничі цехи для приготування напівфабрикатів. У цьому випадку використання централізованих систем холодопостачання стає доцільним і при меншій сумарній площі торгового залу.



Більшість сучасних торгових підприємств, що працюють за принципом самообслуговування (супер-і гіпермаркети), універсами великих мереж, оснащені централізованими системами холодопостачання, які забезпечують підтримку заданих температурних режимів у всьому спектрі холодильного обладнання.

Використання централізованих систем холодопостачання вважається доцільним, якщо сумарна площа торгових залів магазину становить 400 м² і більше.

Як правило, у розпорядженні сучасного універсаму є ще й підсобні приміщення, в яких розташовуються холодильні камери для зберігання товарного запасу, а також виробничі цехи для приготування напівфабрикатів. У цьому випадку використання централізованих систем холодопостачання стає доцільним і при меншій сумарній площі торгового залу.



Як правило, система централізованого холодопостачання великого універсаму складається з двох багатокомпресорних агрегатів, що встановлюються у машинному відділенні, і двох винесених конденсаторів повітряного охолодження, які розміщуються поза приміщеннями (зазвичай на стіні або на даху будівлі). Один з агрегатів забезпечує холодом все середньотемпературне, а інший – все низькотемпературне обладнання універсаму. Зазвичай кількість компресорів, яке встановлюється в одному агрегаті, варіює від двох до шести в залежності від необхідної холодильної потужності та особливостей системи споживачів холоду.



Останнім часом з метою скорочення площі, яку займають "центральні" агрегати, деякі зарубіжні фірми виготовляють комплексні мультикомпресорні центральні, що забезпечують холодом одночасно середньо-і низькотемпературних споживачів. У таких центральних компресори середньотемпературної та низькотемпературної груп монтуєть на єдиній рамі і, як правило, підключають до єдиного виносного конденсатору через загальний масловіддільник. Це конструкторське рішення дозволяє в 2 – 2,5 рази скоротити площу машинного відділення, а в деяких випадках є єдиним можливим інженерним рішенням.

У разі необхідності, коли в плануванні універсаму за дефіцитом площ немає машинного відділення, використовують спеціальні багатокомпресорні агрегати, зазвичай конструктивно з'єднані з повітряним конденсатором, які встановлюються поза приміщеннями. Такі агрегати, оснащені тепло- і звукоізолюючим кожухом, не вимагають створення додаткового зовнішнього огороження і можуть працювати при температурах навколишнього середовища до -40°C .

Існує два види холодопостачання:

1. Холодильне обладнання з вбудованими агрегатами
2. Виносне холодопостачання торгового підприємства, складу

Холодильне обладнання з вбудованими агрегатами – це обладнання, кожна одиниця якого має свій холодильний агрегат, змонтований всередині вітрини, шафи, гірки і т. д. Таке обладнання просте, зручне, але є рентабельним лише для невеликих магазинів, торговою площею менше 150 кв. м.,

а також для торгових підприємств, що орендують торгову площу на термін менше 3-5 років. Але при цьому обладнання споживає великий обсяг електроенергії, виділяє тепло безпосередньо в торговий зал, створює шум в магазині, його надійність нижче в порівнянні з виносним холодом.

Виносне холодопостачання торгового підприємства, складу.

У цьому випадку холодильний агрегат винесений за межі конструкції вітрини, гірки, бонети. Причому один виносний агрегат може жити як одну одиницю обладнання, так і однотипне обладнання, поєднане в лінію.

У мінімальному за своїми розмірами корпусі зібрано досить потужний агрегат на базі спірального компресора з повним набором автоматики та засобів захисту. Для запуску даного агрегату досить підключити його до споживачів холоду і електромережі, провести вакуумування трубопроводу від випарника і можна запускати (поставляється із заправленим фреоном і налаштованою автоматикою).



Централізовані системи холодопостачання з багатокомпресорними агрегатами, розраховані на достатньо тривалі терміни служби. Але при цьому слід мати на увазі, що тривала, надійна і безаварійна експлуатація цих систем можлива лише за умови ретельного опрацювання проекту, якісного монтажу і кваліфікованого технічного обслуговування

Система кондиціонування великих об'єктів з безліччю приміщень, що вимагають незалежного регулювання температури, в основному, застосовуються системи кондиціонування на базі обладнання «чиллер - фанкойл». Джерелом холоду в таких системах є водоохолоджувальні машина (чиллер). Чиллер є закінченою холодильну машину, призначену для охолодження рідини (вода або незамерзаюча рідина). Охолоджена рідина за допомогою циркуляційних насосів по системі трубопроводів подається в місцеві кондиціонери - фанкойли. Фанкойл встановлюється всередині обслуговуваних приміщень, являє собою блок, що включає фільтр, водяний теплообмінник, вентилятор і пульт управління. Фанкойли (як і внутрішні блоки фреонових систем) мають різноманітні конструкції, що дозволяє їх використовувати в будь-якому інтер'єрі.

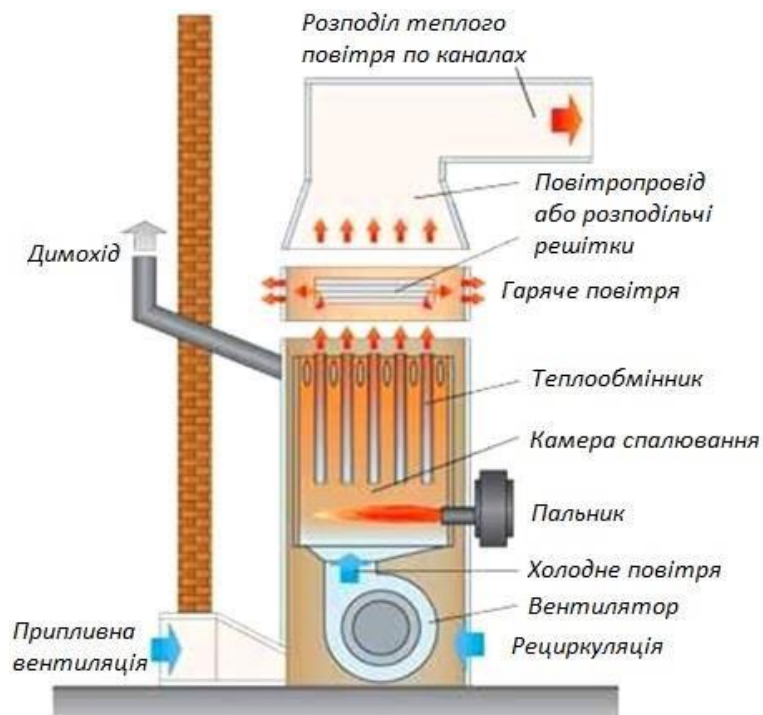
Чиллер може також працювати на опалення в перехідні періоди року (виконання з тепловим насосом).

Система «чиллер-фанкойл» дуже зручна тим, що не вимагає пристрою паралельної системи опалення.

За наявності в будинку автономної котельні система з фанкойлами може працювати на опалення, при цьому використовуються ті ж фанкойли, циркуляційні насоси та система трубопроводів, що і для охолодження приміщень, тільки циркуляція води йде не через чиллер, а через котельню (або тепловий пункт).

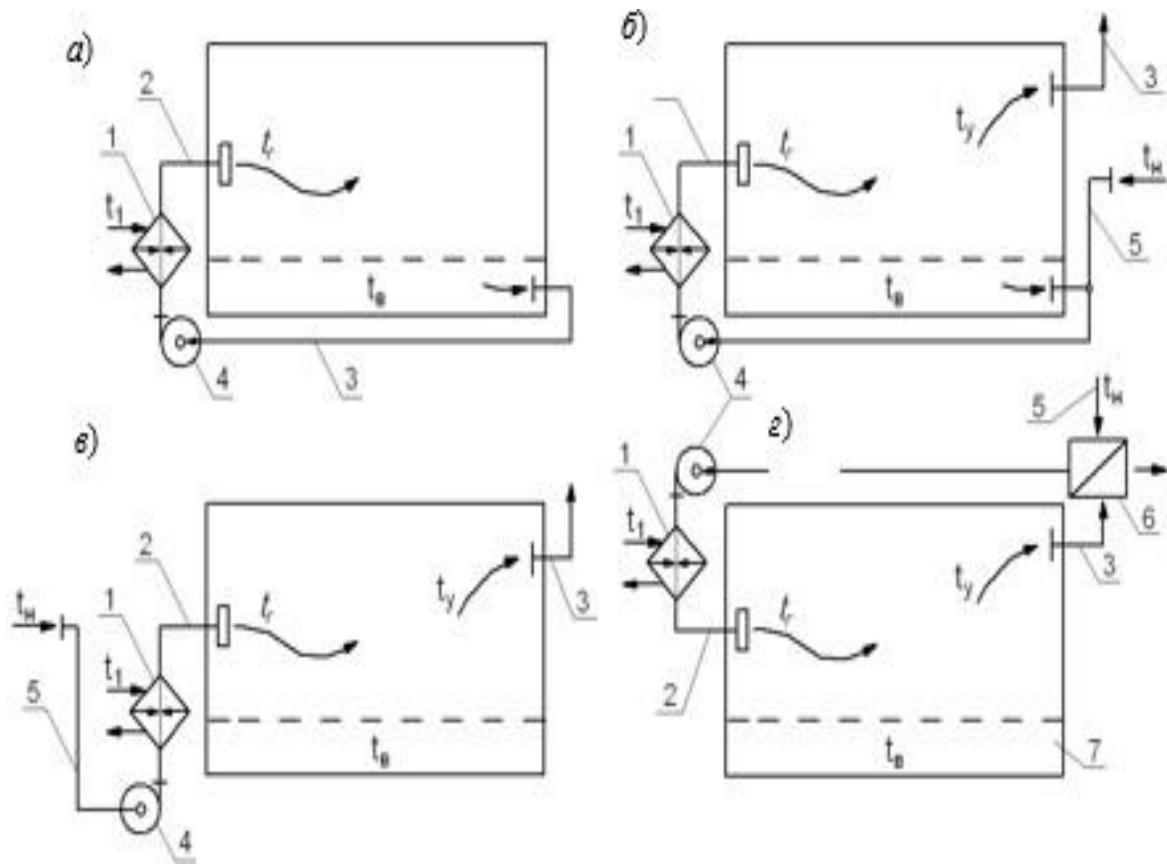
Загальна характеристика систем Повітряні системи опалення мають досить широке застосування. Вони незамінні в цехах, на складах готової продукції, в актових залах, їдальнях, великих офісах, торгових галереях та інших приміщеннях, які потребують надходження значних витрат повітря. Теплоносієм у системах повітряного опалення є атмосферне повітря, яке нагрівається за рахунок первинного теплоносія - пари, гарячої води або газів в теплогенераторі до заданої температури і подається в приміщення (див., наприклад, для газового теплогенератора), віддає теплоту, що необхідна для компенсації теплових втрат. Температура нагрітого повітря не перевищує температуру повітря в приміщенні. Таким чином, система повітряного опалення фактично стає комбінованою - водоповітряною, пароповітряною, газоповітряною (рис. 1), електроповітряною і т. ін.

