

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Розробка системи охолодження, опалення та
кондиціонування повітря офісної будівлі у м. Одеса

Здобувача Суббота І.В.

2 курсу ЕН-141 групи

Керівник к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.06.2023р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«17» березня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Суббота Ілля Володимирович

1. Тема роботи Розробка системи охолодження, опалення та кондиціонування повітря офісної будівлі у м. Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 26.08.2022 р. наказ № 490-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи

Офісна будівля складається з трьох поверхів та розташована у м. Одеса. Площа офісного приміщення 2700 м². Система охолодження, опалення та кондиціонування повітря на базі чилер-фанкойл. В якості холодильного агенту пропонується R290.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, 1 Системи кондиціонування і вентиляції офісних центрів;

2 Будівельно-ізоляційна конструкція; 3 Визначення теплових втрат через

огороджувальні конструкції; 4 Тепловий розрахунок холодильної системи;

5 Розрахунок пластинчатого випарника; 6. Розрахунок повітряного конденсатора;

7 Підбір компресорів та допоміжного устаткування; 8 Охорона праці

Список використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Креслення планів поверхів будівлі, креслення розводки трубопроводів;

креслення елементів системи опалення; плани венткамер.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання 17.03.2023 р.

Керівник Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання Суббота І.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	31.05-01.06.2023	
2	Системи кондиціонування і вентиляції офісних центрів	17.03-20.03.2023	
3	Будівельно-ізоляційна конструкція	20.04-25.04.2023	
4	Визначення теплових втрат	26.04-30.04.2023	
5	Тепловий розрахунок холодильної системи	01.05-04.05.2023	
6	Розрахунок пластинчатого випарника	05.05-10.05.2023	
7	Розрахунок повітряного конденсатора	12.05-15.05.2023	
8	Підбір устаткування	16.05-17.05.2023	
9	Охорона праці	17.05-22.05.2023	
10	Список використаної літератури	23.05-27.05.2023	
11	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	28.05-31.05.2023	

Здобувач-дипломник Суббота І.В.

Керівник роботи Трандафілов В.В.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник Суббота Ілля Володимирович

ЗМІСТ

	стор.
Реферат	5
1 Системи кондиціонування і вентиляції офісних центрів.....	6
1.1 Вимоги нормативної документації і нестиковки в ній.....	8
1.2 Особливості систем вентиляції та кондиціонування невеликих офісів	11
1.3 Особливості систем вентиляції та кондиціонування офісних будівель	13
1.4 Поділ систем вентиляції	14
1.5 Дисбаланс припливу і витяжки	14
1.6 Кондиціонування офісних будівель	16
1.7 Типові помилки при розрахунку потужності системи кондиціонування	16
1.8 Особливості систем вентиляції та кондиціонування офісів в бізнес-центрах	18
2 Будівельно-ізоляційна конструкція	20
2.1 Обґрунтування вибору температурних режимів	20
2.2 Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі	24
3 Визначення теплових втрат через огорожувальні конструкції	36
3.1 Визначення теплових втрат через огорожувальні конструкції	36
3.2 Вибір, опис і розрахунок фанкойлів	51
4 Тепловий розрахунок холодильної системи.....	56
5 Розрахунок пластинчатого випарника	60
6. Розрахунок повітряного конденсатора	69
7 Підбір компресорів та допоміжного устаткування	71
8 Охорона праці	78
Список використаної літератури.....	84

					<i>КРБ.ХУКП.1.4 90-03.2.2</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Суббота І.В.			<i>Розробка системи охолодження, опалення та кондиціювання повітря офісної будівлі у м. Одеса</i>	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Трандафілов В.В.					4	84
Реценз.						<i>ОНТУ група ЕН-141</i>		
Н. Контр.		Трандафілов В.В.						

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 84 сторінок тексту, 17 рисунків, 26 таблиць, 11 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки системи охолодження, опалення та кондиціонування повітря офісної будівлі у м. Одеса.

Офісна будівля складається з трьох поверхів та розташована у м. Одеса. Площа офісного приміщення 2700м². У холодний період року температурний режим $t_{\text{п}}=18-22^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості повітря приміщення $\varphi_{\text{п}}=40-60\%$. У теплий період року температурний режим $t_{\text{п}}=22-24^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості повітря приміщення $\varphi_{\text{п}}=40-60\%$. В якості холодинного агента було прийнято пропан R290. Система кондиціонування спроектованого офісу – чиллер-фанкойл. Підібрано теплоізоляційну конструкцію на основі плит екструдованого полістиролу, і, виходячи з повного теплового навантаження приміщень, розраховано сумарні теплопритоки. За цими даними та проведеним тепловим розрахунком підібрані компресорні агрегати фірми Bitzer 4PESP-15P, теплообмінні апарати фірми Alfa-Laval ACVQ904B.

Ключові слова: офісне приміщення – температурний режим – чиллер-фанкойл – пропан

ABSTRACT

Qualification work consists of: 84 pages of text, 17 figures, 26 tables, 11 references to literary sources. In the qualification work, the task of developing a cooling, heating and air conditioning system of an office building in Odesa was solved.

The office building consists of three floors and is located in Odessa. The area of the office premises is 2700m². In the cold period of the year, the temperature regime is $t_{\text{p}}=18-22^{\circ}\text{C}$ and the relative humidity of the air in the room is $\varphi_{\text{p}}=40-60\%$. In the warm period of the year, the temperature regime is $t_{\text{p}}=22-24^{\circ}\text{C}$ and the relative humidity of the mixed air is $\varphi_{\text{p}}=40-60\%$. Propane R290 was used as a refrigerant. The air conditioning system of the designed office is a chiller-fan coil. A heat-insulating structure based on extruded polystyrene plates was selected, and based on the total heat load of the premises, the total heat inflows were calculated. Based on these data and the thermal calculation, Bitzer 4PESP-15P compressor units and Alfa-Laval ACVQ904B heat exchangers were selected.

Keywords: office space – temperature regime – chiller-fan coil – propane

						Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Системи кондиціювання і вентиляції офісних центрів

Комфортні умови роботи це не тільки зручне робоче місце, але і свіже повітря і певна температура. Для продуктивнішої роботи дуже важливо створити оптимальні кліматичні умови. В офісних приміщеннях в основному використовуються мультизональні або сплит-системи різної потужності та комплектації. У невеликих офісах (до 5 кімнат), можливе встановлення мультиспліт системи кондиціювання каналного, касетного, настінного або напольно-стелевого типу. У приміщеннях які мають більше п'яти кімнат, рекомендовано встановлювати мультизональні системи, вони включають в себе один зовнішній блок і практично необмежену кількість внутрішніх блоків. Для правильного підбору мультизональної системи необхідно провести розрахунок і зробити проектну розробку.

У той час, коли спліт і мульти-спліт системи можуть встановлюватися виходячи з розрахунку теплових характеристик приміщення. Можливо також здійснювати кондиціювання офісів за допомогою дахових кондиціонерів типу Rooftop. Ці агрегати складаються з одного блоку, який монтується на даху або на спеціальній опорі. Приплив і витяжка повітря проводиться через систему повітропроводів. Побири і розрахунок обладнання повинен здійснювати тільки фахівець. При виборі обладнання для кондиціювання приміщення важливо врахувати, що продукція різних виробників відрізняється не тільки якістю, але і ціною.

Офісні приміщення - об'єкти, з якими часто доводиться працювати фахівцям з системам вентиляції і кондиціювання. Може йтися про поодинокі офісах, окремо розташованих офісних будівлях великих компаній або безлічі здаються в оренду приміщень бізнес-центру. При побудові кліматичних систем для кожного з цих випадків застосовується свій підхід. Найбільше для побудови систем вентиляції та кондиціювання офісів і офісних будівель підходить СНиП 31-05-2003 «Громадські будівлі адміністративного призначення». Його вимоги поширюються:

						Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- на установи органів управління і органів місцевого самоврядування;
- адміністративні установи різних підприємств, в тому числі промислових;
- контори (офіси);
- науково-дослідні, проектні і конструкторські організації;
- кредитно-фінансові установи і банки;
- судово-юридичні установи та прокуратуру;
- редакційно-видавничі організації (за винятком друкарень).

Однак офісні будівлі можуть включати приміщення, вимоги до яких доведеться шукати в інших нормативних документах. Нижче наведено список всіх нормативів, які, найімовірніше, стануть в нагоді в роботі (СНиП та СП більшою мірою нормують вимоги до проектних рішень, СТО НОСТРО – до процесу монтажу):

- СНиП 31-05-2003 «Громадські будівлі адміністративного призначення» (zareestrovaniy Rosstandartom yak SP 117.13330.2011);
- СП 60.13330.2012 «Опалення, вентиляція і кондиціонування повітря. Актуалізована редакція СНиП 41-01-2003 »;
- СП 44.13330.2011 «Адміністративні та побутові будівлі. Актуалізована редакція СНиП 2.09.04-87 »(з поправкою, з Зміною № 1);
- СП 118.13330.2012 * «Громадські будівлі та споруди. Актуалізована редакція СНиП 31-06-2009 »(зі Змінами № 1, 2);
- СТО НОСТРО 2.24.2-2011 «Інженерні мережі будівель і споруд внутрішні. Вентиляція і кондиціонування. Випробування і налагодження систем вентиляції і кондиціонування повітря »;
- СТО НОСТРО 2.15.181-2015 «Інженерні мережі будівель і споруд внутрішні. Системи холодопостачання. Монтажні та пусконаладжувальні роботи. Правила, контроль виконання, вимоги до результатів робіт »;

						Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- СТО НОСТРО 2.23.164-2014 «Інженерні мережі будівель і споруд внутрішні. Холодильні центри. Правила проектування та монтажу, контроль виконання, вимоги до результатів робіт »;
- ГОСТ 30494-96 «Будівлі житлові і суспільні. Параметри мікроклімату в приміщеннях ».

1.1 Вимоги нормативної документації і нестиковки в ній

Відповідно до розділу «Класифікація приміщень» ГОСТу 30494-96 приміщення з перебуванням людей можуть належати одній з 6 категорій залежно від положення тіла людини і роду його занять:

1 – приміщення, в яких люди в положенні лежачи або сидючи знаходяться в стані спокою і відпочинку;

2 – приміщення, в яких люди зайняті розумовою працею, навчанням;

3а – приміщення з масовим перебуванням, в яких люди перебувають переважно в положенні сидючи без вуличного одягу;

3б – приміщення з масовим перебуванням, в яких люди перебувають переважно в положенні сидючи в вуличному одязі;

3в – приміщення з масовим перебуванням, в яких люди перебувають переважно в положенні стоячи без вуличного одягу;

4 – приміщення для занять рухливими видами спорту;

5 – приміщення, в яких люди перебувають в напівроздягнутому вигляді (роздягальні, процедурні кабінети, кабінети лікарів та подібні приміщення);

6 – приміщення з тимчасовим перебуванням людей (вестибюлі, гардеробні, коридори, сходи, санвузли, курилні, комори).

						Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблица 1

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне общественных зданий (в соответствии с ГОСТом 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»)

Период года	Наименование помещения или категория	Температура воздуха, °С		Результирующая температура*, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
Холодный	1 категория	20–22	18–24	19–20	17–23	45–30	60	0,2	0,3
	2 категория	19–21	18–23	18–20	17–22	45–30	60	0,2	0,3
	3а категория	20–21	19–23	19–20	19–22	45–30	60	0,2	0,3
	3б категория	14–16	12–17	13–15	13–16	45–30	60	0,2	0,3
	3в категория	18–20	16–22	17–20	15–21	45–30	60	0,2	0,3
	4 категория	17–19	15–21	16–18	14–20	45–30	60	0,2	0,3
	5 категория	20–22	20–24	19–21	19–23	45–30	60	0,15	0,2
	6 категория	16–18	14–20	15–17	13–19	НН**	НН	НН	НН
Теплый	Помещения с постоянным пребыванием людей	23–25	18–28	22–24	19–27	60–30	65	0,3	0,5

* См. ГОСТ 30494-96, Приложение А.

** НН — не нормируется.

Залежно від категорії до приміщення висуваються різні вимоги по температурі, вологості і швидкості повітря (табл. 1). Далі значення температури використовуються в розрахунках холодильної потужності системи кондиціонування. Після підбору кліматичного обладнання необхідно перевірити швидкість руху повітря в приміщенні на предмет відповідності значень з таблиці 1. У таблиці 2 вказані витрати повітря і кратності повітрообміну для різних приміщень. Для приміщень, які не мають в таблиці, інформацію рекомендується шукати в нормативних документах зі списку, наведеного вище. Крім того, в СНиП 31-05-2003 не міститься інформація про обсяги витяжного повітря - її також рекомендується шукати в інших джерелах.

Таблиця 2

Расход наружного приточного воздуха, подаваемого в помещения офисных зданий (в соответствии со СНиП 31-05-2003 «Общественные здания административного назначения»)

Помещения	Расход наружного приточного воздуха (не менее)	
	в рабочее время (в режиме обслуживания)	в нерабочее время (в режиме простоя)
Рабочие помещения сотрудников	20 м³/ч-чел (4 м³/ч-м²)	0,2 об/ч
Кабинеты	3 м³/ч-м²	0,2 об/ч
Конференц-залы, залы совещаний	20 м³/ч на 1 чел.	0,2 об/ч
Курительные	10 об/ч	0,5 об/ч
Туалеты	25 м³/ч на один унитаз (10 об/ч)	0,5 об/ч
Душевые	20 м³/ч на 1 сетку	0,2 об/ч
Умывальные	20 м³/ч	0,2 об/ч
Кладовые, архивы	0,5 об/ч	0,5 об/ч
Помещения технического обслуживания здания:		
— без выделения вредных веществ;	1,0 об/ч	0,2 об/ч
— с вредными веществами	По расчету на ассимиляцию вредных веществ	0,5 об/ч
Примечание. В скобках указаны допустимые величины.		

Однак відсутність інформації про обсяги витяжки - не єдина трудність, яка виникає при роботі з нормативною документацією. Згідно таблиці 2 в санвузлі та душові потрібна організація припливу повітря, а не класичний варіант з витяжкою в обсязі 50 кубометрів на годину. З одного боку, в кожній кабінці може бути встановлений як припливне, так і витяжної дифузор. З іншого - приплив можна спробувати подати в приміщення санвузла в цілому, а витяжку - безпосередньо з кабінки.

Ще один спірний момент – обсяг припливного повітря, що припадає на одного співробітника офісу. Згідно СНиП 31-05-2003 на кожного співробітника має припадати 20 кубометрів на годину припливного повітря, або 4 кубометри на годину на квадратний метр площі приміщення, в кабінети - по 3 кубометра в годину на квадратний метр площі приміщення незалежно від кількості осіб (табл. 2). У свою чергу, таблиця К1 СП 60.13330.2012 для громадських будівель адміністративного призначення пропонує подавати припливне повітря в обсязі 40 кубометрів на годину для приміщень з природним провітрюванням і 60 кубометрів на годину для приміщень без природного провітрювання. Примітка до таблиці К1 СП 60.13330.2012 говорить, що наведені там норми дійсні для кабінетів і офісів, тобто для тих же приміщень, що регламентовані в СНиП 31-05-2003, але з іншими витратами. Таким чином, в двох нормативах маємо три різні цифри.

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					10

Варто відзначити, що цифри в СНиП 31-05-2003 дані зі словами «не менше», значить, вимоги СП 60.13330.2012 формально їм не суперечать, але посилюють. Нагадаємо, що класичним варіантом вважається організація припливу в обсязі 60 кубометрів на годину на кожного постійно перебуває людини (тобто що знаходиться в приміщенні більше 2 годин безперервно) і 20 кубометрів на годину на кожного відвідувача (менше 2 годин безперервно). Більш докладно про обсяги припливного повітря читайте в статті «Скільки насправді потрібно припливного повітря?» (Журнал «Мир климата» № 105 2017 рік).

1.2 Особливості систем вентиляції та кондиціонування невеликих офісів



Під невеликими офісами будемо розуміти одне або кілька приміщень, розташованих не в бізнес-центрах, а в будинках іншого призначення, спочатку не призначених для офісів. Це можуть бути перші поверхи житлових будинків, адаптовані під офіси промислові будівлі та інші подібні об'єкти. Ключовою особливістю таких офісів є їх недовговічність: сьогодні на першому поверсі кабінет - а завтра перукарня; сьогодні будівля колишнього заводу віддано під офіси, а завтра на його місці зведуть новий

						Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

об'єкт. В таких умовах розумний орендар не буде вкладати значні кошти в технічне переоснащення займаних приміщень.

Кондиціонування невеликих офісів часто будують на базі спліт-систем і мульти-спліт-систем. У рідкісних випадках може бути встановлена мультизональна система кондиціонування. Організація повітрообміну зводиться до природної вентиляції (провітрювання через відкриті вікна) або пристрою невеликий припливно-витяжної системи, складальної або заводський установки. На малих об'єктах часто недоцільно застосовувати водяний нагрів припливного повітря, тому використовуються електричні калорифери. При цьому електричний нагрівач виявляється головним споживачем енергії системи. Судіть самі: на офіс з 10 осіб буде потрібно 600 кубічних метрів свіжого повітря в годину, що, в свою чергу, вимагає використовувати нагрівач потужністю близько 10 кіловат. Отже, при проектуванні вентиляції слід заздалегідь узгодити подводимую електричну потужність. На деяких об'єктах її може просто не бути. На інших об'єктах переріз підвідних кабелів може виявитися недостатнім, і буде потрібно прокласти нову трасу. Нарешті, на третє об'єктах в електрощиті може не виявитися вільних автоматів, не знайдеться автомата потрібного номіналу або бути відсутнім запас по потужності. Як показує досвід, на реальних об'єктах виникає маса проблемних ситуацій і тільки передпроектна підготовка дозволяє виявити і вирішити їх на ранній стадії.

Для невеликих офісів характерна скрутність, і не тільки всередині приміщень, а й зовні: часто можна побачити дуже близько розташовані зовнішні припливні і витяжні решітки або припливні решітки та зовнішні блоки кондиціонерів, занадто тісне розміщення декількох зовнішніх блоків. На окрему увагу заслуговують недоробки, коли зовнішню приточну грати ховають на тильній стороні будівлі – якраз біля пункту збору відходів. Кожна така ситуація помітно знижує ефективність роботи кліматичної системи. Що стосується процесу монтажу, то всі роботи, все місця прокладки трас і все місця установки обладнання повинні бути узгоджені з орендодавцем або

						Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

господарем приміщень. Перед початком робіт недостатньо обмежитися вивченням виконавчої документації суміжних інженерних систем будівлі. Дуже рекомендується зібрати інформацію у співробітників служби експлуатації. Досвід показує, що вони знають про будівлю набагато більше, ніж застарілі креслення.

1.3 Особливості систем вентиляції та кондиціонування офісних будівель

Офісні будівлі – це об'єкти, які займає однієї або декількома компаніями, але не передбачають поштучний здачу приміщень в оренду. Як правило, офісні будівлі будуються під конкретного замовника - майбутнього власника об'єкта. Він і формує вимоги до приміщень в цілому і до кліматичних систем зокрема. Дані вимоги мають ряд особливостей. Найчастіше вони вироблені минулим досвідом діяльності компанії. Якщо на попередньому об'єкті виникали незручності, їх спробують виправити на новому місці, а то, що здавалося комфортним, постараються зберегти. Це веде до відсутності гнучкості в рішеннях: технічне завдання містить докладний опис: що, де і як має бути влаштовано. Подібна конкретика спрощує роботу інженерів-проектувальників, але ускладнює роботу монтажників і наладчиків, оскільки остаточне приймання систем торкнеться саме їх і буде суворішим, ніж зазвичай. Для кондиціонування офісних будівель добре підходять мультизональні системи кондиціонування або системи холодопостачання на базі чілерів: обидві архітектури дозволяють ефективно обслуговувати великі об'єкти. Системи вентиляції будуються на базі припливних і витяжних або припливно-витяжних агрегатів, все частіше з застосуванням секції рекуперації.

						Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4 Поділ систем вентиляції

Згідно СНиП 31-05-2003 одна припливна система вентиляції може обслуговувати всі приміщення офісних будівель, за винятком конференц-залів, підприємств громадського харчування, кіноапаратної і акумуляторної. Для цих приміщень слід передбачати окремі припливні системи. Окремі витяжні системи вентиляції повинні бути передбачені для наступних груп приміщень: санвузли і курильні, робочі приміщення і кабінети, приміщення підприємств громадського харчування, приміщення виробничо-технічного призначення і склади.

1.5 Дисбаланс припливу і витяжки

Приміщення в офісному будинку можна умовно розділити на «чисті» і «брудні». «Чисті» - це, власне, самі офіси і приміщення, схожі з ними за призначенням, наприклад, переговорні кімнати і кімнати очікування перед кабінетами керівників. До «брудним» приміщень належать коридори, санвузли, курильні кімнати, приміщення для прийому їжі і інші приміщення. Одним із завдань систем вентиляції є запобігання перетікання забруднень і запаху з «брудних» приміщень в «чисті». Для цього передбачається дисбаланс витрат повітря: в «чистих» приміщеннях приплив на 10-20% перевищує витяжку. У свою чергу, в «брудних» приміщеннях переважає витяжка, а витрата припливного повітря помітно менше або взагалі відсутня.

Щоб пояснити, як працює алгоритм визначення витрат повітря, розглянемо один поверх офісної будівлі з 5 кабінетами на 9 робочих місць кожен, коридором і 2 санвузлами з 3 кабінками кожен. Витрата припливного повітря для даного поверху слід розраховувати виходячи з норми в 60 кубометрів на годину на кожне робоче місце. На поверсі розташовано 5 кабінетів по 10 робочих місць, тобто 50 осіб, для яких необхідний приплив 3000 кубометрів на годину. За вирахуванням 20% передбачуваний витрата витяжного повітря з офісних приміщень складе 2400 кубометрів на годину.

						Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приплив в коридор становить 100 кубометрів на годину. Приплив в санвузли становить 150 кубометрів на годину (по 25 кубометрів на годину на кожен унітаз згідно СНиП 31-05-2003). Витяжка з санвузлів з розрахунку 50 кубометрів на годину на кожен унітаз складе 300 кубометрів на годину. Отже, для забезпечення балансу в рамках окремо взятого поверху витяжка з коридору повинна становить $3000 + 150 + 100 - 2400 - 300 = 550$ кубометрів на годину. Такий витрата витяжного повітря з коридору може здатися надто великим. Відзначимо і той факт, що дисбаланс в приміщенні 20% також завеликий і може послужити причиною появи свисту з-під дверного отвору.

Таблиця 3
Пример таблицы воздухообмена для
одного этажа офисного здания

Помещение	Характеристика	Приток, м³/ч	Вытяжка, м³/ч
Офисное помещение № 1	10 рабочих мест	600	540
Офисное помещение № 2	10 рабочих мест	600	540
Офисное помещение № 3	10 рабочих мест	600	540
Офисное помещение № 4	10 рабочих мест	600	540
Офисное помещение № 5	10 рабочих мест	600	540
Коридор	—	100	250
Санузел № 1	3 унитаза	75	150
Санузел № 2	3 унитаза	75	150
Итого:		3250	3250

Знизимо дисбаланс до 10%. Витяжка з офісних приміщень при цьому складе 2700 кубометрів на годину, а витяжка з коридору $3000 + 150 + 100 - 2700 - 300 = 250$ кубометрів на годину. Такий витрата витяжного повітря виправданий. За підсумками проведеного аналізу отримаємо підсумкову таблицю повітрообміну (табл. 3). Як видно з таблиці, в «чистих» приміщеннях приплив перевищує витяжку, а в «брудних» - витяжка перевищує приплив. Це задає загальний напрямок рух повітря на поверсі - від «чистих» приміщень в «брудні» - і допомагає підтримувати комфортні умови в офісній зоні.

1.6 Кондиціонування офісних будівель

Вибір архітектури системи кондиціонування офісної будівлі проводиться на основі техніко-економічного аналізу різних систем. Як правило, процес зводиться до порівняння мультізональних систем кондиціонування з чиллерна системою. Чиллерна система може здатися більш гнучкою, а іноді і більш економічною, але вона і більш важеловесна: складна обв'язування, надлишок арматури, наявність бака-акумулятора, розширювальних баків і теплообмінників. Все це займає багато місця і робить сервісне обслуговування системи дорожче. Якщо покрівля будівлі не розрахована на велике навантаження, вдаються до проектування розвантажувальної рами або переносять обладнання на рівень землі або в підвал. Окреме питання - пристрій системи аварійного зливу холодоносителя і його утилізація. Мультізональні системи легше і простіше, але мають обмеження по дальності розташування зовнішніх і внутрішніх блоків. Остаточний вибір робиться для кожного об'єкта індивідуально. Для установки всередині приміщень підходять внутрішні блоки кондиціонерів будь-якого типу - настінні, касетні, напольно-стельові, каналні і навіть колонні, що, звичайно, доводиться бачити набагато рідше. Найбільшою популярністю користуються касетні кондиціонери: за винятком декоративної решітки, вони повністю приховані в просторі фальшпотолка, прості у використанні і обслуговуванні, мають широкий діапазон потужностей, а створюваний ними потік повітря охоплює велику площу приміщення.

1.7 Типові помилки при розрахунку потужності системи кондиціонування

Розрахунок потужності системи кондиціонування офісної будівлі виконується за класичною методикою шляхом визначення тепловиділень в приміщенні. Аналіз проектів і проблем на існуючих об'єктах дозволяє виявити найбільш часто зустрічаються помилки інженерів.

						Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Наприклад, плутанину викликає наявність секції охолодження в припливної системі. Якщо вона є, то проектувальник може не врахувати при розрахунку потужності чиллера теплонадлишки від припливного повітря. Він передбачає, що їх «знімає» охолоджувач припливної системи і до чиллеру вони відношення не мають. Про те, що охолоджувач підключений до цього самого чиллеру, він забуває, і теплоізбиток залишається неврахованих.

Теплоприток від припливної вентиляції не слід враховувати, якщо у охолоджувача припливної системи є свій зовнішній блок - невеликий чиллер або компресорно-конденсаторний блок. В інших випадках даний теплоприток повинен бути врахований при розрахунку систем охолодження незалежно від того, чи є охолоджувач в припливної системі. Ще одна тонкість полягає в розрахунку теплонадлишків через скління. По-перше, інженерами часто ігноруються рами, віконні перегородки, козирок і укоси: в розрахунках бере участь площа віконного отвору, як якщо б це було суцільне скло, що призводить до зростання розрахункових теплонадлишків. По-друге, сучасне скління часто має затінювати або покриття, що відбиває. Таке покриття значно знижує теплопоступлення від сонячної радіації, але цей

						Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

фактор також не завжди враховується проектувальниками. Обидва ці чинники ведуть до перевищення розрахункових теплопритоків над фактичними і закупівлю чиллерів і кондиціонерів надлишкової потужності. До завищення потужності призводить і підрахунок потужності комп'ютерів за застарілою методикою. Спочатку тепловиділення комп'ютера приймали рівним 300 ватам, пізніше - 500 ватам. Згодом від комп'ютерів стали відмовлятися на користь набагато менш енергоємних ноутбуків, але інженери свої розрахунки так і не підкоригували. У підсумку на кімнату з 10 чоловік може бути закладено близько 3 кіловат зайвого холоду.

1.8 Особливості систем вентиляції та кондиціонування офісів в бізнес-центрах

Основна вимога до кліматичних систем бізнес-центрів - гнучкість. Справа в тому, що для бізнес-центрів характерні зміна орендарів і локальні перепланування. Системи вентиляції та кондиціонування повинні бути пристосовані до таких змін на ходу. В деякій мірі мова йде про побудову системи-трансформера. Одним з рішень є прокладання магістральних трас трубопроводів і повітропроводів по коридору з отводящими лініями в кожне офісне приміщення. Розводка всередині офісного приміщення власником бізнес-центру не виконується, орендарю надаються тільки відводи з заглушками. Такі відводи рекомендується передбачати в кожен офісний блок, навіть якщо заздалегідь відомо, що будь-якої орендар займе 2 або 3 блоку. Великому орендарю просто потрібно виконати внутрішню розводку від декількох потрапили в його розпорядження відводів. Зате в разі зміни орендаря на місце старого можуть прийти два або три нових, і кожен з них збереже незалежність. В якості основного кліматичного обладнання застосовують мультизональні системи кондиціонування або системи «чиллер - фенкойл», а також припливно-витяжні вентиляційні установки, переважно з рекуперацією тепла. Розрахунок повітрообміну ведеться виходячи з 6 квадратних метрів площі і 60 кубометрів повітря на одного співробітника. В

						Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

іншому системи вентиляції і кондиціонування бізнес-центрів схожі з розглянутими вище офісними будівлями.

Залежно від виду комерційної нерухомості власник об'єкта при влаштуванні внутрішніх інженерних систем переслідує різні цілі і, отже, пред'являє до них різні технічні вимоги. Завдання підрядника полягає в тому, щоб грамотно і максимально корисно використовувати свій досвід для реалізації проекту. За відсутності достатньої інформації в нормативних документах вимоги повинні бути вказані в технічному завданні або узгоджені додатково. Такий підхід забезпечить єдиний погляд замовника і виконавця на очікуваний результат роботи.

						Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Будівельно-ізоляційна конструкція.

2.1 Обґрунтування вибору температурних режимів.

Комфортна і оптимальна температура повітря

Затишок і Комфорт - суб'єктивні оцінки відчуттів людини від сприйняття навколишнього середовища. Поняття «комфортна температура» настільки широко, що його не існує в технічній лексиці і нормативної документації. Тут використовуються термін «оптимальна температура» повітря. Різниця велика.