(рис. 1) Схема газоповітряного центрального опалення



Основна схема систем повітряного опалення.(рис.2) В залежності від розташування джерела нагрівання повітря системи повітряного опалення поділяються на центральні і місцеві. Центральні системи повітряного опалення - каналні. Повітря нагрівається до необхідної температури в повітронагрівачах, що розташовані в тепловому центрі будівлі або зовні (при зовнішньому виконанні агрегатів), і подається в приміщення по повітропроводам через повітророзподільники.

(рис 2.) Схеми систем центрального повітряного опалення:



а) – повністю рециркуляційна;

б) – частково рециркуляційна;

в) – прямоточна;

г) – рекуперативна;

1 – теплообмінник-калорифер;

2 – канал нагрітого повітря з повітророзподільником в приміщенні;

3 – канал внутрішнього (рециркуляційного) повітря;

4 – вентилятор;

5 – канал зовнішнього повітря;

6 – рекуператор (теплообмінник);

7 – робоча зона

Перевагою центральних систем повітряного опалення є відсутність опалювальних приладів у приміщеннях, що обігріваються. Обладнання для нагрівання та переміщення повітря в цих системах розташовується, як правило, за межами приміщення. При встановленні повітрянагрівачів безпосередньо у приміщенні системи повітряного опалення стають місцевими. Їх зазвичай влаштовують у випадках, якщо в приміщеннях відсутня центральна система припливної вентиляції, а також при незначній витраті припливного повітря (кратність повітрообміну не перевищує 0,5 1/год). За способом використання зовнішнього повітря системи повітряного опалення поділяються на рециркуляційні, прямоочні і комбіновані (див. рис. 2). У рециркуляційних системах повітря, що забирається з приміщень, після нагрівання в теплогенераторі (калорифері) знову повертається до них для опалення Система повітряного опалення з частковою рециркуляцією застосовується з механічним спонуканням руху повітря і є найбільш керованою. Вона може діяти в різних режимах: у приміщеннях, крім часткової, можуть здійснюватися повна заміна, а також повна рециркуляція повітря. При цих трьох режимах система працює як опалювальновентиляційна, чисто вентиляційна і чисто опалювальна. Все залежить від того, чи забирається повітря зовні і з якою витратою, та до якої температури воно нагрівається в повітрянагрівачі. У прямоочних системах (рис. 2, в) відбувається нагрів тільки свіжого зовнішнього повітря. Вони характерні для приміщень з високими вимогами до вентиляції. При організації таких систем необхідно також передбачити потужну систему витяжної вентиляції. Систему, побудовану за принципом рециркуляції внутрішнього повітря, не завжди можливо використовувати у зв'язку з вимогою санітарних норм, будівельних нормативів і правил.

У будь-якому випадку при проектуванні системи важливо враховувати теплові втрати не тільки від огорожувальних конструкцій будівлі, а й пов'язані з організацією активної вентиляції, а також і динамічні переохолодження, що викликані, наприклад, відкриттям в'їздних воріт. Комбіновані системи повітряного опалення застосовуються, коли є значна різниця в необхідності подачі теплоти і підігріву припливного повітря протягом дня: зі значним повітрообміном в робочий час, при однозмінному режимі роботи або при переривчастому робочому циклі.

Незалежно від способу і типу організації системи повітряного опалення обігрів приміщення відбувається за принципом подачі перегрітого повітря в приміщення. Важливим фактором є висота приміщення і кратність повітрообміну в ньому. У традиційних системах повітряного опалення повітря після нагрівання в теплогенераторі потрапляє в приміщення з більш високою температурою, у порівнянні з середньою температурою в робочій зоні. Потрапляючи в приміщення, більш тепле і легке повітря за рахунок гравітації спрямовується вгору. Відомо, що перегрів стельової зони викликає підвищені теплові втрати в зоні покрівлі і верхньої частини стін, і відбувається нераціональне витрачання теплоти. Саме тому гаряче повітря слід подавати через спеціальні повітророзподільники струменевого або рівномірного розподілу в нижню або середню область приміщення, в іншому випадку гаряче повітря буде накопичуватися в стельовій зоні, і прогрів приміщення буде нерівномірним.

Повітряне опалення (фанкойлами) має суттєві переваги перед радіаторним: агрегати більш компактні (за рахунок примусового обдування необхідна теплообмінна поверхню істотно менше), система менш інерційна (швидше досягається задана температура в приміщенні), температура теплоносія може бути істотно нижче (близько 60 ... 50 ° C), замість традиційних 90/70 ° C в радіаторному опаленні.

Опалювальні - повітряні агрегати

Комплекс стандартних елементів, які розташовуються безпосередньо в

опалюваних приміщеннях і призначені для нагрівання та подачі повітря, називають опалювальними агрегатами. Вони дозволяють підтримувати задану температуру внутрішнього повітря у приміщеннях в холодний і перехідний періоди року.

Опалювальні та опалювально-вентиляційні агрегати складаються з калорифера, вентилятора, напрямних і регулювальних лопаток. Ці агрегати поділяються на підвісні і підлогові.

Повітря від повітряно-опалювальних агрегатів місцевих систем надходить у приміщення безпосередньо. У центральних системах подача

Системи повітряного опалення, обладнання.

Повітряне опалення можуть здійснювати як окремі повітряно-опалювальні агрегати, так і **каналні системи повітряного опалення**, поєднані з системами приточно-витяжної вентиляції або не поєднані з ними, що використовують для транспортування повітря повітропровод. Відповідно, якщо повітряне опалення не передбачає використання повітропроводів, то це - безканалні системи повітряного опалення.

Для опалення великих виробничих і складських приміщень широке застосування отримали повітряно-опалювальні агрегати. Повітряне опалення можуть здійснювати як окремі повітряно-опалювальні агрегати, так і **каналні системи повітряного опалення**, поєднані з системами приточно-витяжної вентиляції або не поєднані з ними, що використовують для транспортування повітря повітропровод





Повітряно-опалювальні агрегати можуть бути підвісними, підлоговими, даховими, можуть додатково комплектуватись змішувальними камерами для свіжого повітря, високонапорними вентиляторами для можливості об'язки повітроводами, відповідною автоматикою. Підвісні повітряно-опалювальні агрегати можуть мати потужність від 10 до 100 кВт, підлогові повітряно-опалювальні агрегати з газовими пальниками - до декількох МВт. Повітряно-опалювальні агрегати з газовими пальниками добрі тим, що не потребують проміжного теплоносія і, незважаючи на велику вартість, більш економічні у експлуатації. З іншого боку, такі агрегати, як і будь-яке газове обладнання мають досить жорсткі обмеження і вимоги безпеки при їх проектуванні, інсталяції та особливо експлуатації

Якщо для опалення в холодний період використовується кондиціонер, то це - безканална система повітряного опалення, у якій теплоносій - повітря, а джерело енергії - тепло, що виділяється при переході газу (фреону) з газоподібного стану в рідкий. Системи чилер - фанкойли в режимі теплового насосу мають таке саме джерело енергії, але тут присутній проміжний теплоносій - вода чи антифриз. Крім того, у комерційних та офісних будівлях часто застосовується повітряне опалення фанкойлами за допомогою їх перемикання з контуру чилера на контур котла.



Як прилади повітряного опалення можна розглядати і **побутові обігрівачі**, - тепловентилятори, що застосовуються в основному для місцевого обігріву чи догріву в перехідний період або в умовах, де немає можливості або сенсу інсталяції повноцінної опалювальної системи. На сьогодні побутові обігрівачі представлені досить широким асортиментом як по конструкції і дизайну, так і по потужності та брендах.

Повітряне опалення порівняно з іншими видами опалення має наступні *переваги*:

- мала металоемність;
- невелика інерційність, що дозволяє швидко нагріти приміщення;
- більш рівномірний розподіл температур в робочій зоні великогабаритних приміщень.

Але повітряне опалення має і *недоліки*, що обмежують його використання:

- необхідність збільшення перерізів повітропроводів при транспортуванні за допомогою повітря великих кількостей тепла і великі їх втрати при цьому у каналних повітряних системах опалення;
- значні експлуатаційні витрати в зв'язку з потребою додаткової електроенергії для приводу вентиляторів;
- при відключенні будь-якої системи повітряного опалення, чи то повітряно-опалювальні агрегати, чи побутові обігрівачі, настає швидке охолодження опалюваного приміщення.

Джерелом тепlopостачання торгового центру є районна котельня з параметрами мережевого теплоносія 130/70°C. Постачання холодної води відбувається від міської водопровідної мережі. Тепlopостачання ТРЦ відбувається від теплового пункту, розташованого між осями А-Б на відм. -3.000 в приміщенні підвалу, який відведений для:

- підключення системи опалення та вентиляції до теплового вузла за незалежною

схемою;

- підтримання постійного перепаду тиску в системі опалення, яке проводиться за допомогою регулятора перепаду тиску;

- регулювання температури теплоносія в системі опалення, яке проводиться за допомогою комбінованого регулятора перепаду тиску та температури;

- приготування гарячої води для потреб системи ГВП за допомогою пластинчатого теплообмінника;

- регулювання температури гарячої води для потреб системи ГВП за допомогою регулятора температури.