Величина «комфортної» температури повітря є суб'єктивною оцінкою прийнятності умов навколишнього середовища, яка визначається виключно людськими відчуттями.

Величина «оптимальної» температури повітря визначається на підставі складних фізіологічних експериментів і розрахунків. Значення цієї величини залежить від безлічі факторів і, найголовніше - враховує потреби середньостатистичного людського організму. Кожне значення величини «оптимальної» температури для різних умов - підкріплено багаторічними дослідженнями і спостереженнями. Вся інформація по «оптимальної» температурі повітря носить офіційний законодавчий характер і зафіксована у вимогах санітарних стандартів - СанПіН.

СанПіН - Санітарні Правила і Норми

(Не плутати зі СНиП - Будівельні Норми і Правила).

СанПіН-и - загальна назва збірки російських санітарних стандартів.

Вже по одному найменуванню зрозуміло, що це санітарна нормативна документація, яка визначає санітарно-гігієнічні норми для всіх сфер людського буття і життєдіяльності.

СанПіН-и (нарівні з ГОСТ, ОСТ, СНиП і т.д.) мають статус медичної технічної законодавчої документації, обов'язкової до виконання. Невиконання вимог СанПіН десятків переслідується по закону.

						Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У випадку з визначенням оптимальної температури повітря, найбільш цікаві Санітарні Правила, які встановлюють оптимальні і граничні температурні інтервали для робітників, житлових і дитячих приміщень.

Визначення оптимальної температури для робочого приміщення

СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень». Аналогічний документ можна знайти і на Україні, називається він - ДСН 3.3.6.042-99 «санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»

Визначення оптимальної температури для житлового приміщення

СанПіН 2.1.2.1002-00 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень»

Визначення оптимальної температури для дошкільних організацій

СанПіН 2.4.1.2660-10 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до влаштування, утримання та організації режиму роботи в дошкільних організаціях»

Оптимальна температура для робочих приміщень

Оптимальна температура на робочому місці встановлюється в адміністративному порядку, згідно з СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Величина температури повітря для робочих приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу працюючої людини з навколишнім середовищем і підтримка оптимального або допустимого теплового стану організму. Для цього, в Санітарних Правилах, всі види робіт розділені на категорії за енерговитратами. При цьому, для кожної категорії вказується своя оптимальна температура і її граничні відхилення. А також, обмежується час перебування людини на робочому місці, в разі недотримання зазначеного температурного інтервалу.

Характеристика окремих категорій робіт

Згідно СанПіН 2.2.4.548-96 всі види робіт поділяються на п'ять категорій (в залежності від інтенсивності праці). При цьому, за який визначає еквівалент приймається кількість енерговитрат організму працівника в ккал / ч (Вт)

Оптимальна температура на робочому місці

						Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від інтенсивності праці, СанПіН 2.2.4.548-96 встановлює наступну оптимальну температуру в робочому приміщенні:
(Выдержка из СанПиН 2.2.4.548-96)

Таблиця 2.1 Оптимальні величини показників мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень

період року	Категорія робіт за рівнем енерговитрат, Вт	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %
Холодний	Ia (до 139)	22 - 24	60 - 40
	Iб (140 - 174)	21 - 23	
	IIa (175 - 232)	19 - 21	
	IIб (233 - 290)	17 - 19	
	III (более 290)	16 - 18	
Теплий	Ia (до 139)	23 - 25	
	Iб (140 - 174)	22 - 24	
	IIa (175 - 232)	20 - 22	
	IIб (233 - 290)	19 - 21	
	III (более 290)	18 - 20	

Обмеження температури і часу перебування на робочому місці

Крім оптимальної температури в робочому приміщенні, СанПіН 2.2.4.548-96 встановлює граничні відхилення для температури повітря на робочому місці, а також накладає обмеження на час роботи, якщо вона (температура) вище або

нижче гранично допустимої. Примітно, що градація температури вище допустимої (26 ° C) йде через 0,5 ° C.

Оптимальна температура для житлових приміщень

Оптимальна температура для житлових приміщень встановлюється, згідно з СанПіН 2.1.2.1002-00 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень». Установка оптимальної температури в житлових будинках і приміщеннях видається більш простою процедурою, оскільки в житловому приміщенні енергетична активність людини стабільна і мінімальна.

Величина температури повітря для житлових приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу людини в стані спокою і підтримання оптимального або допустимого теплового стану організму.

(Витяг з додатка 1. СанПіН 2.1.2.1002-00)

Таблиця 2.2. Оптимальні і допустимі норми температури і відносної вологості в житлових приміщеннях

Найменування приміщень	Температура повітря, °С		Відносна вологість, %	
	Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
Житлова кімната	20-22	18-24	45-30	60
Міжквартирний коридор	18-20	16-22		
Кухня	19-21	18-26	не нормується	
Туалет	19-21	18-26		
Ванна, поєднаний санвузол	24-26	18-26		

Вестибюль, сходова клітка	16-18	14-20	
Кладові	16-18	12-22	

2.2 Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі.

Теплотехнічний розрахунок здійснюється на перевірку відповідності конструкції, що обгороджує теплотехнічним вимогам СНиП II-3-79 * «Будівельна теплотехніка».

2.2.1 Визначення необхідного опору теплопередачі зовнішніх огорожень.

Необхідний опір теплопередачі виходячи з санітарно-гігієнічних і комфортних умов в розрахунковий холодний період визначається за формулою:

$$R_0 = n \cdot \frac{(t_B - t_H)}{\Delta t_H \cdot \alpha_B}, \quad \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

де:

n - коефіцієнт, що враховує залежність положення зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря (Наведений в таблиці 6 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель»), $n = 1$.

Δt_H - нормований температурний перепад між температурою внутрішнього повітря t_B и температурою внутрішньої поверхні t_B огорожувальної конструкції, $^\circ\text{C}$, (таблиця 5 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель»), $\Delta t_H = 4,5^\circ\text{C}$ для зовнішніх стін, и $4,0^\circ\text{C}$ для покриттів.

α_B - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$, (таблиця 7 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель»). Для стін, підлог і гладких перекриттів = 8,7, для вікон – 8,0.

t_B - розрахункова температура внутрішнього повітря ГОСТ 30494-96, $t_B = 20^\circ\text{C}$.

						Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

t_H - розрахункова температура зовнішнього повітря в холодний період року, °C (найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,92 по СНиП 23-01-99), $t_H = -18^{\circ}\text{C}$.

Таким чином, необхідний опір теплопередачі виходячи з санітарно-гігієнічних і комфортних умов:

- для зовнішньої стіни і покриття (без горищного перекриття):

$$R_0^{\text{TP}} = 1 \cdot \frac{(20+17)}{4,5 \cdot 8,7} = 0,945 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}$$

- для покриття (без горищного перекриття під рулонної покрівлею):

$$R_0^{\text{TP}} = 1 \cdot \frac{(20+17)}{4,0 \cdot 8,7} = 1,06 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}$$

- для входних дверей необхідний опір теплопередачі повинне бути, згідно п.5.7 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель» не менш $0,6 \cdot R_0^{\text{TP}}$ зовнішніх стін зданий:

$$R_0^{\text{TP}} = 0,6 \cdot 0,945 = 0,57 \frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}{\text{Вт}}$$

Необхідний опір теплопередачі виходячи з енергозбереження протягом опалювального періоду визначаються (Табл.4. СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель») для функціонального призначення будівлі - громадського і числа градусосутток опалювального періоду, що дорівнює:

$$D_d = (t_B - t_{\text{оп}}) \cdot z_{\text{оп}} = (20 - 1,4) \cdot 160 = 2976 \text{ } ^{\circ}\text{C} \cdot \text{сут}$$

t_B - розрахункова температура внутрішнього воздуха - приймаємо по ГОСТ 30494-96 «Будівлі житлові і суспільні. Параметри мікроклімату в приміщеннях», Таблица 2, для приміщень категорії 2, для холодного періоду, що дорівнює 20°C .

$t_{\text{оп}}$ - температура опалювального періода, по СНиП 23-01-99* «Будівельна кліматологія», Табл.1., рівна $1,4^{\circ}\text{C}$.

$z_{\text{оп}}$ - тривалість опалювального періоду, по СНиП 23-01-99* «Будівельна кліматологія», Табл.1., рівна 160 сут.

						Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, з урахуванням інтерполяції (табл.4. СНиП 23-02-2003) по числу градусосуток, необхідний опір теплопередачі:

- для зовнішніх стін:

$$R_0^{TP} = 1,8 + \frac{(2,4 - 1,8) \cdot (2976 - 2000)}{2000} = 2,09 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

- для перекриттів:

$$R_0^{TP} = 2,4 + \frac{(3,2 - 2,4) \cdot (2976 - 2000)}{2000} = 2,79 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

- для вікон:

$$R_0^{TP} = 0,3 + \frac{(0,4 - 0,3) \cdot (2976 - 2000)}{2000} = 0,34 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

Так само розрахунок величин, які відрізняються від табличних (Табл.4. СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель») можна визначати за формулою:

$$R_0^{TP} = a \cdot D_d + b$$

де a , b - коефіцієнти, значення яких слід приймати за даними таблиці для відповідних груп будинків.

- для зовнішніх стін: $R_0^{TP} = 0,0003 \cdot 2976 + 1,2 = 2,09 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$

- для перекриттів: $R_0^{TP} = 0,0004 \cdot 2976 + 1,6 = 2,79 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$

- для вікон: $R_0^{TP} = 0,00005 \cdot 2976 + 0,2 = 0,34 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$

Необхідний опір теплопередачі, приймається для проектування будівель з розрахунковою температурою внутрішнього повітря вище 12°C нормується виходячи з енергозбереження. Таким чином, для подальшого теплотехнічного розрахунку приймаємо:

- для зовнішніх стін $R_0^{TP} = 2,09 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$

- для перекриттів $R_0^{TP} = 2,79 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$

- для вікон $R_0^{TP} = 0,34 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$

						Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Теплотехнічний розрахунок зовнішніх огорожень.

2.3.1 Визначення приведенного опору теплопередачі зовнішньої стіни і товщини шару утеплювача.

Багатошарове зовнішнє огороження для триповерхової адміністративної будівлі схематично зображено на рис. 2.1. «Конструкція зовнішнього огороження. Стіна».

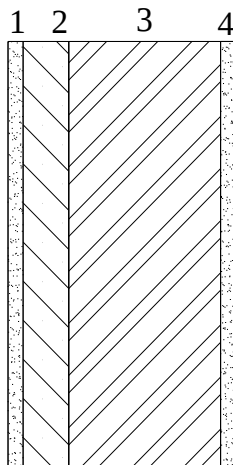


Рис.2.3. Конструкція зовнішнього огороження. Стіна.

Характеристика багатошарової зовнішньої стіни:

Таблиця 2.4.

№ слоя	Матеріал слоя	Густина матеріала $\gamma_0 (\rho)$, кг/м ³	Товщина слоя, м.
1.	Зовнішня штукатурка, складний універсальний розчин	1700	0,02
2.	Шар утеплювача	-	-
3.	Конструкційний шар: кладка з газобетонних блоків	700	0,2
4.	Внутрішня штукатурка, цементно-піщаний розчин	1800	0,02

Район будівництва відноситься (согласно СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель» додаток «В» - «Карта зон вологості») до сухої вологості зоні.

У будівлі підтримується (согласно СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель», Табл. 1 «Вологісний режим приміщень будівель») нормальний вологісний режим.

При нормальному вологісного режиму приміщення і сухій зоні вологості району будівництва все огорожі об'єкта знаходяться в умовах експлуатації, що відносяться до градації «А».

Теплотехнічні показники будівельних матеріалів (відповідно до СП-23-101-2000 «Проектування теплового захисту будівель», Додаток Е (обов'язковий), Табл.Е.1. «Нормовані теплотехнічні показники будівельних матеріалів і виробів» або СНиП II-3-79 «Будівельна теплотехніка, Додаток 3 *) зведені в Таблицю 2.1. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни».

Таблиця 2.5. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни»

матеріал шару	Щільність матеріалу ρ_0 , кг/м ³	Товщина слоя, δ , м.	Питома теплоємність матеріалу, c_0 , кДж/(кг·°C)	Характеристики матеріалів	
				теплопровідність, λ_A , Вт/(м ² ·°C)	паропроникність, μ , мг/(м·ч·Па)
1.Наружная штукатурка	1700	0,02	0,84	0,7	0,098
2.Плити екструдованого полістиролу *	35*	0,06*	1,65*	0,029*	0,018*
3.Кладка з газобетонних блоків	1000	0,2	0,84	0,41	0,11
4.Внутренняя штукатурка	1800	0,02	0,84	0,76	0,09

* - дані, визначені в результаті розрахунків і вибору шару утеплювача.

Приведений опір теплопередачі визначається за формулою (згідно СП-23-101-2000 «Проектування теплового захисту будівель», п.6.1.4.):

$$R_0 = R_0^{\text{УСЛ}} \cdot r ,$$

де:

$R_0^{\text{УСЛ}}$ - умовне опір теплопередачі конструкції без урахування теплопровідних включень (зв'язків), м²·°C/Вт;

r - коефіцієнт теплотехнічної однорідності стіни. В даному випадку приймаємо $r = 0,9$.

						Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

беручи $R_0 = R_0^{TP} = 2,09 \text{ (м}^2 \text{ °С)/Вт}$, отримуємо необхідну умовне опір теплопередачі гладі стіни:

$$R_0^{УСЛ} = 2,09/0,9 = 2,32 \text{ (м}^2 \text{ °С)/Вт}.$$

Опір теплопередачі зовнішньої стіни, без урахування шару утеплювача, таким чином, складе:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_H} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,2}{0,41} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{1}{23} = 0,96 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}{\text{Вт}}$$

де:

$R_1 = \delta_i / \lambda_i$ - опір теплопередачі шару зовнішнього огородження,

α_B і α_H коефіцієнт тепловіддачі відповідно внутрішньої і зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій, Вт/(м²·°С), (таблиця 7 СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель»).

Отримане значення опору теплопередачі зовнішньої стіни задовольняє вимогам санітарно-гігієнічних і комфортних умов, але необхідний опір теплопередачі, приймається для проектування будівель з розрахунковою температурою внутрішнього повітря вище 12 ° С нормується виходячи з енергозбереження.

Таким чином, при $R_0 < R_0^{TP}$ конструкцію стіни потрібно утеплити.

Термічний опір утеплювального матеріалу складе:

$$R_{UT} = R_0^{УСЛ} - R_0 = 2,32 - 0,96 = 1,4 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт}.$$

В якості теплоізоляційного матеріалу вибираємо пінополістирол. В результаті, по СП-23-101-2000 Додаток Е, визначаємо матеріал, який останнім часом набув широкого поширення - пінополістирол екструзійний «Пеноплекс», тип 35, (ТУ 5767-002-46261013) з теплотехнічними характеристиками:

- густина $\rho = 35 \text{ кг/м}^3$,
- коефіцієнт теплопровідності при умовах експлуатації А, $\lambda = 0,029 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$,
- коефіцієнт паронепроникності - $\mu = 0,018 \text{ мг/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па)}$

Тоді розрахункова товщина шару, що утеплює складе:

$$\delta_{UT} = R_{UT} \cdot \lambda_{UT} = 1,4 \cdot 0,029 = 0,041 \text{ м}.$$

						Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо товщину утеплювача - плити екструдованого полістиролу - 60 мм. (Один із стандартних розмірів показників плит УПС). Укладаємо на зовнішній поверхні зовнішньої стіни один шар полістиролу перед тим, як накладати шар зовнішньої штукатурки (1-й шар).