Теплоносієм для системи опалення є вода. Її температурний графік 95/65°C. Система опалення напряму підключається до зовнішніх теплових мереж із встановленням насосу.

Система опалення ТРЦ запроектована двотрубна з нижнім розведенням подавальної та зворотної магістралей. Цю систему доцільно застосовувати при великій протяжності та значному тепловому навантаженні для опалення в малоповерхових будинках.

Опалювальні прилади були прийняті сталеві панельні радіатори KERMI за ТУ У 19125158.001-96, в електрощитовій прийнятій реєстр із 2 гладких труб по ГОСТ 10704-91.

З метою попередження низхідних холодних потоків в приміщеннях, призначених для опалення, радіатори встановлюються під вікнами вільно (біля стіни).

Опалювальні прилади в приміщеннях були розраховані для системи опалення із розрахунковою температурою внутрішнього повітря $t_{в} = +16^{\circ}\text{C}$, $+18^{\circ}\text{C}$, $+20^{\circ}\text{C}$, $+25^{\circ}\text{C}$ та для чергового опалення з $t_{в} = +5^{\circ}\text{C}$ (в залежності від призначення приміщення).

Горизонтальні вітки систем опалення повинні вкладатися з ухилом $i = 0,002$ із встановленням в місцях їх приєднання до вертикальних ділянок запірної арматури.

Видалення повітря із системи опалення здійснюється за допомогою кранів Маєвського, які повинні бути встановлені у вищих точках системи.

Дренування води із системи опалення здійснюється за допомогою вентилів іта трійників із пробками, які повинні бути встановлені в нижчих точках системи.

Запірно-регулююча арматура передбачається для можливості регулювання системи опалення та відключення її окремих частин під час планових та не планових зупинок роботи системи.

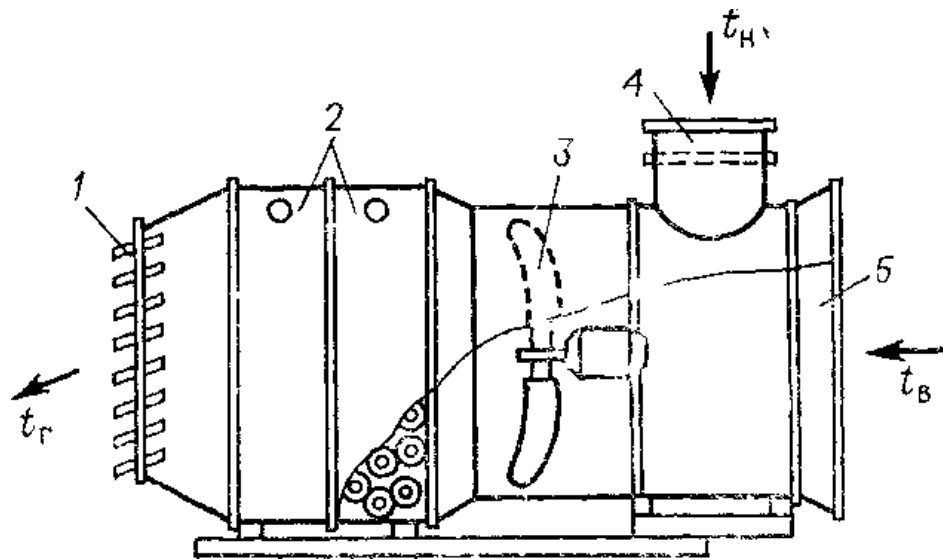
Для гідравлічного балансування стояків повинні застосовуватися балансувальні вентиля компанії «Сотар». Балансувальні пристрої повинні бути встановлені в місцях приєднання віток трубопроводів від приладів, або стояків, до магістральних трубопроводів. Трубопроводи встановлюються із сталевих водогазопровідних труб ГОСТ 3262-75* ($\emptyset \leq 50\text{мм}$) та із сталевих електрозварних труб по ГОСТ 10704-91 ($\emptyset > 50\text{мм}$).

Трубопроводи теплопостачання калориферів, транзитні та магістральні трубопроводи системи опалення повинні бути ізольовані скловолокнистими матами "IZOVER" (тип КТ-11), товщиною 50 мм, з покривним шаром із скляних закручених комплексних ниток відповідно до ГОСТ 19907-83.

Неізовані трубопроводи та опалювальні прилади повинні бути пофарбовані олійною фарбою два рази.

По завершенню монтажних робіт, усі трубопроводи та обладнання підлягають гідравлічному випробуванню на міцність та щільність.





Принципова схема опалювального агрегату:

1 - направляюча решітка;

2 - калорифер;

3 - осьовий вентилятор;

4 - забір зовнішнього повітря;

5 - забір внутрішнього повітря

Повітря може здійснюватися як безпосередньо, так і розподілятися по приміщеннях за допомогою каналів-повітроводів.

Опалення з направленою подачею повітря отримало широке застосування у великих виробничих приміщеннях. При ньому можливе досягнення рівномірного розподілу температури, а відсутність каналів робить систему економічно вигідною.

Діапазон повітропродуктивності агрегатів повітряного опалення складає від 2,5 до 30 тис. м³/год, а теплова потужність – від 10 до 350 кВт.

У табл. наведені приклади окремих типорозмірів повітряно- опалювальних агрегатів, призначених для рециркуляційного обігріву промислових, складських, гаражних і інших подібних їм приміщень висотою до 6 м.

Рециркуляційний повітрянагрівач з природним рухом повітря – це опалювальний прилад типу високого конвектора з поверхневим теплообмінним апаратом (калорифером), в якому відбувається передача теплоти від гарячого теплоносія до повітря через поверхню сталевих трубок.

За видом нагрівального теплоносія розрізняють водяні, парові і

електричні

калорифери

. Технічні характеристики деяких повітряно-опалювальних агрегатів

Параметр	Марка повітряно-опалювального агрегата			
	1	2	3	4
Повітропродуктивність, м ³ /год	4000	6300	10000	20000
Теплова продуктивність, кВт	46	80	116	230
Орієнтовний опалювальний об'єм при нормальних умовах, м ³	1200	1850	2900	5750
Потужність електродвигуна, кВт	0,37	0,75	1,1	3,0
Маса, кг	95	108	210	350

Водяні калорифери в даний час отримали переважне поширення. Нагрівання повітря відбувається в них в основному за рахунок конвективної теплопередачі при обтіканні повітрям теплопередавальних поверхонь.

За напрямком руху повітря трубки в калорифері можуть розташовуватися в коридорному або шаховому порядку. В останньому випадку забезпечуються кращі умови, разом з цим зростає і опір руху повітря.

Вибір опалювальних агрегатів для відповідного приміщення здійснюється на основі розрахунку теплового навантаження на опалення.

2. Обґрунтування модернізації системи холодопостачання.

Новітні вимоги для модернізації

Взагалі виділяємо три види модернізації:

1) **Надійність** - безвідмовна робота протягом довгих років є запорукою стабільного функціонування. Звичайно, за умови регулярного проведення планових робіт.

2) **Енергоефективність** — забезпечення високого рівня енергоефективності при будівництві та реконструкції. Інженерні мережі ОВК можуть займати частку від 30 до 70% загального енергоспоживання. Відповідно, підвищення рівня енергоефективності безпосередньо впливає на рентабельність та конкурентоздатність.

3.) **Кошторис витрат.**— Один з найважливіших критеріїв, яким послуговується Замовник, більшості випадків саме ціна є основною ланкою для конкурентоспроможності.

В наш час різноманітність обладнання і брендів які їх виробляють дуже великий (Gree, dantex, General, Mitsubishi, MDV, Danfoss). Більшість компаній обирає фірму Danfoss, яка була заснована в Данії, стала відомою тим що було створено перший у світі прототип радіаторного терморегулятора. Запуск виробництва механізмів регулювання та розпилювачів для паливних форсунок, також надзвичайно надійна



Також обирають Daikin так як країною виробником є Японія, а це надійність і еталон якості. Виробник запевняє вони являються самими безшумними, продумані в монтажі та не підведуть в експлуатації. Це досягається використанням комплектуючих високої якості (компресорів, електронних плат, використання високоякісних матеріалів).

MDV надійний виробник потужного кліматического обладнання мирового рівня,



официальный дистрибьютор



предлагает продукцию, прошедшую многократные сертификационные одобрения, а так же

производит полный ассортимент климатического оборудования: от мегаваттных чиллеров, VRF-систем до бытовых кондиционеров.

До модернизации я обрав вузол регулювання фреону від фірми Danfoss, Конденсатор по спец замовленю...

Тепловтрати приміщень складаються з тепловтрат через зовнішні захищення (стіни, вікна, підлоги, перекриття) і витрат теплоти на нагрівання повітря, що інфільтрується в приміщення через нещільність в конструкціях. У промислових будівлях враховують і інші втрати теплоти.

Розрахунок тепловтрат приміщення полягає у визначенні всіх сумарних тепловтрат через огорожувальні конструкції (зовнішні захищення) і для всіх опалювальних приміщень. Допускається не враховувати тепловтрати через внутрішні захищення, якщо різниця температур в приміщеннях, які вони поділяють, не перевищує 3оС.

Тепловтрати, Вт, через огорожувальні конструкції розраховують за формулою:

$$Q_{огр} = F(t_{вн} - t_3^B)(1 + \Sigma\beta)n/R_o, \text{де}$$

F – розрахункова площа огорожувальної конструкції, м²;

t_{вн} – розрахункова температура повітря в приміщенні, оС;

t₃^B – розрахункова температура зовнішнього повітря, оС;

β – додаткові тепловтрати, в частках від основних втрат;

n – коефіцієнт, що враховує положення зовнішньої поверхні захищення по відношенню до зовнішнього повітря;

R_о – опір теплопередачі м²·°С/Вт, що визначається за формулою:

$$R_o = 1/\alpha_в + \Sigma(\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_з + R_{п.п.}, \text{де}$$

α_в – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні захищення, Вт/ м²·°С;

δ_i і λ_i – товщина шару і розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару конструкції;

α_з – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні захищення, Вт/ м²·°С;

R_{п.п.} – термічний опір закритого повітряного прошарку (при наявності його в конструкції), м²·°С / Вт

Коефіцієнти α_в і α_з приймаються за СНіПом, для деяких випадків - надані в

δ_i – визначається з будівельних креслень огорожуючих конструкцій або призначається у відповідності з завданням;

λ_i – приймається за довідковими даними, термічний опір повітряних прошарків може бути прийнятим за

Будинки підприємств роздрібної торгівлі необхідно обладнувати опаленням і вентиляцією, що проектується згідно зі СНіП 2.04.05.

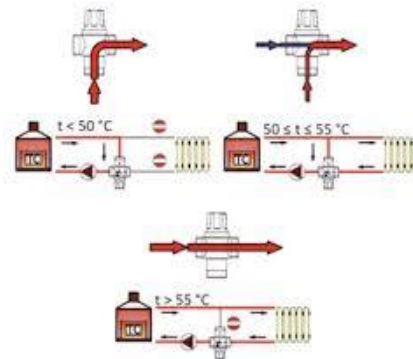
Системи кондиціонування повітря слід проектувати за завданням на проектування. При цьому в приміщеннях мають підтримуватися оптимальні параметри мікроклімату внутрішнього повітря щодо температури і відносної вологості. Будинки магазинів необхідно підключати до систем централізованого теплопостачання через індивідуальний тепловий пункт (ІТП), обладнаний приладами обліку теплоспоживання. Вбудовані в будинки іншого призначення або прибудовані до них магазини слід обладнувати окремими системами або гілками систем зі своїми приладами обліку теплоспоживання, які розташовуються в приміщенні ІТП. Допускається забезпечувати теплопостачання вбудованих магазинів площею до 150 м² від загальнобудинкових систем теплоспоживання. У разі неможливості приєднання будинку магазину до централізованого теплопостачання, а також в інших випадках при техніко-економічному обґрунтуванні і за наявності дозвільної документації до складу проекту будинку має входити місцева котельня, яку слід проектувати згідно з СНиП П-35 і ДБН В.2.5-20.



Приміщення		Розрахункова температура взимку, °С	Кратність повітрообміну, год ⁻¹	
			Приплив	Витяжка
Торговельні зали продовольчих магазинів	площею 250 м ² і менше	14	-	1
	площею більше 250 м ²	14	За розрахунком	
Торговельні зали універсальних непродовольчих магазинів	площею 250 м ² і менше	16	-	1
	площею більше 250 м ²	16	За розрахунком	
Розвантажувальні приміщення		10	За розрахунком	
Приміщення готування товарів до продажу, комплектувальні, прийомочні		18	2	1
Демонстраційні зали		18	За розрахунком	
Приміщення для пральних машин і прасувальні		18	1	2
Близняна		18	-	0,5
Розрубочні		10	3	4
Комори	хліба і кондитерських виробів	16	-	0,5
	гастрономічних товарів, риби, молока, фруктів, овочів, солінь, вина, пива, напоїв	8	-	1
	взуття, парфумів, побутової хімії	16	-	2
	інших товарів	16	-	0,5
Камери охолоджені		За технологічним завданням		
Камера для сміття не охолоджувана		-	-	1

Для опалення торговельних залів та інших приміщень площею 400 м² і більше слід проектувати окремі гілки, оснащені регуляторами температури. На опалювальних приладах решти приміщень необхідно встановлювати термостатичні клапани.

У приміщеннях, де проектується кондиціонування повітря, що забезпечує оптимальні параметри повітря протягом усього року, регулятори температури і термостатичні клапани(рис.3) в системі опалення встановлювати не потрібно.

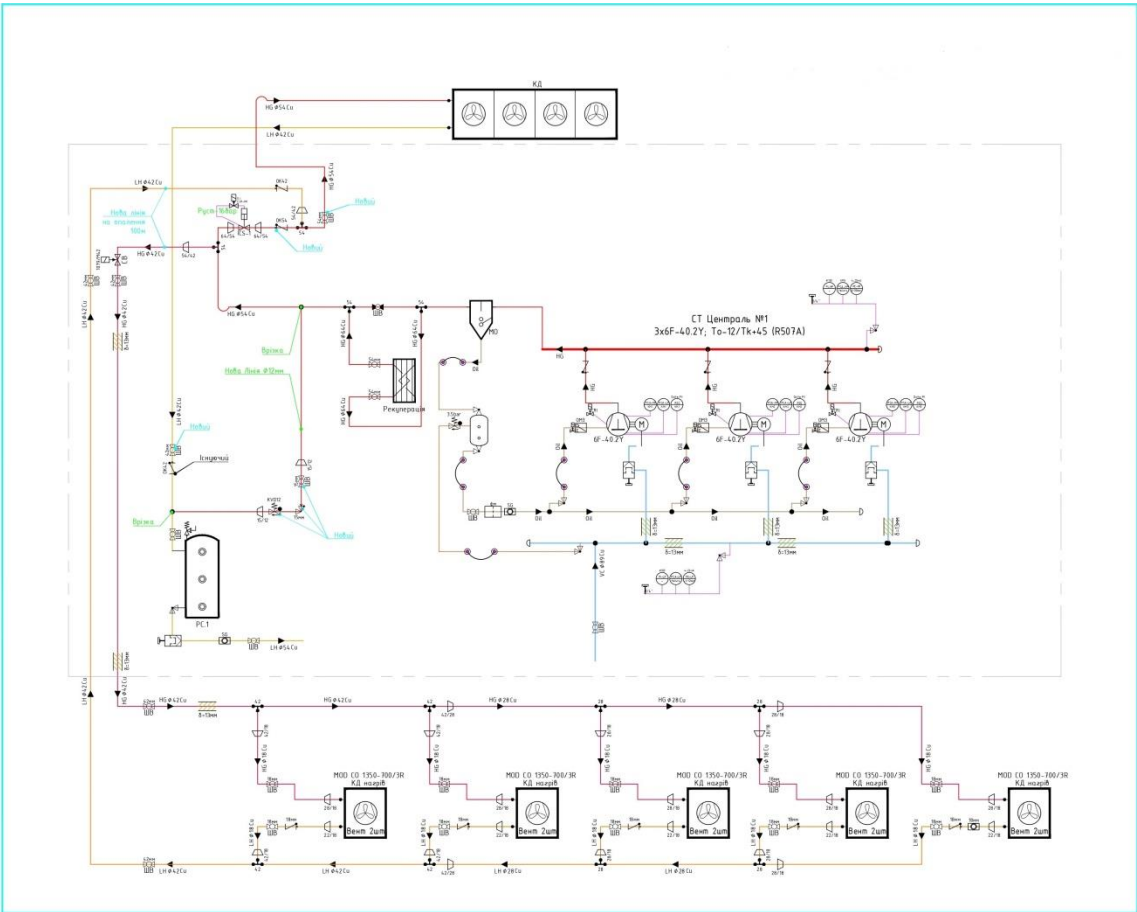


Термостатичні клапани (рис.3)

Системи вентиляції магазинів, вбудованих у будинки іншого призначення або прибудовані до них, слід проектувати окремими від систем вентиляції цих будинків. Якщо продаж продовольчих і непродовольчих товарів передбачається в різних залах одного магазину, системи вентиляції цих залів мають бути роздільними. Системи витяжної вентиляції з комор необхідно проектувати окремими від систем вентиляції інших приміщень. Допускається об'єднувати ці системи у разі встановлення протипожежних клапанів у місцях перетинання повітроводами перегородок комор відповідно до вимог СНиП



Схема гідралічної системи:



3. Розрахунок тепло надходження

Повітряне опалення для компенсації усіх тепловтрат у приміщенні передбачає подачу деякої кількості повітря G , кг/год, нагрітого до температури $t_{\text{пер}}$, більш високої, ніж температура внутрішнього повітря у робочій зоні приміщення $t_{\text{в р з}}$.

Кількість теплоти, необхідна для опалення приміщення віддається перегрітим повітрям при його охолодженні до температури $t_{\text{ох}}$. Величина цієї кількості теплоти, власне, потужність повітряного опалення $Q_{\text{п.о.}}$ визначається наступним чином:

$$Q_{\text{п.о.}} = G \cdot c_{\text{в}} (t_{\text{пер}} - t_{\text{ох}}), \quad \text{кДж/год, де}$$

G - кількість повітря, кг/год;

$c_{\text{в}}$ - питома теплоємність внутрішнього повітря в робочій зоні;

$t_{\text{пер}}$ - температура перегрітого повітря;

$t_{\text{ох}}$ - температура охолодженого повітря

Якщо забір повітря системою повітряного опалення здійснюється із зони висотою до 3-4 м, то температура охолодженого повітря приймається рівною температурі у робочій зоні - $t_{\text{ох}} = t_{\text{в р з}}$, якщо висота забору більша, $t_{\text{ох}}$ приймається на 3 - 4 градуси більшою $t_{\text{в р з}}$.

Як видно з наведеної рівності, з метою досягнення більшої теплопродуктивності при заданій витраті повітря його температуру $t_{\text{пер}}$ потрібно призначати якомога більшою. З іншого боку, ця температура обмежується нормами і залежить від способу та місця подачі перегрітого повітря. При подачі повітря в зону, що обслуговується з відстані 2 м від робочих місць температура $t_{\text{пер}}$ не повинна перевищувати 45°C, на висоті більше 3,5 м від підлоги - 70°C, а при безпосередньому тривалому впливі на людину, - не більше 25°C.