Таким чином, 1-й шар буде шар зовнішньої штукатурки товщиною 20 мм., 2-й шар - матеріал, що утеплює з екструдованого пінополістиролу товщиною 60 мм., 3-й шар - конструкційний, з газобетонних блоків товщиною 200 мм., 4-й шар - внутрішня штукатурка товщиною 20 мм ..

Опір теплопередачі зовнішньої стіни, таким чином, складе:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + R_{yt} + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_H} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,06}{0,029} + \frac{0,2}{0,41} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{1}{23} = 3,03 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином в подальших проектних розрахунках приймаємо:

Приведений опір теплопередачі зовнішньої стіни:

$$R_0^{\text{пр}} = R_0^{\text{усл}} \cdot r = 3,1 \cdot 0,87 = 2,72 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Коефіцієнт теплопередачі стіни:

$$K_{\text{НС}} = 1/R_0^{\text{пр}} = 1/2,36 = 0,37 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

2.3.2 Визначення приведенного опору теплопередачі перекриття.

Багатошарове зовнішнє огороження для триповерхової адміністративної будівлі схематично зображено на рис. 2.2. «Конструкція зовнішнього огороження. Перекриття».

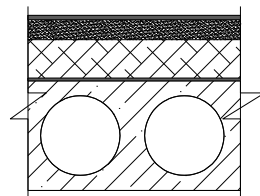


Рис.2.5. Конструкція зовнішнього огороження. Перекриття.

						Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Характеристика многослойного перекрытия (безчердачного):

Таблица 2.6.

№ слоя	Материал шару	щільність матеріалу $\gamma_0 (\rho)$, кг/м ³	товщина шару, м.
1.	Залізобетонна пустотная панель	2500	0,22
2.	Руберойд	600	0,0015
3.	Шар теплоізоляції	-	-
5.	Цементно-піщана стяжка	1800	0,04
2.	Руберойд	600	0,009

Теплотехнічні показники будівельних матеріалів (відповідно до СП-23-101-2000 «Проективання теплового захисту будівель», Додаток Е (обов'язковий), Табл.Е.1. «Нормовані теплотехнічні показники будівельних матеріалів і виробів» або СНиП II-3-79 «Будівельна теплотехніка, Додаток 3 *) зведені в Таблицю 2.2. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів».

Таблица 2.7. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни»

Материал шару	Щільність матеріалу ρ_0 , кг/м ³	Товщина шару, Δ , м.	Питома теплоємність матеріалу, C_0 , Кдж/(кг·°C)	Характеристики матеріалів	
				Теплопровідність, λ_a , Вт/(м ² ·°C)	Паропроникність, μ , Мг/(м·ч·Па)
1. Залізобетонна пустотная панель	2500	0,22	0,84	1,92	0,09
2. Гідроізоляція (руберойд)	600	0,008	1,68	0,17	-
3. Плити екструдованого полістиролу *	35*	0,06*	1,65*	0,029*	0,018*
4. Цементно-піщана стяжка	1800	0,04	0,84	0,76	0,09
2. Гідроізоляція (руберойд)	600	0,008	1,68	0,17	-

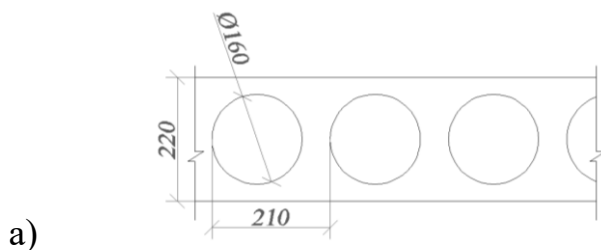
* - дані, визначені в результаті розрахунків і вибору шару утеплювача.

Зробимо розрахунок термічного опору пустотною залізобетонної панелі, який виконується шляхом складання провідностей (по СП-23-101-2000 «Проективання теплового захисту будівель», пп. 6.1.8.).

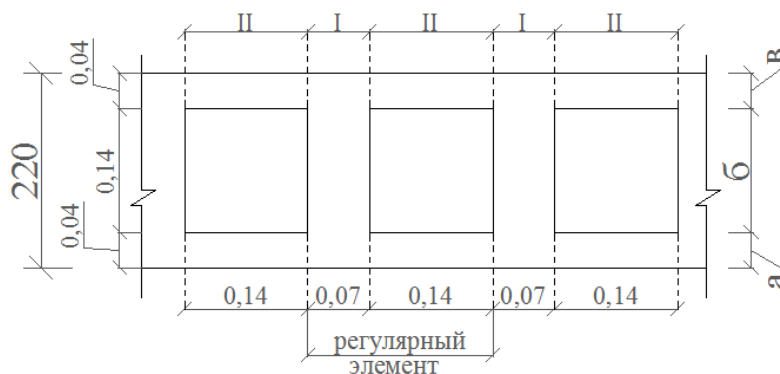
					Арк.
					31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Розміри панелі і пустот в ній представлені на малюнку нижче:

а) розріз за фрагментом плити,



б) розрахункова схема плити з виділеним регулярним елементом.



Для розрахунку приймаємо схему перетину плити з квадратними замість круглих отворами в стіні. Сторона еквівалентного за площею квадрата ($A_{\text{квадрата}} = A_{\text{круга}}$) рівна:

$$a = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,16^2}{4}} = 0,14 \text{ м.}$$

Виділяємо регулярний елемент і ділимо його по площинами, паралельними тепловому потоку (см.схему малюнка б)). Отримуємо два паралельні ділянки: I і II. Ділянка I - однорідний, ділянка II - неоднорідний, що складається з двох однакових по товщині шарів і повітряного прошарку.

Опору теплопередачі цих ділянок рівні:

$$R_I = \frac{\delta_I}{\lambda_I} = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \quad \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

$$R_{II} = R_A + R_{\text{возд.пр}} + R_B = 2 \cdot \frac{d_A}{\lambda_A} + R_{\text{возд.пр}} = 2 \cdot \frac{0,04}{1,92} + R_{\text{возд.пр}} = 0,041 + R_{\text{возд.пр}}$$

Термічний опір повітряного прошарку $R_{\text{возд.пр}}$ визначається по СП 23-101-2004 «Проектування теплового захисту будівель», Табл.7 «Термічний опір замкнутих повітряних прошарків».

						Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З урахуванням того, що в панелі перекриття горизонтальна повітряний прошарок з потоком тепла знизу вгору відокремлена від зовнішнього повітря шаром утеплювача, тому в ній повітря знаходиться при плюсовій температурі. Для прослойки товщиною 0,14 м в этих условиях $R_{\text{ВОЗД.ПР.}} = 0,15 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт}$.

Тогда $R_{II} = 0,04 + R_{\text{ВОЗД.ПР.}} = 0,04 + 0,15 = 0,19 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт}$

Опір теплопередачі всього регулярного елемента при розбивці його площинами, паралельними тепловому потоку для перекриття:

$$R_{\text{ПАРАЛЛ.}} = \frac{A_I + A_{II}}{A_I / R_I + A_{II} / R_{II}} = \frac{0,07 + 0,14}{0,07 / 0,015 + 0,14 / 0,19} = 0,155 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

де A_I и A_{II} - площі 1 м. по довжині I і II ділянок в регулярному елементі плити, в м^2 .

Ділимо регулярний елемент площинами перпендикулярними тепловому потоку (див. Схему праворуч). Отримуємо три паралельні ділянки: **a**, **б**, **в**.

Ділянки **a** й **в** - однорідні, ділянку **б** - неоднорідний, що складається з горизонтальної повітряного прошарку і шару залізобетону, шириною - **I** и товщиною - **б**. $R_{\text{ЖБ}} = 0,14 / 1,92 = 0,073 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт}$

Опору теплопередачі цих ділянок рівні:

$$R_A = R_B = \frac{\delta_A}{\lambda_A} = \frac{0,04}{1,92} = 0,02 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

Опору теплопередачі РБ, визначається (СНиП II-3-79 *, формула (6)):

$$R_B = \frac{A_I + A_{II}}{A_I / R_{\text{ЖБ}} + A_{II} / R_{\text{ВОЗД.ПР.}}} = \frac{0,07 + 0,14}{0,07 / 0,073 + 0,14 / 0,15} = 0,111 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

Опір теплопередачі всього регулярного елемента при розбивці його площинами, перпендикулярними тепловому потоку:

$$R_{\text{ПЕРП}} = R_A + R_B + R_B = 2 \cdot R_A + R_B = 2 \cdot 0,02 + R_B$$

$$R_{\text{ПЕРП}} = 2 \cdot 0,02 + 0,111 = 0,151 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином, термічний опір залізобетонної пустотною плити (СНиП II-3-79 *, формула (7)) :

						Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R = \frac{R_{\text{ПАРАЛЛ}} + 2 \cdot R_{\text{ПЕРП}}}{3}$$

звідси

$$R_{\text{ПЛИТЫ}} = \frac{0,155 + 2 \cdot 0,151}{3} = 0,152 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

Далі в розрахунку використовуємо $R_{\text{Ж/Б.ПЛИТЫ}} = 0,152 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт}$

Приведений опір теплопередачі визначаємо за формулою (згідно СП-23-101-2000 «Проектування теплового захисту будівель», п.6.1.4.):

$$R_0 = R_0^{\text{УСЛ}} \cdot r,$$

де:

$R_0^{\text{УСЛ}}$ - умовне опір теплопередачі конструкції без урахування теплопровідних включень (зв'язків), $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт}$;

r - коефіцієнт теплотехнічної однорідності. В даному випадку приймаємо, оо $r = 0,75$. (СНиП II-3-79*, Табл.6а*).

беручи $R_0 = R_0^{\text{ТР}} = 2,8 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт}$, отримуємо необхідну умовне опір теплопередачі зовнішнього перекриття (без горищного):

$$R_0^{\text{УСЛ}} = 2,8/0,75 = 3,72 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт}.$$

Визначаємо необхідне значення опору теплопередачі шару утеплювача:

$$R_{\text{УТ}} = R_0^{\text{УСЛ}} - \left(\frac{1}{\alpha_B} + R_{\text{Ж/Б.ПЛИТЫ}} + R_2 + R_4 + R_5 + \frac{1}{\alpha_H} \right) =$$

$$= 3,72 - \left(\frac{1}{8,7} + 1,152 + \frac{0,008}{0,17} + \frac{0,04}{0,76} + \frac{0,008}{0,17} + \frac{1}{23} \right) = 3,26 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином, конструкцію огорожі (перекриття) потрібно утеплити при $R_{\text{УТ}} = 3,13 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)/Вт}$.

В якості теплоізоляційного матеріалу вибираємо пінополістирол. В результаті, по СП-23-101-2000 Додаток Е, визначаємо матеріал, який останнім часом набув широкого поширення - пінополістирол екструзійний «Пеноплекс», тип 35, (ТУ 5767-002-46261013) з теплотехнічними характеристиками:

						Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- густина $\rho = 35 \text{ кг/м}^3$,
- коефіцієнт теплопровідності при умовах експлуатації А, $\lambda = 0,029 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$,
- коефіцієнтом паронепроникності - $\mu = 0,018 \text{ мг/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па)}$

Тоді розрахункова товщина шару, що утеплює складе:

$$\delta_{\text{ут}} = R_{\text{ут}} \cdot \lambda_{\text{ут}} = 3,26 \cdot 0,029 = 0,095 \text{ м}$$

Приймаємо товщину утеплювача - плити екструдованого полістиролу - 100 мм. Укладаємо на зовнішній поверхні перекриття в два шари по 50 мм. (Один із стандартних розмірів показників плит УПС) перед тим, як накладати шар цементної стяжки.

Опір теплопередачі перекриття складе:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_{\text{ж/б.плиты}} + R_2 + R_{\text{ут}} + R_4 + R_5 + \frac{1}{\alpha_H} = 3,81 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}$$

Таким чином, в подальших проектних розрахунках для перекриття приймаємо:

Приведений опір теплопередачі перекриття:

$$R_0^{\text{пр}} = R_0^{\text{усл}} \cdot r = 3,81 \cdot 0,75 = 2,87 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С/Вт}.$$

Коефіцієнт теплопередачі перекриття:

$$K_{\text{пл}} = 1 / R_0^{\text{пр}} = 1 / 2,87 = 0,35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

						Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 3. Розрахунок теплових втрат

3.1 Визначення теплових втрат через огорожувальні конструкції.

Тепловтрати через зовнішні огороження визначаються підсумовуванням тепловтрат теплоти через кожне зовнішнє огороження, що обчислюється за формулою:

$$Q_{T.П} = K_i \cdot A_i \cdot (t_B - t_H) \cdot n_i \cdot (1 + \sum \beta)_i$$

де:

- K_i - коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м² · °С);
- A_i - площа поверхні огороження по зовнішньому обміру, м²;
- t_B – температура внутрішнього повітря приміщення, приймаємо 18 °С;
- t_H – температура зовнішнього повітря, - 27 °С;
- n_i - коефіцієнт, що враховує залежність положення зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря по таблиці 6. СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель» або таблиці 3 * СНиП II-3-79 * «Будівельна теплотехніка»;
- β - добавка до основних тепловтрат, в залежності від орієнтації огорожі і кутового положення.

Добавку на орієнтацію огорожі по сторонах горизонту приймаємо для всіх зовнішніх вертикальних і похилих (в проекції на вертикаль) огорожень, звернених: β

на північ, схід, північний схід і північний захід в розмірі $\beta = 0,1$;

- на захід і південний схід $\beta = 0,05$ від основних тепловтрат через ці огорожі.

Схематично добавки на орієнтацію представлені на малюнку справа.

Добавку β на врівнювання в будівлі і споруди холодного повітря через входи, не обладнані повітряними і повітряно-тепловими завісами, приймаємо при висоті будівлі H , м, в розмірі:

- для одинарних дверей - $0,22H$;
- для подвійних дверей з тамбуром між ними - $0,27H$;
- то ж, але без тамбура - $0,34H$;

						Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- при наявності двох тамбурів між потрійними дверима - 0,2Н

Правила обмера поверхності огороженої конструкції приміщення.

зовнішні стіни:

Довжину зовнішніх стін не кутових приміщень приймають по зовнішній поверхні від зовнішніх кутів до осей внутрішніх стін.

Довжину зовнішніх стін не кутових приміщень приймають по відстані між осями внутрішніх стін.