При проектуванні системи повітряного опалення потрібно враховувати ці вимоги і при необхідності, коректувати витрати повітря системи чи кількість агрегатів, що здійснюють повітряне опалення

Однією з переваг системи повітряного опалення є можливість поєднання її з приточною вентиляцією. В цьому випадку потужність системи повітряного опалення $Q_{п.о.}$ повинна враховувати потужність $Q_{вент.}$, необхідну для нагріву приточного повітря до нормованої температури, яка може бути досить значною:

$$Q_{п.о.} \geq Q_{тепловтр} + Q_{вент.}$$

Методика розрахунку повітряних систем опалення

1. Визначають теплове навантаження системи опалення за втратами теплоти огороженнями приміщень, тобто

$$Q_{оп} = Q_{втр}, \text{ кВт}$$

2. Витрата повітря, яка необхідна для повністю рециркуляційної системи повітряного опалення, кг/с, розраховується за формулою

$$G_{оп} = \frac{Q_{оп}}{c_p (t_g - t_v)}$$

– де c_p – теплоємність повітря, кДж/(кг·К), згідно з рекомендаціями розділу

1.1 беремо величину $c_p = 1,005$ кДж/(кг·К); t_g – температура гарячого повітря, яке надходить до приміщення, о С; t_v – температура внутрішнього повітря у приміщенні, о С. Як видно з рівняння температура гарячого повітря t_g повинна бути максимально високою, що призводить до зменшення витрати повітря на опалення, а це, в свою чергу сприяє зменшенню розмірів каналів та зменшенню витрати електроенергії на переміщення повітря. Але санітарними нормами встановлюється верхня межа цієї температури – повітря не слід нагрівати вище за 60 °С, щоби воно не втрачало своїх властивостей як середовище для дихання людей.

Тому ця температура і береться як максимальна для систем повітряного опалення приміщень з постійним або тривалим (більше як 2 год) перебуванням людей. Відхилення від цього загального правила стосуються повітряно-теплових завіс. Для завіс у зовнішніх воріт і технологічних проемів, що виходять зовні, допускається підвищення температури повітря до 70 °С, а для завіс у зовнішніх входних дверей – зниження температури до 50 °С. Конкретні значення температури повітря при повітряному опаленні пов'язані зі способами його подачі з повітророзподільників. При подачі повітря в межах робочої зони допускається температура припливного повітря до 45 °С, але не нижче як 25 °С. При подачі повітря на будь-якій висоті температура припливного повітря визначається розрахунком за умови, що в робочій зоні забезпечується задана температура повітря. Об'ємні витрати повітря для повністю рециркуляційної системи повітряного опалення, м³ /год: - того, що подається до приміщення при температурі

$$t_{\text{r}} V_{\text{оп}} = 3600 L_{\text{оп}} / \rho_{\text{r}}$$

- внутрішнього повітря для приміщення при температурі $t_{\text{в}} V_{\text{в}} = 3600 L_{\text{оп}} / \rho_{\text{в}}$

де ρ_{r} і $\rho_{\text{в}}$ – густини припливного і внутрішнього повітря, кг/м³, які можуть бути визначені спрощено тільки у залежності від температури за наступним виразом

3. Якщо $\rho_{\text{r}} = 353 / (273 + t_{\text{r}})$, система повітряного опалення поєднана з припливною вентиляцією, то масову витрату повітря, що подається в приміщення, визначають наступним чином: - при $L_{\text{оп}} \geq L_{\text{вент}}$ (витрата повітря для опалення дорівнює витраті повітря, необхідної для вентиляції, або перевищує її), то за розрахункове значення беруть витрату повітря, що визначена за формулою а систему опалення влаштовують прямоточною (при $L_{\text{оп}} = L_{\text{вент}}$) або з частковою рециркуляцією

(при $L_{\text{оп}} > L_{\text{вент}}$); - при $L_{\text{вент}} > L_{\text{оп}}$

(витрата вентиляційного повітря перевищує витрату повітря, яка необхідна для опалення), то за розрахункове значення беруть витрату повітря, яка необхідна для вентиляції; систему опалення влаштовують прямоточною, а температуру повітря, що подається до приміщення, обчислюють за формулою $t_r = t_v + Q_{оп} / (c_p L_{вент})$,

де $L_{вент}$ – масова витрата вентиляційного повітря, кг/с.

Витрату повітря для опалення приміщення або його температуру зменшують, якщо у приміщенні є постійні надходження теплоти. При центральній опалювально-вентиляційній системі температура нагрітого повітря, що визначена за формулою, може виявитися різною для кожного приміщення. Однак простіше подавати у всі приміщення повітря при однаковій температурі. Для цього загальну температуру повітря беруть найнижчою з розрахункових для окремих приміщень, а витрату повітря, що подається, перераховують за формулою 4. Після уточнення повітрообміну визначають витрати теплоти на нагрівання повітря в калорифері (теплогенераторі), кВт, за формулами: - для повністю рециркуляційної системи повітряного опалення

$$Q_k = L_{оп} c_p (t_r - t_v);$$

- для частково рециркуляційної опалювально-вентиляційної системи

$$Q_k = L_{оп} c_p (t_r - t_v) + L_{вент} c_p (t_v - t_n)$$

де t_n – розрахункова температура зовнішнього повітря,

оС, що дорівнює 160 розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення $t_{p.o.}$

Для частково рециркуляційної опалювально-вентиляційної системи витрата рециркуляційного повітря, кг/с, визначиться за співвідношенням

$$L_{рец} = L_{оп} - L_{вент}$$

. - для прямоточної опалювально-вентиляційної системи

$$Q_k = L_{вент} c_p (t_r - t_n).$$

Повітряне опалення успішно застосовується для обігріву приміщень, де передбачається переривчастий режим роботи. Мала інерційність даного виду опалення обумовлює ефективність його застосування для нагріву повітря. У неробочий час відбувається швидке зниження температури повітря в приміщенні, що знижує тепловтрати будівлі і забезпечує економію енергоресурсів. До початку робочого дня повітряне опалення забезпечить швидкий прогрів охолоджених приміщень. Застосування рециркуляції знижує витрату теплоти на підігрів повітря в теплогенераторах (калориферах), тому найбільш економічна робота систем за рециркуляційною схемою, а найменш економічна – за прямоточною схемою

Розрахунки теплових втрат

Теплові втрати через огороджуючі конструкції

Теплові втрати приміщень, які повинні опалюватися, складаються із основних та додаткових. Основні теплові втрати – це сума втрат теплоти через окремі огороження приміщень. Вони визначаються за формулою (2.1) [2]:

$$Q_{\text{ог}} = \frac{F \cdot 1}{R_0} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}}) \cdot n,$$

де F – площа поверхні огороження, м^2 ;

R_0 – опір теплопередачі огороджувальної конструкції,
 $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

$t_{\text{в}}, t_{\text{з}}$ – розрахункові температури внутрішнього та $^{\circ}\text{C}$ (приймаємо зовнішнього повітря, згідно)

n – коефіцієнт зменшення, для підрахунку втрат через різні огорожувальні конструкції. Приймаємо за

Додаткові теплові втрати приймаємо у відсоткових відношеннях від основних згідно

із

Опір теплопередачі визначаємо згідно із і для різних огорожувальних конструкцій він складе:

- Для зовнішньої стіни $R_0 = 2,8 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

- Для вікна $R_0 = 0,6 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

- Для внутрішньої стіни $R_0 = 0,76 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

- Для покриття $R_0 = 3,3 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

- Для перекриття $R_0 = 1,7 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$;

- Для підлоги, без утеплення, що розташована на ґрунті, по зонам шириною 2 м, які паралельні зовнішнім стінам:

$$R_0 = 2,1 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \text{ – для I зони;}$$

$$R_0 = 4,3 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \text{ – для II зони;}$$

$$R_0 = 8,6 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \text{ – для III зони;}$$

$$R_0 = 14,2 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \text{ – для IV зони (для частини підлоги, що лишилась);}$$

Проведемо розрахунок теплових втрат для приміщення 008 – «Приміщення для інженерних комунікацій».

Розрахункову температуру всередині приміщення згідно із приймаємо $t_{в} = 10^\circ\text{C}$. Температуру зовнішнього повітря, для холодного періоду, для м.Київ обираємо рівною $t_{з} = t_{p. o.} = -21^\circ\text{C}$. Оскільки одна із зовнішніх стін розташована у ґрунті, то опір

Для підлоги та зовнішньої стіни, яка буде розташована в ґрунті:

- зона I

$$Q_{o,пд1} = 23,26 \cdot 2,1^1 \cdot (10 - (-19)) \cdot 1 = 321 \text{ Вт} ;$$

- зона II

$$Q_{o,пд2} = 0,47 \cdot 4,3^1 \cdot (10 - (-19)) \cdot 1 = 3 \text{ Вт} ;$$

Для зовнішньої стіни:

$$Q_{o,зс} = 16,2 \cdot 2,8^1 \cdot (10 - (-19)) \cdot 1 = 168 \text{ Вт} .$$

Додаткові теплові втрати приймаємо:

- на орієнтацію: $P_n - 10\%$;
- на захищеність від вітру: захищені - 5% ;
- на кутові приміщення:
 5% . В результаті

отримаємо:

$$Q_{o,зс} = Q_{o,зс} \cdot 1,2 = 168 \cdot 1,2 = 202 \text{ Вт} .$$

Додавши додаткові втрати теплоти до втрат через зовнішню стіну, отримаємо повні теплові втрати для приміщення інженерних комунікацій, як суму втрат через всі огорожувальні конструкції:

$$Q_{ог} = 321 + 3 + 202 = 526 \text{ Вт} .$$

Для наступних приміщень розрахунок проводиться аналогічно. Для наочності та простоти обрахунку подаємо його у вигляді таблиці.

Теплові втрати на підігрівання інфільтраційного повітря

Теплові втрати на підігрівання інфільтраційного повітря

розраховуємо за допомогою рівняння теплового балансу

$$Q_{інф} = L_{інф} \cdot c_{п} (t_{вн} - t_{р.о}) ,$$

де $L_{інф}$ – надходження інфільтраційного повітря,

c_p – питома теплоємність
повітря,

Розрахунок проведемо для приміщення – приміщення для
інженерних
комунікацій.



Для визначення величини надходження інфільтраційного повітря $L_{\text{інф}}$, прийmemo, що повітря змінюється у величині одного об'єму за годину.

Об'єм приміщення:

$$V = F \cdot h,$$

де F – площа приміщення, м^2 ;

h – висота

приміщення, м.

Отже:

$$V = 23,78 \cdot 2,8 = 65,6 \text{ м}^3.$$

Тоді витрата повітря, яке надходить дорівнює:

$$L_{\text{інф}} = \frac{V}{3600} \rho_{\text{п}},$$

де $\rho_{\text{п}}$ – густина повітря (приймаємо $\rho_{\text{п}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$)

$$L_{\text{інф}} = \frac{65,6}{3600} \cdot 1,2 = 0,022 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Тоді загальна витрата теплоти на нагрів інфільтраційного повітря буде рівна:

$$Q_{\text{інф}} = 0,022 \cdot 1000 \cdot (10 - (-19)) = 638 \text{ Вт}.$$

Тепловий баланс приміщень:

Отже, загальне рівняння теплового балансу приміщень буде мати такий вигляд:

$$Q_1 = Q_{\text{ог}} + Q_{\text{інф}}$$

де $Q_{\text{ог}}$ – втрати теплоти через огорожуючі конструкції, Вт; $Q_{\text{інф}}$ – втрати теплоти на нагрів інфільтраційного повітря, Вт.

Розрахункова витрата теплоти на опалення

Розрахункова (або «максимальна») витрата теплоти на опалення дорівнює сумарним втратам теплоти через усі приміщень будівлі, які потрібно опалювати. Тобто,

$$Q = Q_{\text{цок пов}} + Q_{\text{1-ий пов}} + Q_{\text{2-ий пов}} + Q_{\text{горище}};$$

o втр втр втр втр

$$Q_o = 16514 + 51080 + 22630 + 5110 = 95330$$
$$Вт = 95,33 \text{ кВт}$$

Середня витрата теплоти на опалення

Середня витрата теплоти на опалення визначається за формулою:

$$q_{\text{ср}} = Q \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}},$$

де $t_{\text{вн}}$ – температура внутрішнього повітря, °С; за [3] для громадських приміщень $t_{\text{вн}} = 18 \text{ °С}$;

$t_{cp.o}$ – середня температура за опалювальний період, °С; згідно з [1] для міста Київ $t_{cp.o} = 0,6$ °С;

$t_{p.o}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С; для міста Київ, $t_{p.o} = -21$ °С [1] .

$$Q_{cp.o} = \frac{18 - 0,6}{18 - (-21)} = 42,5 \text{ кВт.}$$

Річна витрата теплоти на опалення

Річна витрата теплоти на опалення визначається за формулою:

$$Q_{с річ} = Q_{о ср} \cdot n \cdot 24 \cdot 3600 ,$$

де n_0 – тривалість опалювального періоду, діб; за для міста Київ $n_0 = 166$ діб

$$Q_{с річ} = 42,5 \cdot 166 \cdot 24 \cdot 3600 = 6,73 \cdot 10^8 \text{ кДж/рік} = 6,73 \cdot 10^5 \text{ МДж/рік}$$

Опалення рампи конденсаторами

Найменування	Од. виміру	К-ть
Опалювальна площа	м.кв.	750
Розрахункові середні втрати теплоти на 1 м.кв. (з врахуванням відривання дверей)	кВт	0,2
Розрахункові тепловтрати рампи, кВт	кВт	150,0
Розрахункові витрати електроенергії на опалення електричними тепловентиляторами	кВт/год	150,0
Розрахункові середні витрати електроенергії на опалення тепловентиляторами, за добу (середньодобовий час роботи рампи 10 год)	кВт/год	1500,0
Кількість опалювальних діб в році	днів	150,0
Сумарна розрахункова витрата електроенергії за рік	кВт/год	225 000,0
Вартість електроенергії, без ПДВ	грн.	2,0
Витрати коштів за 1 рік (Економія)	грн.	450 000,0

4. Підбір обладнання

Розрахунок потужності холодильного устаткування



В першу чергу, для розрахунку потужності холодильного устаткування слід виробити калоричеський розрахунок, виявити всілякі теплопритоки, які можуть вбиратися холодильною машиною. Після чого підбирається потрібний спосіб охолодження для камер приладу, роблять ретельну підбірку випарників, конденсаторів, компресорів і приладів по охолодженню.



Головне, що визначає розрахунок потужності і згодом сам підбір устаткування, є призначення режиму температури холодильної установки. Враховуються додатковий або допоміжний теплоприток при розрахунку потужності компресорів, обов'язково встановлюється тривалість роботи самого холодильника. По закінченню калорического розрахунку підбирається температурний режим для кожної холодильної камери, і визначаються робочі технічні умови самої установки.

Розрахунок і підбір холодильного устаткування

Розрахунок, підбір і монтаж холодильного устаткування починається зазвичай із складання звідної таблиці, до якої вносяться холодильні процеси, які в ній відбуватимуться. Наприклад, камера повинна зберігати в якісних умовах заморожені продукти і одночасно виробляти лід. У результаті виходить дві групи процесів з близькими температурними режимами. Це допомагає уникнути дуже ускладненої конструкції холодильника. Але при цьому, в кожній групі в таблиці вказується своя температура, при якій кипить хладагент, температурний перепад.

З цього можна обчислити різницю між температурою кипіння хладагента і температурною потужністю за проектом.

Зазвичай таку температуру встановлюють в межах від 13 до 15 оС нижче за температуру повітря в камерах холодильника. Технічну інформацію про роботу холодильної техніки можна прочитати тут.

При експлуатації холодильного приладу 24 години в добу робота компресора розподіляється рівномірно, що позитивно на нього впливає. Хоч при цьому збільшується максимальний знос, але потужність, що виробляється ним, виробляє достатню кількість холоду, яка дорівнює добовому теплопритоку. Його холодопродуктивність найбільш сприятлива.

При роботі холодильника 12-13 годин на добу знос менш помітний, але тоді повинна збільшуватися потужність компресора, який за цей час допалений виробляти добову норму холоду, яка компенсувала б теплопріток.

Сприятливішим є компроміс між цими двома варіантами, суть якого полягає в роботі холодильної машини 18 годин в день. Також при розрахунку потужності окрім теплопритоків, потрібно враховувати додаткові теплопритоки через зовнішні поверхні трубопроводів і випарників, які означають втрату холоду в самому холодильнику.

Система повітряного отоплення, як и будь яка інша не може бути створена навмання. Для забезпечення медичних норм температури і свіжого повітря в приміщенні потребує комплект обладнання, вибір якого базується на точних розрахунках.

Існує декілька методів розрахунку повітряного отоплення, різної ступеня складності і чіткості. Звичайна проблема розрахунків таких типів складається в відсутності звіту впливу тонких ефектів.

Смисл цієї методики складається в тому що сила приборів отоплення, в не залежності від типу, повинна компенсувати тепловтрати будинку. Таким чином, знайшовши тепловтрати, одержимо величину потужності нагріву, з яких можемо вибрати конкретні пристрої.

Формули визначення тепловтрат:

$$Q=S*T/R$$

Q — величина тепловтрат

S – площа всіх конструкційних

T- різниця внутрішній і зовнішній температур

R- Тепловий опір огороджувальних конструкцій.

Будівля площею 750 m² (20×40 m), висота 5 m,

маємо 10 вікон розміром 1,5×2 m.

Находим площадей конструкцій:

$$750 + 750 = 1500 \text{ m}^2 \text{ (Площа підлоги і Стелі)}$$

$$1,5 \times 2 \times 10 = 30 \text{ m}^2 \text{ (Площа вікон)}$$

$$(20 + 40) \times 2 \times 5 = 600 \text{ m}^2 \text{ (площа стін .рахуємо площу вікон, одержуємо}$$

площу стін 570 m²)

В таблицях СНиП знаходимо тепловий опір бетонних стін, перекриття і підлоги і вікон. Можемо знайти його самостійно по формули:

Де:

R — тепловий опір

D – товщина матеріалу

K — коефіцієнт теплопровідності

Для спрощення візьмемо площину стін і підлоги з стелею однаковий 20 см.

Тоді тепловий опір буде дорівнювати $0,2 \text{ m} / 1,3 = 0,15 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$

Тепловое сопротивление окон выберет из таблиц: $R = 0,4 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{Вт}$

Разницу температур примем за 20°C (20°C внутри и 0°C снаружи). Тогда для стен получаем

$$2150 \text{ m}^2 \times 20^\circ\text{C} / 0,15 = 286666 = 286 \text{ кВт}$$

Для окон: $30 \text{ m}^2 \times 20^\circ\text{C} / 0,4 = 1500 = 1,5 \text{ кВт}$.

Сумарні тепловтрати: $286 + 1,5 = 297,5 \text{ кВт}$

Вибір конкретного обладнання ,агрегата чи комплекта виконується по каталогам чи таблицям. На сьогоднішній день існує велика кількість готових комплексів маючих визначену міцність і джерело нагріву.

І з них можливо підібрати найбільш необхідний варіант по характеристикам , ціні і іншим параметрам, врахованих виходячі з умов експлуатації та призначення завдань.

5. Економічний розрахунок

Ціна повітряного опотлення, витрати на його експлуатацію

Ціна комплексу залежить від джерела нагріву. Якщо використовується теплоносій із системи ЦО (централізованого опалення), то для створення повітряного опотлення можемо обійтися придбання водяного калорифера и вентилятораю. Якщо можливості використання мережевих ресурсів немає, тоді витрати зростуть на ціну котла. Більше того потрібно зробити мережу повітроводів, забезпечити припівну і витяжну вентиляцію, Кінцева ціна залежить від розмірів будівлі, типу обладнання, виробника і других причин.

Витрати на експлуатацію повітряного опотлення залежать від кількості поглинання електроенергії вентиляторами і кількості теплоносія, циркулюючого в системі. Якщо використовується свій котел, тді до ціни електроенергії додається ціна на паливо, Загальна сума витрат залежить від часу року, розмірів приміщення кліматичних умов в регіоні. В цілому повітряне опотлення однозначно признається найбільш економічним варіантом, великий КПД і можливість автономного використання дає знизити витрати на обігрів до мінімуму.

Економічність і простота системи дають зручність монтажу власними силами, велика ремонтпридатність дозволяє здійснювати всі потребууючі операції власними силами. .