Висоту зовнішніх стін за розрізами будівлі - на першому поверсі від зовнішньої поверхні підлоги розташованого безпосередньо на ґрунті до рівня чистої підлоги другого поверху.

а середніх поверхах - від поверхні підлоги поверху до поверхні підлоги вищерасположеного поверху.

На верхньому поверсі від поверхні землі аж понад конструкції перекриття.

Внутрішні стіни:

Для обчислення площі поверхні внутрішніх стін по планах підсумовують: довжину стін від внутрішньої поверхні зовнішніх стін до осей внутрішніх стін або між осями внутрішніх стін. За розмірами - висоту стін від поверхні підлоги до поверхні стелі.

Вікна, двері, ворота:

Площа вікон, дверей, воріт визначаємо за найменшими розмірами будівельних прорізів.

перекриття:

Площа стель вимірюють між осями внутрішніх стін і внутрішньою поверхнею зовнішніх стін.

підлоги:

Визначають площу зон шириною 2м.

Примітка

1) Якщо в суміжному більш холодному приміщенні температура повітря нижче більш ніж на 3 °С то розраховуються тепловтрати через огорожу,

						Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що розділяє ці приміщення. При цьому t_n приймають рівною температурі повітря в більш холодному приміщенні.

- 2) В розрахунку тепловтрат значення $K_{окна}$ беремо з вирахуванням $K_{стены}$, тому площі стін беруться з урахуванням площі вікон.

Коефіцієнти теплопередачі огорожень прийняті по табл. 3.1. наведеної нижче.

Таблиця 3.1. Прийняті до розрахунків опору і коефіцієнти теплопередачі огорожень.

Найменування огорожі	Опір теплопередачі ($m^2 \cdot ^\circ C$)/Вт		Коефіцієнт теплопередачі Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$)
	$R_{гсоп}^{TP}$	R_0	$K=1/R_0$
Зовнішня стіна	2,09	2,72	0,37
Безчердачною покриття	2,79	2,87	0,35
Вікна	0,34	0,34	2,94
Зовнішні двері 1	-	0,65	1,54
Зовнішні двері 2	-	0,72	1,39
Стіни підвалу і пали бетонні по ґрунту:			
I - Зона	-	2,1	0,47
II - Зона	-	4,3	0,23
III - Зона	-	8,6	0,12
IV - Зона	-	14,2	0,07

Виробляємо розрахунки тепловтрат через огорожувальні конструкції за відповідною формулою, зазначеною вище. Необхідні розміри і площі визначаємо відповідно до правил обміру огорожувальних конструкцій приміщення і за допомогою функціональних можливостей програми AutoCAD на кресленнях.

Витрата теплоти на нагрівання повітря визначається за формулою:

$$Q_u = 0,28 \cdot \sum G_u \cdot c \cdot (t_B - t_H) \cdot k_{встр}$$

де:

- c – Питома теплоємність повітря, що дорівнює $1,02 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;
- t_B – температура внутрішнього повітря;
- t_H – температура зовнішнього повітря;
- $k_{встр}$ – коефіцієнт обліку впливу зустрічного теплового потоку в конструкціях, коефіцієнт рівний $0,7$ - для стиків панелей стін і для вікон з потрійними рамами, $0,8$ - для вікон і балконних дверей з роздільними палітурками і $1,0$ - для одинарних вікон, вікон і балконних дверей зі спареними палітурками і відкритих прорізів. (приймаємо $k_{встр} = 1$);
- $\sum G_u$ - витрата інфільтрують повітря, $\text{кг}/\text{ч}$, через 1 м^2 огорожувальних конструкцій, який визначається за формулою:

$$\sum G_u = 0,21 \cdot \sum \Delta p^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{A}{R_u}$$

де:

- A - площа вікон і балконних дверей приміщення, м^2 ;
- R_u - опір повітропроникності вікон і балконних дверей, $(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па})/\text{кг}$, згідно пп.2.4.4. $R_u = 0,27 \text{ м}^2 \cdot \text{ч}/\text{кг}$;
- Δp - різниця тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях вікон і балконних дверей, Па .

Різниця тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях визначається:

$$\Delta p = (H - h) \cdot (\gamma_H - \gamma_{+5}) + 0,05 \cdot \gamma_H \cdot v^2 \cdot (c_H - c_3) \cdot k_d$$

де:

- H - висота будівлі від відмітки низу входу в будівлю до верху вентиляційної шахти (в даному випадку $H = 9,4 \text{ м}$.);
- h - відстань від землі до центру розрахункового вікна, м ;
- γ_H, γ_B - питома вага зовнішнього і внутрішнього повітря, $\text{Н}/\text{м}^3$, в даному випадку

						Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma_H = 3463/(273-17) = 13,53 \text{ Н/м}^3 \quad \gamma_{+5} = 3463/(273+ 1,4) = 12,62 \text{ Н/м}^3$$

- v – розрахункова швидкість вітру для холодного періоду. В даному випадку $= 2,5 \text{ м/с}$;

- c_H и c_3 - аеродинамічні коефіцієнти відповідно для навітряної і заветренной поверхонь огорожі будівлі, $c_H = + 0,8$, $c_B = - 0,6$.

- k_d - коефіцієнт обліку зміни швидкісного напору вітру в залежності від висоти і типу місцевості. Для населених місць висотою близько 10 м., розташованого в типі місцевості В (міські території, лісові масиви та інші місцевості, рівномірно покриті перешкодами висотою більше 10 м.) - $k_d = 0,65$.

Розрахунок тепловтрат проводимо в програмі Microsoft Excel. Результати розрахунків зведені в таблицю.

						Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

№ приміщення	tint, °C	Захисні конструкції					tint-text, °C	Поправочний коефіцієнт, п	коефіцієнт теплопередачі, k(Вт/м²·°C)	додаткові втрати				(1+Σβ)	Пот. тепла		Побутові тепловиділення	Теплова потужність системи Q _{от} , Вт
		позначення	Орієнтація по сторонах світу	лінійні розміри а x b, м		A, м²				На орієнтацію приміщення	На кутові приміщення	На надходження хол пов нар. двер	на інфільтрацію		огорожами	приміщеннями		
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
101	21+2	НС	Ю	5,57	3,94	21,9	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	396,7	1113,3	181	1232,3
		НС	В	4,37	3,94	17,2	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	325,1			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,1			
		ПЛ		3,70	4,90	18,1	59	0,75	0,204					1,0	163,4			
102	21+2	НС	Ю	6,77	3,94	26,7	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	483,7	1240,9	226	1514,9
		НС	З	4,37	3,94	17,2	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	325,1			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,1			
		ПЛ		3,70	6,10	22,6	59	0,75	0,204					1,0	204,0			
103	19	НС	В	2,40	3,94	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	420,4	146	774,4
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	55	0,75	0,204					1,0	122,9			
104	21	НС	З	4,50	3,94	17,7	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	296,3	733,5	221	1012,5
		ДО	З	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5			
		ПЛ		4,50	4,90	22,1	57	0,75	0,204					1,0	192,7			
105	19	НС	В	2,40	3,94	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	420,4	146	1274,4
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	55	0,75	0,204					1,0	122,9			
106	19	НС	З	2,70	3,94	10,6	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	171,3	414,6	132	1282,6
		ДО	З	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2			
		ПЛ		2,70	4,90	13,2	55	0,75	0,204					1,0	111,1			

107	21	НС	В	3,90	3,94	15,4	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	269,6	649,1	210	1439,1
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9			
		ПЛ		3,90	4,90	19,1	57	0,75	0,204					1,0	166,6			
108	21	НС	3	3,90	3,94	15,4	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	257,8	670,6	238	932,6
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3			
		ПЛ		3,90	6,10	23,8	57	0,75	0,204					1,0	207,5			
109	21	НС	В	3,90	3,94	15,4	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	269,6	649,1	191	1358,1
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9			
		ПЛ		3,90	4,90	19,1	57	0,75	0,204					1,0	166,6			
110	21	НС	3	3,90	3,94	15,4	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	257,8	670,6	238	932,6
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3			
		ПЛ		3,90	6,10	23,8	57	0,75	0,204					1,0	207,5			
111	19	НС	В	2,40	3,94	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	420,4	146	874,4
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	55	0,75	0,204					1,0	122,9			
112	19	НС	3	2,70	3,94	10,6	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	171,3	414,6	132	782,6
		ДО	3	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2			
		ПЛ		2,70	4,90	13,2	55	0,75	0,204					1,0	111,1			
113	19	НС	В	2,40	3,94	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	420,4	146	1274,4
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	55	0,75	0,204					1,0	122,9			
114	21	НС	3	4,50	3,94	17,7	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	296,3	733,5	221	912,5
		ДО	3	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5			
		ПЛ		4,50	4,90	22,1	57	0,75	0,204					1,0	192,7			
115	21+2	НС	С	5,57	3,94	21,9	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	414,0	1130,8	181	949,8
		НС	В	4,37	3,94	17,2	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	325,1			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3			
		ПЛ		3,70	4,90	18,1	59	0,75	0,204					1,0	163,4			
116	21+2	НС	С	6,77	3,94	26,7	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	504,7	1262,1	226	1036,1
		НС	3	4,37	3,94	17,2	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	325,1			
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3			

		ПЛ		3,70	6,10	22,6	59	0,75	0,204					1,0	204,0			
201	21+2	НС	Ю	5,57	3,30	18,4	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	333,3			
		НС	В	4,37	3,30	14,4	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	272,2			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3	833,8	181	1352,8
202	21+2	НС	Ю	6,77	3,30	22,3	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	404,0			
		НС	З	4,37	3,30	14,4	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	272,2			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3	904,5	226	1178,5
203	19	НС	В	2,40	3,30	7,9	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	133,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1	270,5	146	1124,5
204	21	НС	З	4,50	3,30	14,9	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	249,5			
		ДО	З	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5	494	221	973
205	19	НС	В	2,40	3,30	7,9	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	133,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1	270,5	146	1124,5
206	19	НС	З	2,70	3,30	8,9	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	143,8			
		ДО	З	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2	276	132	1144
207	21	НС	В	3,90	3,30	12,9	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	225,7			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9	438,6	210	1228,6
208	21	НС	З	3,90	3,30	12,9	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	215,9			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3	421,2	238	1183,2
209	21	НС	В	3,90	3,30	12,9	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	225,7			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9	438,6	191	747,6
210	21	НС	З	3,90	3,30	12,9	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	215,9			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3	421,2	238	683,2
211	19	НС	В	2,40	3,30	7,9	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	133,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1	270,5	132	638,5
212	19	НС	З	2,70	3,30	8,9	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	143,8			
		ДО	З	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2	276	146	530
213	19	НС	В	2,40	3,30	7,9	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	133,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1	270,5	146	624,5
214	21	НС	З	4,50	3,30	14,9	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	249,5			
		ДО	З	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5	494	221	773

215	21+2	НС	С	5,57	3,30	18,4	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	347,8	848,3	181	867,3
		НС	В	4,37	3,30	14,4	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	272,2			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3			
216	21+2	НС	С	6,77	3,30	22,3	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	421,5	922,0	226	896,0
		НС	З	4,37	3,30	14,4	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	272,2			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3			
301	21+2	НС	Ю	5,57	3,95	22,0	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	398,5	1149,9	181	968,9
		НС	В	4,37	3,95	17,3	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	327,0			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3			
		ПТ		3,70	4,90	18,1	59	0,9	0,204					1,0	196,1			
302	21+2	НС	Ю	6,77	3,95	26,7	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	483,7	1283,8	226	1054,8
		НС	З	4,37	3,95	17,3	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	327,0			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3			
		ПТ		3,70	6,10	22,6	59	0,9	0,204					1,0	244,8			
303	19	НС	В	2,40	3,95	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	444,9	146	798,9
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	55	0,9	0,204					1,0	147,4			
304	21	НС	З	4,50	3,95	17,8	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	298,0	773,8	221	752,8
		ДО	З	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5			
		ПТ		4,50	4,90	22,1	57	0,9	0,204					1,0	231,3			
305	19	НС	В	2,40	3,95	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	444,9	146	598,9
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	55	0,9	0,204					1,0	147,4			
306	19	НС	З	2,70	3,95	10,7	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	172,8	438,3	132	606,3
		ДО	З	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2			
		ПТ		2,70	4,90	13,2	55	0,9	0,204					1,0	133,3			
307	21	НС	В	3,90	3,95	15,4	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	269,6	678,4	191	887,4
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9			
		ПТ		3,90	4,90	19,1	57	0,9	0,204					1,0	195,9			
308	21	НС	З	3,90	3,95	15,4	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	257,5	711,9	238	673,9
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3			

		ПТ		3,90	6,10	23,8	57	0,9	0,204					1,0	249,1			
309	21	НС	В	3,90	3,95	15,4	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	269,6			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9			
		ПТ		3,90	4,90	19,1	57	0,9	0,204					1,0	199,9	682,4	191	791,4
310	21	НС	3	3,90	3,95	15,4	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	257,5			
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3			
		ПТ		3,90	6,10	23,8	57	0,9	0,204					1,0	249,1	711,9	238	673,9
311	19	НС	В	2,40	3,95	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	55	0,9	0,204					1,0	147,4	444,9	146	798,9
312	19	НС	3	2,70	3,95	10,7	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	172,8			
		ДО	3	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2			
		ПТ		2,70	4,90	13,2	55	0,9	0,204					1,0	133,3	438,3	132	806,3
313	19	НС	В	2,40	3,95	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	55	0,9	0,204					1,0	147,4	444,9	146	698,9
314	21	НС	3	4,50	3,95	17,8	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	298,0			
		ДО	3	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5			
		ПТ		4,50	4,90	22,1	57	0,9	0,204					1,0	231,3	773,8	221	752,8
315	21+2	НС	С	5,57	3,95	22,0	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	415,9			
		НС	В	4,37	3,95	17,3	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	327,0			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3			
		ПТ		3,70	4,90	18,1	59	0,9	0,204					1,0	196,1	1163,3	181	986,3
316	21+2	НС	С	6,77	3,95	26,7	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	504,7			
		НС	3	4,37	3,95	17,3	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	327,0			
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3			
		ПТ		3,70	6,10	22,6	59	0,9	0,204					1,0	244,8	1304,8	226	1078,8
I	16	НС	В	2,40	13,17	31,6	52	1	0,267	0,1			0,05	1,15	504,5			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	52	1	1,271	0,1			0,3	1,4	129,5			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	52	1	1,271	0,1			0,3	1,4	129,5			
		ТД	В	1,15	2,07	2,4	52	1	0,460	0,1		2,6		3,7	212,4			

Обслуговуючий персонал - 3 жінки; 2 -чоловіків. відвідувачі:

жінки - 15 осіб

чоловіки - 15 осіб.