Найменування	Од. виміру	Ктб.	Ціна, євро з ПДВ	Ціна, євро без ПДВ	Сума, євро без ПДВ	Ціна, грн без ПДВ	Сума, грн без ПДВ
Обладнання							
Конденсатор повітряний (спец. Виконання)	шт.	5	€ 840,00	€ 700,00	€ 3 500,00	237 30,00	1186 50,00
Пульт керування обігрівом	шт.	1	€ 1446,73	€ 1205,61	€ 1 205,61	40 870,18	40 870,18
Вузол регулювання потоку фреону на базі автоматики та арматури Danfoss	шт.	1	€ 20 100,76	€ 16 750,64	€ 16 750,64	56 7 846,70	567 846,70

Разом, Євро	€ 21 456,25
ПДВ, Євро	€ 4 291,25
Разом з ПДВ, Євро	€ 25 747,50
Разом, Грн	727 366,88 грн.
ПДВ, Грн	145 473,38 грн.
Разом з ПДВ, Грн	872 840,26 грн.

Висновок:

Повітряні системи опалення мають досить широке застосування. Вони незамінні в цехах, на складах готової продукції, в актових залах, їдальнях, великих офісах, торгових галереях та інших приміщеннях. Незалежно від способу і типу організації системи повітряного опалення обігрів приміщення відбувається за принципом подачі перегрітого повітря в приміщення. Повітряне опалення можуть здійснювати як окремі повітряно-опалювальні агрегати, так і каналні системи повітряного опалення, поєднані з системами приточно-витяжної вентиляції або не поєднані з ними, що використовують для транспортування повітря повітропровод. Повітряне опалення можуть здійснювати як окремі повітряно-опалювальні агрегати, так і каналні системи повітряного опалення, поєднані з системами приточно-витяжної вентиляції або не поєднані з ними, що використовують для транспортування повітря повітропровод.

Повітряне опалення порівняно має такі **переваги:**

- мала металоємність;
- невелика інерційність, що дозволяє швидко нагріти приміщення;
- більш рівномірний розподіл температур в робочій зоні великогабаритних приміщень.

Також маємо і **недоліки:**

- необхідність збільшення перерізів повітропроводів при транспортуванні за допомогою повітря великих кількостей тепла і великі їх втрати при цьому у каналних повітряних системах опалення;
- значні експлуатаційні витрати в зв'язку з потребою додаткової електроенергії для приводу вентиляторів;
- при відключенні будь-якої системи повітряного опалення, чи то повітряно-опалювальні агрегати, чи побутові обігрівачі, настає швидке охолодження опалюваного приміщення.

Список використаної літератури:

1.Модернізація систем вентиляції та кондиціонування в промислових об'єктах: основні

кроки:https://propertytimes.com.ua/technologies/modernizatsiya_sistem_ventilyatsiyi_ta_konditsionuvannya_v_promislovih_obektah_osnovni_kroki

2.Мольский С. М «Утилізація теплоти»

3.RSV вентиляція:<https://rsvgroup.ru/otoplenie/raschet-vozdushnogo-otopleniya.html>

4.М.Ф.Боженко: «СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ БУДІВЕЛЬ»

5.Клімат в домі: http://www.klimatvdomi.com/heat/heat_air_ua.html

6. ДБН В.2.2-23:2009: Будинки і споруди

ПІДПРИЄМСТВА ТОРГІВЛІ

7. Краснов Ю.С.: Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию для производственных и общественных зданий. / Автор Краснов Ю.С. М.: – Термокул, Техносфера

Додатки:

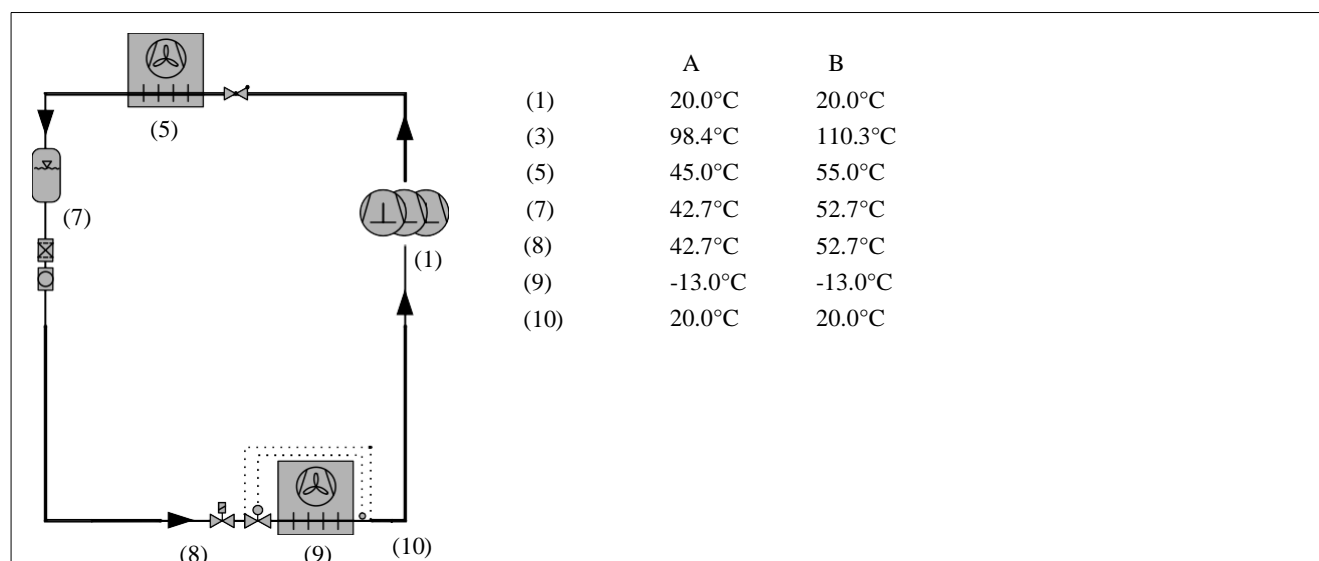
Данные по производительности компрессоров системы

Исходные данные

тип компрессора	Поршневые, полугерм.
Хладагент	R404A
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Холодопроизвод-сть	150.0 kW
Метод переохлаждения	Естественное
Энергоснабжение	50 Hz/ 400 V
Переохл-е жидкости (после конденсатора)	2.0K
Темп. всасываемых паров	20.0°C
Полезный перегрев	100%

Результат	Рабочая точка А				Рабочая точка В			
	Тиспарения SST:	-13.0°C				-13.0°C		
Тконденсации SCT:	45.0°C				55.0°C			
Компрессор	Qo kW	Pe kW	COP W/W	Соотнош-е %	Qo kW	Pe kW	COP W/W	Соотнош-е %
Всего	206	99.6	2.07	137.6	167.0	107.4	1.56	111.3
1 6F-40.2Y-40P	68.8	33.2	2.07	33.3	55.7	35.8	1.56	33.3
2 6F-40.2Y-40P	68.8	33.2	2.07	33.3	55.7	35.8	1.56	33.3
3 6F-40.2Y-40P	68.8	33.2	2.07	33.3	55.7	35.8	1.56	33.3

Границы области допустимого применения смотрите в распечатке результатов расчётов по каждому компрессору



Данные по работе системы

Исходные данные

тип компрессора	Поршневые, полугерм.
Хладагент	R404A
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Холодопроизвод-сть	150.0 kW
Метод переохлаждения	Естественное
Энергоснабжение	50 Hz / 400 V
Переохл-е жидкости (после конденсатора)	2.0K
Темп. всасываемых паров	20.0°C
Полезный перегрев	100%

Результат	Рабочая точка А	Рабочая точка В
Тиспарения SST:	-13.0°C	-13.0°C
Тконденсации SCT:	45.0°C	55.0°C
Холодопроизвод-сть	206 kW	167.0 kW
Производительность испарителя	206 kW	167.0 kW
Пр-сть испарителя отн-но заданной	137.6 %	111.3 %
Пр-сть конденсации	306 kW	274 kW
Потребл. мощность	99.6 kW	107.4 kW
Ток (400V)	172.2 A	183.2 A
СОР/КПД	2.07	1.56
Массов. расход	5980 kg/h	5653 kg/h
Температура нагнетания без охлаждения	98.4 °C	110.3 °C

Данные по работе компрессора 6F-40.2Y-40P

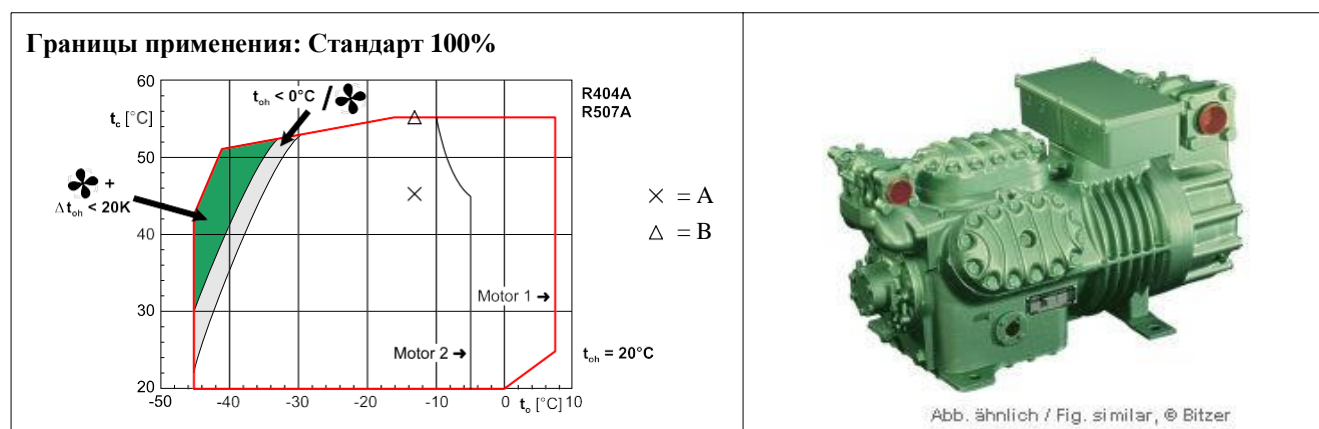
Исходные данные

тип компрессора	Поршневые, полугерм.
Хладагент	R404A
Темп., используемая в расчете	Темп. "точки росы"
Холодопроизвод-сть	150.0 kW
Метод переохлаждения	Естественное
Энергоснабжение	50 Hz / 400 V
Переохл-е жидкости (после конденсатора)	2.0K
Темп. всасываемых паров	20.0°C
Полезный перегрев	100%