Теплопоступлення від людей

Теплий період: $t_w = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Кількість надходжень явного тепла від людей:

$$Q_{\text{ч.я.}}^{\text{л}} = 65 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.я.}}^{\text{ср}} = 70 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.я.}} = 65 \cdot 0,85 \cdot 15 + 15 \cdot 65 + 70 \cdot 0,85 \cdot 3 + 70 \cdot 2 = 2116 \text{ Вт}$$

Кількість надходжень повного тепла від людей:

$$Q_{\text{ч.п.}}^{\text{л}} = 146 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.п.}}^{\text{ср}} = 201 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.п.}} = 146 \cdot 0,85 \cdot 15 + 15 \cdot 146 + 201 \cdot 0,85 \cdot 3 + 201 \cdot 2 = 4966 \text{ Вт}$$

Холодный период: $t_b = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$Q_{\text{ч.я.}}^{\text{л}} = 93 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.я.}}^{\text{ср}} = 98 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.я.}} = 93 \cdot 0,85 \cdot 15 + 15 \cdot 93 + 98 \cdot 0,85 \cdot 3 + 98 \cdot 2 = 3027 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{ч.п.}}^{\text{л}} = 149 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.п.}}^{\text{ср}} = 204 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.п.}} = 149 \cdot 0,85 \cdot 15 + 15 \cdot 149 + 204 \cdot 0,85 \cdot 3 + 204 \cdot 2 = 5063 \text{ Вт}$$

Теплопоступлення від штучного освітлення

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F_{\text{пл}} \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}}, \text{ Вт}$$

де:

E-рівень загального освітлення приміщень, 200лк в даному випадку,

Fпл - площа підлоги приміщення, 317 м²,

qосв - питомі тепловиділення, Вт / м², що становить для люмінесцентних ламп від 0,05 до 0,13. За проектом лампи люмінесцентні, прийнято 0,05.

						Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_{осв}-частка світлової енергії, що надходить в приміщення, дорівнює 1, якщо світильники знаходяться безпосередньо в приміщенні.

Таким образом:

$$Q_{\text{осв}} = 200 \cdot 3178 \cdot 0,05 = 31708 \text{ Вт}$$

Теплопоступлення від сонячної радіації

Надходження теплоти, Q Вт, в приміщенні від сонячної радіації через засклені світлові прорізи і масивні огорожувальні конструкції будівель різного призначення для найбільш жаркого місяця року (липня) і заданого години доби, слід розраховувати за формулою:

$$Q = \sum Q_i + \sum Q_{\text{им}}, \text{ Вт де,}$$

$Q_{\text{осі}}$ - тепловий потік, Вт, через і-й світловий отвір

$Q_{\text{раді}}$ - тепловий потік, Вт, через і-е масивне огорожу

Кількість теплоти, що надходить від сонячної радіації через масивні огорожі (в даному випадку як основне - визначаємо покриття) знаходимо відповідно до методики - Розділ 2.3. «Розрахунок надходжень теплоти в приміщення», параграф «З», Довідник проектувальника, Внутрішні санітарно-технічні пристрої: Вентиляція і кондиціонування повітря, Частина 3, Середньодобове надходження теплоти за рахунок сонячної радіації через покриття визначається за формулою:

$$Q_{\text{рад}} = \kappa \cdot (t_{\text{н}}^{\text{усл}} - t_{\text{в}}) \cdot F, \text{ Вт}$$

де:

κ – коефіцієнт теплопередачі покриття, $\kappa = 0,35 \text{ Вт/ м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$F = 1232 \text{ м}^2$, площа покриття (покрівлі) розраховуються приміщень,

Умовна середньодобова температура зовнішнього повітря

$$t_{\text{н}}^{\text{усл}} = t_{\text{н}}^{\text{А}} + \rho J_{\text{ср}} / \alpha_{\text{н}} = 33,6 + 0,9 \cdot 331 / 15 = 53,5^\circ\text{C}$$

ρ - коефіцієнт, поглинання теплового потоку зовнішньої поверхні покриття = 0,9 (приложение 7 СНиП II-3-79*),

						Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

J_{cp} - середнє добове кiлькiсть теплоти вiд сумарної сонячної радiацiї $J_{\text{cp}}=331$ Вт/ м²

α_n - коефiцiєнт, тепловiддачi на зовнiшнiй поверхнi покриття в теплий перiод року, $\alpha_n=5+10\cdot\sqrt{v}=5+10\cdot\sqrt{1}=15$ Вт/ м²°C

$$Q_{\text{рад}}=0,35\cdot(53,5-25)\cdot1231=12\,282\text{Вт.}$$

Приймаємо для подальших розрахункiв **12 282 Вт.**

Кiлькiсть теплоти, що надходить вiд сонячної радiацiї через заповнення свiтлових прорiзiв визначаємо вiдповiдно до методики - Роздiл 2.3. «Розрахунок надходжень теплоти в примiщення», параграф «Ж», Довiдник проектувальника, Внутрiшнi санiтарно-технiчнi пристрої: Вентиляцiя i кондицiонування повітря, Частина 3, Книга 1 ..

Кiлькiсть теплоти, що надходить через заповнення свiтлових прорiзiв розраховується як одноразова надходження теплоти через склiння по сторонах свiту, i визначаються найбільшi одноразовi надходження тепла через склiння. Цi теплопоступлення i приймаються в розрахунок.

Тепловой поток, Вт, солнечной радиации через световой проем рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{ос } i}=(q_n + q_p) K_1\cdot K_2\cdot A_{\text{ос } i},$$

Где:

q_n, q_p - поверхнева щiльнiсть теплового потоку, Вт / кв.м, через застклений свiтловий отвір в липнi в даний час доби, вiд прямої i розсiяної сонячної радiацiї, яка приймається для вертикального i горизонтального склiння по табл. 2.3 Довiдника проектувальника. У будiвлi вiдсутнi похилі склiння, тому весь розрахунок ведеться для вертикальних поверхонь склiння.

Поверхнева щiльнiсть теплового потоку вiд прямої i розсiяної радiацiї, в залежностi вiд графiчної широти пункту розташування будiвлi, наведенi так само в довiдкових даних Посiбники 2.91 до СНиП 2.04.05-91 «Розрахунок надходження теплоти сонячної радiацiї в примiщення». Географiчна широта нашого будинку 44о.

						Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Пiдпис	Дата		

K1 - коефіцієнт теплопропускання сонцезахисних пристроїв (штори, карнизи, жалюзі та ін. вироби заводського виготовлення), які приймають за дод. 8 СНиП II-3-79. У нашому випадку штори зі світлої тканини, для якого коефіцієнт дорівнює 0,4.

K2 - коефіцієнт теплопропускання склінням світлових прорізів. В даному випадку прийняті двошарові склопакети в металевих палітурках (коефіцієнт дорівнює 0,68)

A_{oc} - площа світлового прорізу (скління), m^2 .

Наводимо дані з таблиці для Операційного залу № 1:

Для всіх приміщень розрахунок виробляємо для трьох періодів часу доби:

З 9 до 10 годин

З 12 до 13 годин

З 16 до 17 годин

В операційному залі № 1 є світлові прорізи в двох орієнтаціях - Ю-В і С-З. У південно-східному напрямку є 7 вікон з розмірами 1,6х1,8, в північно-західному напрямку - 6 вікон з такими ж розмірами. Теплопоступлення для огорож орієнтованих на південний схід складають:

С 9 до 10 часів - 387 Вт/м^2

С 12 до 13 часів - 214 Вт/м^2

С 16 до 17 часів - 55 Вт/м^2

Теплопоступлення для огорож орієнтованих на північний захід складають:

С 9 до 10 годин - 109 Вт/м^2

С 12 до 13 годин - 79 Вт/м^2

С 16 до 17 годин - 357 Вт/м^2

Таким чином, теплопоступлення через світлові огороження орієнтованих на південний схід складуть:

С 9 до 10 годин - $Q_{oc} = 387 \text{ Вт/м}^2 \cdot 7 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 7802 \text{ Вт}$

С 12 до 13 годин - $Q_{oc} = 214 \text{ Вт/м}^2 \cdot 7 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 4314 \text{ Вт}$

С 16 до 17 годин - $Q_{oc} = 55 \text{ Вт/м}^2 \cdot 7 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 1109 \text{ Вт}$

для огорож орієнтованих на північний захід складають:

						Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

С 9 до 10 годин - $Q_{oc}=109 \text{ Вт/м}^2 \cdot 6 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 1884 \text{ Вт}$

С 12 до 13 годин - $Q_{oc}=79 \text{ Вт/м}^2 \cdot 6 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 1365 \text{ Вт}$

С 16 до 17 годин - $Q_{oc}=357 \text{ Вт/м}^2 \cdot 6 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 6169 \text{ Вт}$

Таким чином, теплопоступлення в приміщення тепла від сонячної радіації через світлові прорізи складе:

С 9 до 10 годин - $Q_{oc}=7802 + 1884 = 9685 \text{ Вт}$

С 12 до 13 годин - $Q_{oc}=4314 + 1365 = 5679 \text{ Вт}$

С 16 до 17 годин - $Q_{oc}=6169 + 1109 = 7278 \text{ Вт}$.

Теплопоступлення від обладнання, встановленого в приміщеннях.

У кабінетах і робочих приміщеннях встановлені комп'ютери, при роботі яких в приміщення виділяється тепло. Залежно від типу комп'ютера тепловиділення варіюються.

Приймаємо середню величину тепловиділення 300 Вт від комп'ютера. Кількість комп'ютерів в приміщенні приймається рівною кількості людей, які перебувають в цьому приміщенні.

Кількість людей в кожному приміщенні приймається за завданням технологів, а при його відсутності - за нормою площі приміщення, що припадає на одну людину. У нашому випадку для офісних будівель ця норма становить - 6 м² / чел.

Для інших приміщень розрахунок теплопоступлень ведеться аналогічно даному.

3.2. Вибір, опис і розрахунок фанкойлів.

Для основних офісних приміщень 2-го і 3-го поверхів розроблена система теплохолодоснабження із застосуванням фанкойлів (вентиляторних доводчиків), які працюють як повітрянагрівачі в холодний період року і як повітроохолоджувачі в теплий період року.

						Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для більш стійкою гідравлічної роботи системи в різних режимах прийнята 4-х трубна система - гаряча вода циркулює по трубах першого контуру, а холодна вода в теплий період циркулює по трубах другого контуру.

Проектом визначено до установки вентиляторні доводчики Idrofan, виробництва "Carrier", модельного ряду (серії) 42N.

Зовнішній вигляд показаний на рис. 3.1.

Цей новий модельний ряд сконцентрував в собі новітні технології, що досить незвично для такого не складного обладнання, як фанкойл. В результаті, легко можна вибрати я потрібну модель і встановити її в приміщенні.



Ці версії поставляються в будь-якому варіанті: від моделей в корпусі для підлоги або під стельової установки, до

моделей без корпусу, для прихованого, фальш-стельового горизонтального або вертикального монтажу.

***Рис.3.1. «Вентиляторний доводчик
(фанкойл) сериї 42N»***

Переваги і характеристики:

- За рахунок витонченої форми відполірованого корпусу вентиляторні доводчики 42N прекрасно поєднуються практично з будь-яким інтер'єром приміщення.

Попередньо пофарбовані сталеві панелі надійно захищені від корозії оздоблювальним лакофарбовим покриттям.

- Вдала конструкція литого пластикового піддону для збору конденсату дозволяє встановлювати один і той же блок як у вертикальному, так і в горизонтальному положенні без необхідності використання будь-яких спеціальних аксесуарів.

						Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Для чотиритрубних систем виробник встановлює при складанні охолоджуючий і обігріває теплообмінник.
 - Вентиляторні доводчики 42N видають при роботі настільки слабкий шум, що його рівень прийнятий в якості нового стандарту комфортних умов для будівель.
 - Електродвигуни. Вентиляторні доводчики Idrofan поставляються з багатошвидкісними двигунами. Кількість швидкостей збільшено до п'яти для розширення можливостей їх використання практично для будь-яких застосувань.
 - Фільтри. Стандартний фільтр для вентиляційних доводчиків серії Idrofan з гофрованої фільтруючою поверхнею, площа якої на 87% більше, ніж у відомих звичайних фільтрів, має додаткові переваги: зниження витрат повітря на одиницю площі поверхні (що забезпечує менше падіння тиску і знижений рівень шуму), середній інтервал між проведенням очищення фільтра в три рази більше в порівнянні зі звичайними фільтрами.
- При виготовленні фільтра використовується високоякісний поліпропілен марки EU1. Фільтр розташований в нижній частині блоку. Для проведення його очищення досить вивернути запобіжний гвинт і вручну від'єднати бічні елементи фільтра. Після цього можна видавити каркас фільтра і легко витягти сам фільтр. Збірка фільтра проводиться в зворотній послідовності і також легко. Фільтр чітко фіксується в передбаченому для цього місці, щоб виключити проходження повітря повз фільтра і забезпечити високоякісну фільтрацію подається в приміщення повітря.
- Простота і легкість установки.
 - Електронний термостат мають витончену форму з двома коаксіальними ручками, за допомогою яких користувач може задавати температуру в приміщенні і швидкість обертання вентилятора.
- Більш детальні технічні параметри і характеристики приведені в Додатку № 11 до цієї Пояснювальної записці «Технічний опис фанкойлів Idrofan серії 42N».

						Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунок типу фанкойлів і їх кількості для установки в приміщеннях враховуються:

- дані виробника по їх холодопродуктивності і теплопродуктивності, наведених у таблиці 4.2. «Фізичні та електричні характеристики фанкойлів, 4-х трубна система»
- розрахункові тепловтрати приміщення по Додатку № 1 Поясн.записки,
- розрахункових теплопоступлень в приміщення по Додатку № 10 Пояснювальної записки.

Місця установки визначені - під віконними прорізами приміщення. Проектним рішенням визначено, що компенсація теплонадлишків в приміщенні забезпечується фанкойлами.

Так, теплопоступлення в приміщення Операційного залу № 1 в різний розрахунковий час доби становить від 15,8 кВт до 18,2 кВт.

Кількість віконних прорізів - 13.

Вибираємо за параметрами холодопроизводительности і роботі вентилятора на мінімальних швидкостях при мініальному споживанні потужності (в цілях економії електроспоживання) тип фанкойлів, що забезпечують компенсацію розрахункових теплопоступлень, з запасом потужності.

Для установки в Операційному залі № 1 тип фанкойла - 42N20 в кількості 13 штук.

Охолодження - від 1,19 до 2,06 кВт, на малих швидкостях вентилятора - від 1,19 до 1,451 кВт.

Помноживши на 13 отримуємо загальну холодопроизводительность фанкойлами в приміщенні рівну від 15,5 кВт до 18,8 кВт (максимальна - 26,7 кВт).

Тепловтрати приміщення Операційного залу № 1 складають 10,6 кВт.

Теплопродуктивність фанкойла типу 42N20 становить від 1,83 кВт, тоді загальна теплова потужність фанкойлів в приміщенні складе 23,8 кВт, що забезпечує компенсацію тепловтрат в приміщенні, навіть з істотним запасом.

						Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким же чином, підбираємо тип і кількість фанкойлів по всіх приміщеннях.

Таблиця 3.3. «Фізичні та Фізичні та електричні характеристики фанкойлів, 4-х трубна система»

42N, 4-трубна система		15					20				
Швидкість обертання вентилятора		5	4	3	2	1	5	4	3	2	1
Тип вентилятора		1 Поперечноточный					1 Центробежный				
	л/с	35	56	69	84	97	59	80	92	107	128
	m3/h	125	200	250	300	350	215	285	330	385	460
Витрата повітря											
Режим охолодження *	кВт	0,75	1,05	1,16	1,36	1,47	1,19	1,45	1,66	1,91	2,06
Загальна холодопродуктивність	кВт	0,66	0,89	1,01	1,19	1,25	1,00	1,23	1,41	1,60	1,72
Холодоп роїзводительность по відчутного тепла	л/с	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
Витрати води	л/ч	129	181	200	234	253	205	249	286	329	354
Режим обігріву **											
Теплоп рої зв од даткови ость	л/с	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07
Витрати води											
електричні характеристики	Вт	16	17	19	23	30	29	30	31	34	36
споживана потужність	А	0,08	0,08	0,09	0,11	0,13	0,13	0,13	0,14	0,15	0,16

Продовження таблиці 3.3.

42N_S, 4-трубна система		30					42			
Швидкість обертання вентилятора		5	4	3	2	1	3	2	1	
Тип вентилятора		2 Центробежный					2 Центробежный			
Витрата повітря		л/с	97	126	153	182	207	147	222	268
		m3/h	350	455	550	655	745	531	798	965
Режим охолодження *										
Загальна холодопродуктивність		кВт	2,02	2,45	2,75	3,02	3,33	2,65	3,36	3,78
Холодоп рої зводительн ость по відчутного тепла		кВт	1,57	1,95	2,22	2,47	2,73	2,13	2,83	3,22
		л/с	0,10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,13	0,16	0,18
Витрати води		л/ч	347	421	473	519	573	456	578	650
Режим обігріву **		кВт	2,73	3,14	3,51	3,82	4,27	3,36	4,39	5,00
Теплопродуктивність		л/с	0,07	0,08	0,08	0,09	0,10	0,08	0,10	0,12
Витрати води		л/ч	235	270	302	329	367	289	378	430
електричні характеристики		Вт	42	44	46	50	57	45	75	100
споживана потужність		А	0,19	0,20	0,21	0,23	0,25	0,21	0,35	0,45

4 Тепловий розрахунок холодильної системи

Теплове навантаження на компресор

$$\Sigma Q_{0 \text{ комп}} = 1,07 \cdot 95647 / 0,85 = 131 \text{ кВт.}$$

Даний чилер розраховується на холодопродуктивність 131 кВт. Зроблено розрахунок циклу, підбір обладнання.

Схема і цикл чилера.

Розрахунок циклу теплового насоса зроблений з урахуванням регенеративного теплообмінника і спіральних компресорів.

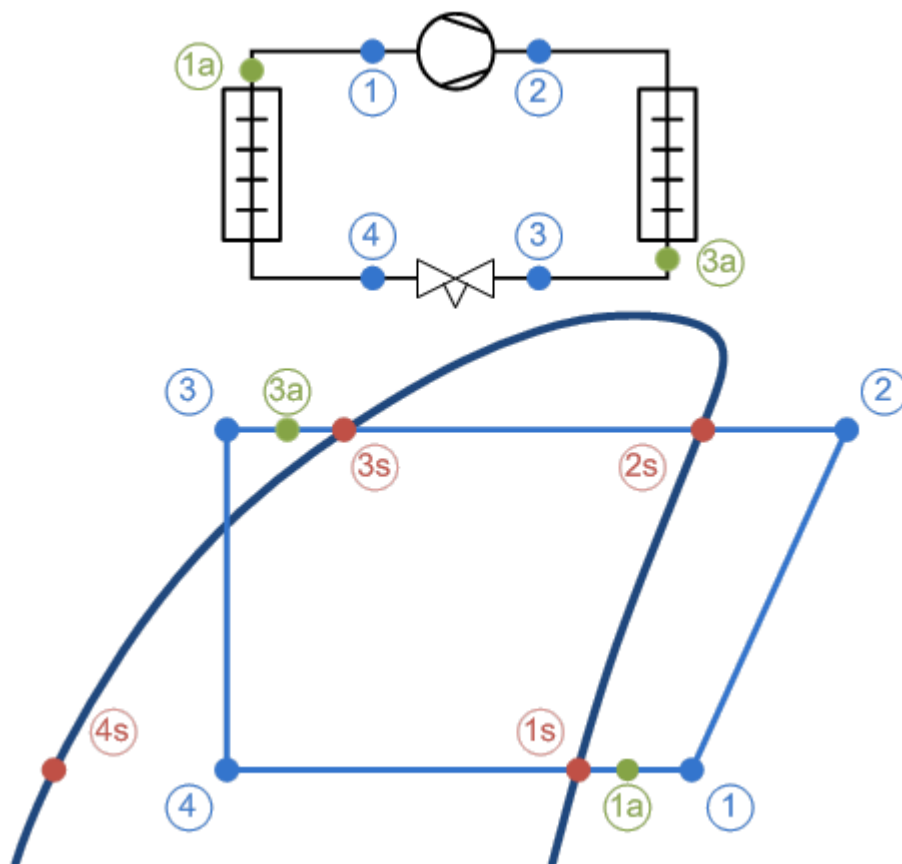


Рис. 4.1 Схема і цикло холодильної системи

Початкові дані

Хладагент R290

Температура кипіння холодильного агента (ХА): $t_o = 5 \text{ }^\circ\text{C}$,

Температура конденсації холодильного агента : $t_k = 40 \text{ }^\circ\text{C}$,

Теплоносій (споживач) – вода $t_{v_out} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v_in} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

№	t °C	P, МПа	H, кДж/кг	S, кДж/(кг*К)	V, м³/кг	p, кг/м³
1	15	0,55	606,4	2,4599	0,089	
2	25	0,55	624	2,52		
3	35	0,55	641	2,58		
3a	82,4	1,38	713	2,64		
4	35	1,38	298,5	1,33		
5	29,17	1,38	291	1,28		
6	5	0,55	281	1,28		

Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5 \text{ кДж/кг}$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 \text{ кДж/м}^3$$

- питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 \text{ кг/с}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k / P_0)^{1/m} - 1]$$

$$\lambda'_w = (T_0 + \Theta) / (\alpha \cdot T_k + \beta \cdot \Theta)$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$$

Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h = V_d / \lambda \text{ м}^3/\text{с}$$

Адіабатна потужність компресора:

						Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_a = M_a \cdot l \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / (\lambda_w + b \cdot t_0) \text{ кВт}$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} \text{ кВт},$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, приймаємо для фреонових компресорів

$$P_{тр} = 40 \text{ кПа.}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{эл} = N_e / \eta_{эл} \text{ кВт},$$

де $\eta_{элдв}$ - ККД електродвигуна компресора.

Таблиця 4.2 Розрахункові параметри

Питома холодопродуктивність, q_0 , кДж/кг	325
Об'ємна холодопродуктивність, qv , кДж/м ³	3652
Питома адіабатне робота стиснення, la , кДж/кг	107
Питомий тепловий потік в конденсаторі, q_c , кДж/кг	432
Масова витрата холодоагенту, M_g , кг/с	0.375
Дійсна об'ємна продуктивність компресора, м ³ /ч	131
Тепловий потік в конденсаторі (теплова продуктивність), кВт	162
Холодопроизводительность, кВт	131
Коефіцієнт подачі компресора	0,78
Об'ємна продуктивність компресора, V_h , м ³ /ч	120.2

ККД електродвигуна	0,95
Потужність електродвигуна, кВт	26,8
COP	4.54
холодильний коефіцієнт	0,81

						Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розрахунок пластинчатого випарника

Дані для розрахунку.

Температура входу агента $t_{\text{вх}}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$

Температура виходу агента $t_{\text{вих}}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Геометричні характеристики пластини (нерозбірна).

Робоча поверхня, $f_{\text{пл}}=0.6\text{ м}^2$

Площа поперечного перетину одного каналу, $f=3.1 \cdot 10^{-4}\text{ м}^2$

Приведена довжина каналу, $L=1.16\text{ м}$

Еквівалентний діаметр каналу, $d_{\text{екв}}=0.009\text{ м}$

Товщина пластини, $\delta=0.001\text{ м}$

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини, $\lambda_{\text{м}}=16\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

Тип холодильного агента – R290.

Розрахунок

Приймаємо початкову температуру води на вході в апарат $t_{w1}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

З урахуванням підігріву води в апараті приймаємо температуру води на виході з апарату, т.о. $t_{w2}=t_{w1}-\Delta t_w=20-5=15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При середній температурі води $t_{\text{срв}}=17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ визначаємо її параметри:

- теплоємність води $C_w=4.176\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
- щільність води $\rho_w=996\text{ кг}/\text{м}^3$;
- число Прандтля $Pr_w=5.74$;
- теплопровідність води $\lambda_w=0.62\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_w=0.84 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$;

З циклу процесу випаровування агента приймаємо:

- ентальпія пари на вході в апарат, $h_{\text{вх}}=281\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

						Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ентальпія пари на виході з апарату, $h_{\text{вых}}=606,4 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Властивості агента при середній температурі пари:

- щільність агента $\rho_a=112 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- число Прандтля $Pr_a=1.12$;
- теплопровідність агента $\lambda_a=0.013 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_a=0.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

За наслідками теплового розрахунку загальна витрата агента $G_a=0,06 \text{ кг}/\text{с}$. Тоді кількість тепла, яке можна відвести до води від агента рівно:

$$Q=G_a \cdot (h_{\text{вх}}-h_{\text{вых}})=0,375 \cdot (606,4-281)=122 \text{ кВт}$$

З рівнянь теплового балансу визначається масова витрата води, $\text{кг}/\text{с}$:

$$G_w=Q_k/(C_w \cdot (t_{w2}-t_{w1})) \quad (5.1)$$

$$G_w=122/(4.176 \cdot 5)=5,8 \text{ кг}/\text{с}$$

Приймаємо протиточну схему руху середовищ в односекційном теплообміннику.

Температурний натиск між середовищами визначається по формулі:

$$\theta_{\text{л}}=[(t_{\text{вх}}-t_{w1})-(t_{\text{вых}}-t_{w2})]/\ln[(t_{\text{вх}}-t_{w1})/(t_{\text{вых}}-t_{w2})] \quad (5.2)$$

$$\text{Т.о. } \theta_{\text{л}}=((20-5)-(15-10))/\ln[(20-5)/(15-10)]=22,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задаємося середньою швидкістю руху потоку води $W_w=0.3 \text{ м}/\text{с}$.

По рівнянню потоку визначаємо число рівносторонніх каналів в пакеті пластин апарату в одному ході по воді:

$$z=G_w/(W_w \cdot \rho_w \cdot f) \quad (5.3)$$

						Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

С округленням до цілого $z=0.68/(0.3 \cdot 996 \cdot 0.00031)=8$

Визначаємо число Рейнольдса для води:

$$Re_w = W_w \cdot d_{\text{ЭКВ}} / \nu_w \quad (5.4)$$

$$Re_w = 0.3 \cdot 0.009 / (0.84 \cdot 10^{-6}) = 3214$$

Визначаємо число Нуссельта для води при турбулентному режимі:

$$Nu_w = 1.05 \cdot 0.07 \cdot Re_w^{0.72} \cdot Pr_w^{0.43} \quad (5.5)$$

$$Nu_w = 1.05 \cdot 0.07 \cdot 3214^{0.72} \cdot 5.74^{0.43} = 52.2$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі на стороні води, Вт/(м²·К):

$$\alpha_w = Nu_w \cdot \lambda_w / d_{\text{ЭКВ}} \quad (5.6)$$

$$\alpha_w = 52.2 \cdot 0.617 / 0.009 = 3579 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

При рівних значеннях площі поперечного перетину каналу по агентів і воді визначаємо швидкість пари агента [м/с] на вході в канал, за умови, що в крайніх пакетах проходить вода:

$$W_a = G_a / [\rho_a \cdot f \cdot (z-1)] \quad (5.7)$$

$$W_a = 0.06 / [112 \cdot 0.00031 \cdot (36-1)] = 0.25 \text{ м/с}.$$

						Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо число Рейнольдса для агента:

$$Re_a = W_a \cdot d_{\text{экв}} / \nu_a \quad (5.8)$$

$$Re_a = 0.25 \cdot 0.009 / (0.2 \cdot 10^{-6}) = 11250$$

Визначаємо число Нуссельта для пари агента при турбулентному режимі по формулі Міхєєва:

$$Nu_a = 0.018 \cdot Re_a^{0.8} \quad (5.9)$$

$$Nu_a = 0.018 \cdot (11250)^{0.8} = 31,3$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі на стороні пари, Вт/(м²·К):

$$\alpha_a = Nu_a \cdot \lambda_a / d_{\text{экв}}$$

$$\alpha_w = 31,3 \cdot 0.013 / 0.009 = 45,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К):

$$K = (1/\alpha_w + \Sigma(\delta/\lambda) + 1/\alpha_a)^{-1} \quad (5.10)$$

де $\Sigma(\delta/\lambda)$ - прийнятий сумарний термічний опір стінки пластини і відкладень.

$$K = (1/3579 + 0.000057 + 0.000357 + (0.001/16) + 1/45,2)^{-1} = 197 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Визначаємо розрахункову площу поверхні теплообміну, м²:

$$F = Q_{\text{фк}} \cdot 10^3 / (K \cdot \theta_{\text{л}}) \quad (5.11)$$

						Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F=122000/(800 \cdot 22,3)=6,8 \text{ м}^2.$$

Визначаємо необхідну кількість пластин по агентові для забезпечення розрахункової площі теплообміну: $n=F/f_{пл}$

$$\text{З округленням до більшого цілого парного } n=6,8/0.6=16,3 \text{ шт.}$$

Визначаємо число каналів:

$$\text{- по агенту } z_1=n/2=18/2=9 \text{ шт.}$$

$$\text{- по воді } z_2=z_1+1=10 \text{ шт.}$$

Виходячи з великої витрати води, приймаємо трехзаходный режим руху.