Результат	Рабочая точка A	Рабочая точка B
Тиспарения SST:	-13.0°C	-13.0°C
Тконденсации SCT:	45.0°C	55.0°C
Холодопроизвод-сть	68.8 kW	55.7 kW
Холодопроизвод-сть*	66.9 kW	53.6 kW
Произв-сть испарителя	68.8 kW	55.7 kW
Потребл. мощность	33.2 kW	35.8 kW
Ток (400V)	57.4 A	61.1 A
Напряжения питания	380-420V	380-420V
СОР/КПД	2.07	1.56
СОР/КПД *	2.02	1.50
Массов. расход	1993 kg/h	1884 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт	Стандарт
Температура нагнетания без охлаждения	98.4 °C	110.3 °C

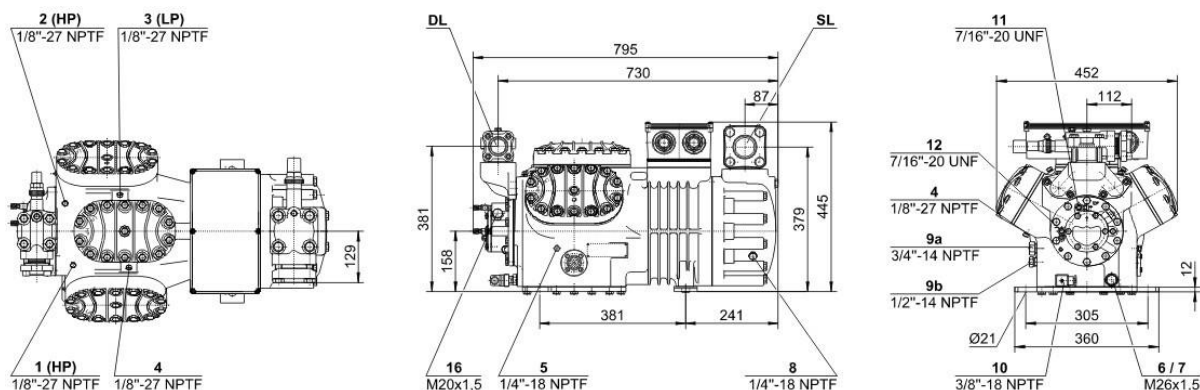
Данные по произв-ти сертифиц-ны ASERCOM

*по стандарту EN12900 (темп. всасываемых паров 20°C, переохлаждение жидкости 0 K)



Технические данные: (6F-40.2Y)

Размеры и соединения



Технические данные

Технические параметры

Объемная произв-сть (1450 об/мин 50Гц)	151,6 m ³ /h
Объемная произв-сть (1750 об/мин 60Гц)	183,0 m ³ /h
Число цилиндров x Диаметр x Ход поршня	6 x 82 mm x 55 mm
Вес	239 kg
Макс. избыточное давление (НД/ВД)	19 / 28 bar
Присоединение линии всасывания	54 mm - 2 1/8"
Присоединение линии нагнетания	42 mm - 1 5/8"
Присоединение воды-охладителя	R 3/4"
Тип масла для R134a/R404A/R507A/R407A/R407C/R407F	tc<55°C: BSE32 / tc>55°C: BSE55 (Option)
Тип масла для R22 (R12/R502)	B5.2 (Standard)
Тип масла для R290/R1270	SHC226E (Standard)

Параметры мотора

Напряжение мотора (др. по запросу)	380-420V PW-3-50Hz
Максимальный рабочий ток	78.0 A
Соотношение обмоток	50/50
Пусковой ток (ротор заблокирован)	180.0 A Y / 323.0 A YY
Мах. энергопотребление	38,6 kW

Комплект поставки

Защита мотора	SE-B2
Класс защиты	IP54 (Standard), IP66 (Option)
Антивибрационные демпферы	Standard
Заправка масла	4,75 dm ³

Доступные опции

Датчик температуры нагнетания	Option
Стартовая разгрузка	Option
Регулирование производительности	100-66-33% (Option)
Дополнительный вентилятор	Option
Водоохлаждаемые головки цилиндров	Option
СIC система	Option
Сервисный масляный клапан	Option
Подогреватель масла в картере	140 W (Option)
Контроль давления масла	MP54 (Option), Delta-PII (Option, not for R290/R1270)

Измерения шумовых параметров

Уровень звуковой мощности (-10°C/45°C) @50Гц	83,0 dB(A) @ 50Hz
Уровень звуковой мощности (-35°C/40°C) @50Гц	91,5 dB(A) @ 50Hz
Уровень звукового давления @1м (-10°C/45°C) @50Гц	75,0 dB(A) @ 50Hz
Уровень звукового давления @1м (-35°C/40°C) @50Гц	83,5 dB(A) @ 50Hz



Полугерметичные поршневые компрессоры

Данные по производительности сертифицированные ASERCOM

ASERCOM - Ассоциация Европейских производителей компонентов холодильного оборудования проводит сертификацию данных по производительности компрессоров. Высокий уровень этой сертификации обеспечивается и поддерживается:

- * проверками достоверности данных, проводимыми экспертами,
- * регулярными измерениями, проводимыми независимыми институтами.

Необходимость приложения значительных усилий для сертификации объясняет ограниченное количество сертифицированных моделей. В связи с этим, пока не все модели компрессоров Bitzer на сегодня сертифицированы. В программе вы увидите специальный знак в окне результатов расчёта соответствующего компрессора справа внизу под таблицей, а также в распечатке расчётных данных. Список всех сертифицированных компрессоров, а также подробную информацию о комитете ASERCOM вы сможете посмотреть на сайте.

Производительность конденсатора

Производительность конденсатора может быть рассчитана с учетом или без учета теплоотдачи за счёт естественной конвекции и лучистого теплообмена. Эту опцию можно найти, выбрав в меню "Программа/Опции". Теплоотдача за счёт естественной конвекции и лучистого теплообмена составляет постоянные 5 % от теплоотдачи за счёт вынужденной конвекции. Значение производительности конденсатора может быть найдено в таблице с результатами в соответствующей строке. См. строку «Производительность конденсатора (с учетом НХ)».

Данные по производительности компрессоров на R404A/R507A при температуре кипения < -20°C с дополнительным охлаждением. Если конструкция холодильной установки предусматривает использование дополнительного вентилятора, то следует учитывать потребляемую мощность его мотора в общем расчёте её энергопотребления.

Данные по звуковому воздействию

Данные основаны на применении при 50 Гц (IP-единицы 60 Гц) и R404A, если специально не указаны другие параметры. Уровень звукового давления: значения основаны на условиях распространения полусферической звуковой волны в свободное пространство на расстоянии 1м от источника звука.

Общие замечания относительно звуковых данных

Указанные звуковые данные были измерены при тестировании в нашей лаборатории. С этой целью отдельно стоящий испытательный образец был установлен на жёсткой фундаментной плите, и все трубопроводы были проложены на максимально протяжённое расстояние с фиксацией, не допускающей какую-либо вибрацию. Линии всасывания и нагнетания были смонтированы в гибкой конфигурации, такой, что передача колебаний в окружающую среду была практически исключена. В реальных установках вполне возможны существенные отличия результатов измерений, по сравнению с измерениями в лаборатории. Шум, испускаемый компрессором при работе, может быть отражен от поверхностей холодильной установки, и это может увеличить уровень звука, измеренный близко к компрессору.

Колебания, вызванные компрессором, также передаются системе через опоры компрессора и по соединительным трубопроводам в зависимости от степени демпфирования. Таким образом, вибрацию могут вызвать другие компоненты установки до такой степени, что результирующее звуковое воздействие может быть выше звуковой эмиссии только от компрессора. При необходимости передача колебаний к системе может быть

минимизирована корректной компоновкой установки и демпфированием её элементов.

Обозначения присоединительных штуцеров на изображениях в окне меню "Тех. Данные/Размеры":

1 Реле высокого давления (НР)

2 Присоединение для датчика температуры нагнетаемого газа (НР) (для 4VE(S)-6Y .. 4NE(S)-20(Y) присоединение для датчика СИС как альтернатива)

3 Реле низкого давления (ЛР)

4 СИС-система: сопло впрыска (работа без переохладителя жидкости)4b

Присоединение для датчика СИС

4с Пробка штуцера заправки

маслом5 Слив масла

6 Слив масла/ магнитная ловушка

(масляный фильтр)7 Масляный фильтр

8 Возврат масла (маслоотделитель)

8* Возврат масла для NH3 и нерастворимое масло

9 Масляная и газовая линии выравнивания (параллельное подключение)9a

Линия выравнивания давления газа (параллельное подключение)

9b Присоединение для контроля циркуляции масла (опто-электронный датчик уровня масла "OLC-K1" или дифференциальное реле давления масла "Delta-PII")

10 Подогреватель масла в картере

11 Присоединение для трубки высокого давления +12

Присоединение для трубки низкого давления – 13

Присоединение промежуточного давления (MP)

14 Впрыск жидкого хладагента (работа без переохладителя

жидкости и с TPВ)15 Присоединение для реле перепада

давления "Delta-P"

16 Присоединение для реле перепада давления "Delta-P"

17 Вход жидкого хладагента в переохладитель
18 Выход хладагента из переохладителя жидкости.
19 Поверхность обжима
20 Клеммная плата
21 Сервисный штуцер для масляного клапана
22 Предохранительный клапан сброса давления в атмосферу (сторона нагнетания) 23
Предохранительный клапан сброса давления в атмосферу (сторона всасывания) 24 IQ
MODULE

SL Линия

всасывания

DL Линия

нагнетания

Размеры с допусками по EN ISO 13920-B.

Код заказа	
Модель (I)	ACD (осевой конденсатор сдвоенный)
Уровень шума (II)	S = стандартный, L = низкий, Q = тихий, R = для расположения в жилом месте
Диаметр вентилятора (III)	80 = 800 мм, 90 = 910 мм
Число вентиляторов (IV)	2 • 3 • 4 • 5 • 6
Размер змеевика (V)	A • B • C
Подключение вентилятора (VI)	D = треугольник, Y = звезда