Тоді розрахункова швидкість води в апараті з рівняння (8.3):

$$W_w=0,68/(3 \cdot 0.00031 \cdot 996 \cdot 5)=0.29 \text{ м/с.}$$

Проводимо перевірку відповідності набутого і розрахункового значення швидкості води:

$$[(W_w-W_w)/W_w] \cdot 100\%=[(0.29-0.3)/0.3] \cdot 100\%=0.33 \% < 5 \%$$

$$\text{Загальне число пластин в апараті } Z=9+10=19 \text{ шт.}$$

						Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 6. Розрахунок повітряного конденсатора

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження: $Q_k = 162$ кВт

Розрахункова температура зовнішнього повітря: $t_n = 33$ °C

Відносна вологість зовнішнього повітря: $\varphi_n = 0.6$

Зовнішній діаметр труби: $d = 0.022$ м

Внутрішній діаметр труби: $d_{вн} = 0.02$ м

Товщина ребра: $\delta = 0.0008$ м

Крок ребер: $u = 0.008$ м

Ширина ребра: $B = 0.044$ м

Матеріал труб/ребер: мідь/алюміній

Крок труб по ходу/проти ходу повітря: $S_1/S_2 = 0.044/0.088$ м

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: пластинчасте

Агент: R290a

7.1 Тепловий розрахунок конденсатора

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі $\Delta t = 5$ К, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2 = t_n + \Delta t = 33 + 5 = 38 \text{ °C}$$

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 33 + 10 = 43 \text{ °C}$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату – $w = 8$ м/с.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

						Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = B^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 + 4 \cdot B \cdot \delta = 0.044^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2 + 4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008 = 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d \cdot (u - \delta) = 3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008 - 0.0008) = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d \cdot u = 3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008 = 0.55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_n = f_p + f_{тр} = 1.7 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-3} = 2.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- коефіцієнт обребрення β и ступінь обребрення ϕ_n :

$$\beta = f_n / f_{вн} = 2.2 / 0.55 = 4$$

$$\phi_n = f_n / f_{тр} = 2.2 / 0.5 = 4.4$$

За довідковими даними [2] вибираємо теплофізичні властивості повітря при t_n :

- кінематична в'язкість $\nu = 16.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0.027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

- число Прандтля $Pr = 0.7$;

- щільність $\rho = 1.16 \text{ кг}/\text{м}^3$;

- теплоємність $c = 1.005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$d_3 = 2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta) / (S_1 - d + u - \delta), \text{ м} \quad (6.1)$$

$$d_3 = 2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008) / (0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008) = 0.011 \text{ м}$$

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = w \cdot d_3 / \nu \quad (6.2)$$

						Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re=8 \cdot 0.011 / 16.2 \cdot 10^{-6} = 5358$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot [(S_1 - d) / d_3]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (6.3)$$

$$Nu = 0.178 \cdot [(0.044 - 0.022) / 0.011]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d_3 \quad (6.4)$$

$$\alpha_k = 27.8 \cdot 0.027 / 0.011 = 69.1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot (1.15 \cdot B / d - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot B / d)), \text{ м} \quad (6.5)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot (1.15 \cdot 0.044 / 0.022 - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot 0.044 / 0.022)) = 0.018 \text{ м}$$

Для мідних труб коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{тр} = 400 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$,
для алюмінієвих ребер $\lambda_p = 200 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (6.6)$$

$$E = \tanh[(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] /$$

$$/ [2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] = 0.91$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

						Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{к}} \cdot (f_{\text{р}} \cdot E / f_{\text{п}} + 1 / \varphi_{\text{н}}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.7)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = 69.1 \cdot (1.7 \cdot 0.91 / 2.2 + 1 / 4.4) = 64.2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару мастила:

товщина – $\delta_{\text{м}} = 0.0005 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_{\text{м}} = 0.12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K = [(1/\alpha_{\text{пр}} + 8 \cdot f_{\text{п}} / (\pi \cdot (d^2 + d_{\text{вн}}^2))) \cdot (0.5 \cdot (d - d_{\text{вн}}) / \lambda_{\text{тр}} + \delta / \lambda_{\text{р}} + \delta_{\text{м}} / \lambda_{\text{м}})]^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.8)$$

$$K = [(1/64.2 + 8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-3} / (\pi \cdot (0.022^2 + 0.002^2))) \cdot (0.5 \cdot (0.022 - 0.02) / 400 + 0.0008 / 200 + 0.0005 / 0.12)]^{-1} = 23.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Властивості агента (R290 визначаємо за довідковими даними [2] при визначальній температурі конденсації $t_{\text{к}}$:

- щільність конденсату $\rho_{\text{к}} = 1120 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_{\text{к}} = 0.0756 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_{\text{к}} = 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- теплота паротворення $r = 165 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$.

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{\text{ст}}$, можна виразити по формулі:

$$q = \beta^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot r \cdot \rho_{\text{к}}^2 \cdot \lambda_{\text{к}}^3 \cdot (\mu_{\text{к}} \cdot d_{\text{вн}})^{-1}]^{0.25} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{ст}})^{-0.75}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (6.9)$$

$$q = 4^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot 165 \cdot 10^3 \cdot 1120^2 \cdot 0.0756^3 \cdot (2.2 \cdot 10^{-4} \cdot 0.02)^{-1}]^{0.25} \cdot (40 - t_{\text{ст}})^{-0.75} = 678 \cdot (40 - t_{\text{ст}})^{-0.75}$$

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{\text{ст}}$, можна виразити по формулі:

						Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q=K \cdot (t_{\text{ст}}-t_{\text{н}}), \text{ Вт/м}^2 \quad (6.10)$$

$$q=K \cdot (t_{\text{ст}}-t_{\text{н}})=23.8 \cdot (t_{\text{ст}}-33)$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь 5.9 і 5.10, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку: $q=270,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Повну обребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F=Q_{\text{к}} \cdot 10^3/q, \text{ м}^2 \quad (6.11)$$

$$F=162 \cdot 10^3/270,1=599 \text{ м}^2$$

7.2 Конструктивний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через апарат визначається по формулі:

$$V=Q_{\text{к}}/(c \cdot \rho \cdot \Delta t), \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.12)$$

$$V_{\text{В}}=162/(1,165 \cdot 1,005 \cdot 5)=27,6 \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа «живого» перетину конденсатора:

$$F_{\text{жс}}= V_{\text{В}} /w_{\text{В}}=27,6/8=3,46 \text{ м}^2$$

Сумарна довжина труб в апараті:

$$\sum L=F_{\text{ж}}/f_{\text{п}}=3.46/(2.2 \cdot 10^{-3})=1572 \text{ м}$$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

$$f_{\text{ж}}=S_1 \cdot u-(2 \cdot h' \cdot \delta+d \cdot u), \text{ м}^2 \quad (6.13)$$

$$f_{\text{ж}}=0.044 \cdot 0.008-(2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008+0.022 \cdot 0.008)=0.1465 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату:

$$n_{\text{рз}}=F_{\text{ж}}/f_{\text{ж}}=3,46/0.1465 \cdot 10^{-3}=23618$$

						Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{\phi} = u \cdot n_{\text{пр}} = 0.008 \cdot 23618 = 189 \text{ м}$$

Площа фронтального перетину апарату:

$$S_{\phi} = S_1 \cdot \sum L_{\phi} = 0.044 \cdot 189 = 8,4 \text{ м}^2$$

Діаметр вентиляторів $D_v = 0.5$ м, кількість $z = 4$

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_k = (S_{\phi}/z)^{0.5} = (1.53/2)^{0.5} = 0.85$ м;

- довжина $L_k = B_k \cdot z = 0.85 \cdot 2 = 1,7$ м.

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\phi} = B_k / S_1 = 0.9 / 0.044 = 21$$

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_k = N_{\phi} \cdot S_1 = 21 \cdot 0.044 = 0.9$ м;

- довжина $L_k = S_{\phi} / B_k = 8.4 / 0.9 = 1.7$ м.

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \sum L / \sum L_{\phi} = 290 / 35 \approx 8$$

Висота секції: $H_k = S_2 \cdot N = 0.07 \cdot 8 = 0.56$ м

						Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 Підбір компресорів та допоміжного устаткування, розрахунок магістральних трубопроводів

7.1 Підбір компресору конденсатору та випарнику

Підбір компресорів здійснимо по потрібній холодопроизводительности $Q_0=131$ кВт з параметрами роботи, представленими при тепловому розрахунку. Вибираємо 4 поршневі компресори фірми Bitzer марки 4PESP-15P з холодопродуктивністю за даних умов $Q_0=37.2$ кВт і споживаною електричною потужністю $N_{\text{эл}}=16$ кВт.

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо повітряний конденсатор. Розрахункове теплове навантаження може бути визначена за даними теплового розрахунку як:

$$Q_k = Q_0 + N_e = 4(35.2 + 16) = 204.8 \text{ кВт}$$

Підбираємо повітряний конденсатор Alfa-Laval ACVQ904B з продуктивністю за даних умов 248 кВт.

В якості випарника підбираємо пластинчатий теплообмінник ВР432 – 42.

7.2 Підбір гідромодуля.

Вбудований гідромодуль з двома відцентровими насосами високого тиску з вирівнюванням часу напруцювання насосів і автоматичним перемиканням на резервний насос у разі виникнення несправності.

Система вимірювання тиску з використанням двох датчиків тиску здійснює індикацію витрати води, тиску води і недостатнього обсягу води в системі.

Зовнішній вигляд і конструкція гідромодуля показана на малюнку 7.1.

Водяний фільтр захищає водяний насос від циркулюючої в системі бруду.

						Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мембранний розширювальний бак достатньої ємності для забезпечення герметичності з боку підводу води.

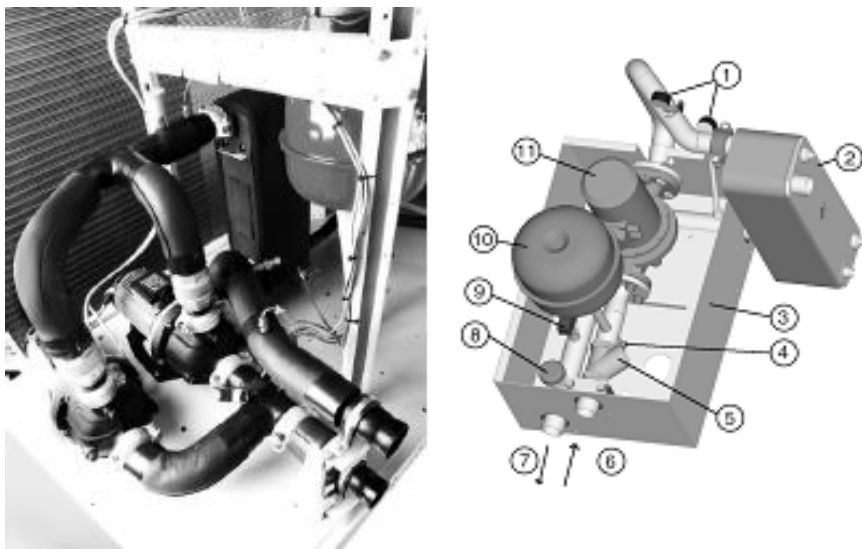


Рис.7.1. «Зовнішній вигляд гідромодуля».

позначення

1. Манометри тиску на виході / вході з теплообмінника і продувні вентилі
2. Пластинчастий теплообмінник (випарник)
3. Ізоляційне покриття від обмерзання
4. Запобіжний клапан
5. Екранний фільтр
6. Вхід води (повернення з установки)
7. Вихід води (подача в установку)
8. Поплавковий клапан контролю витрат води
9. Реле витрати води
- 10.Расширительная ємність
- 11.Водяной насос

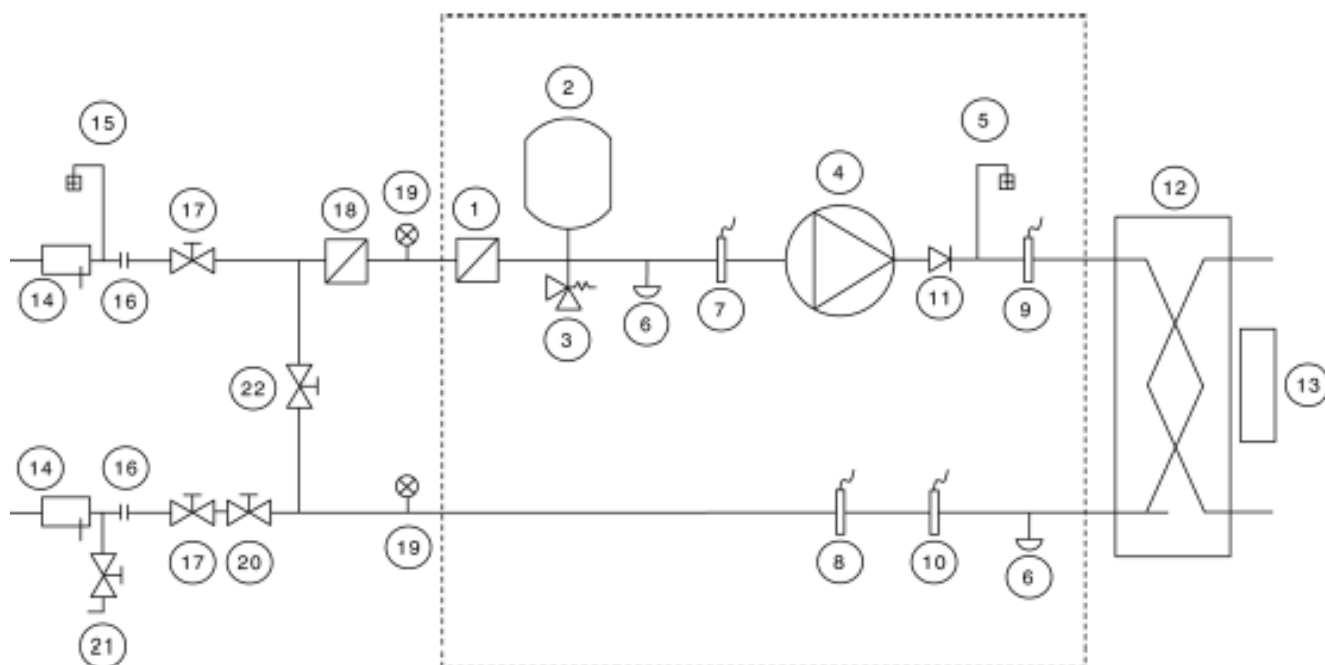
7.3 Опис принципової схеми холодопостачання.

Передбачається двоконтурна замкнута схема холодопостачання, з використанням холодильної машини з повітряним охолодженням конденсатора фреоном групи R290. Другий проходить через випарник (конденсатор) холодильної машини, систему трубопроводів і калориферну групу. Заповнення даного контуру передбачається водою.

						Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Нове покоління холодильних машин AquaSnap, оснащених повітроохолоджувальним конденсатором, спроектовані і виготовляються з урахуванням сучасних вимог охорони навколишнього середовища для роботи з новим холодоагентом R290 і оснащені спіральними компресорами, малощумячими вентиляторами, виконаними зі спеціального композитного матеріалу, і системою мікропроцесорного контролю. Дані холодильні машини обладнані вбудованим гідравлічним модулем в якості стандарту, що значно спрощує під'єднання до основної мережі електроживлення, подачу охолодженої і поворотної води.

Принципова схема гідромодуля.



позначення:

- | | |
|--|---|
| 1. Сітчастий фільтр типу Vistaulic | 12. Пластинчастий теплообмінник |
| 2. Розширювальний бак | 13. Нагрівач захисту випарника від замерзання |
| 3. Запобіжний клапан | 14. Гільза датчика температури |
| 4. Циркуляційний насос | 15. Воздухоотвод |
| 5. Воздухоотвод | 16. Гнучке з'єднання |
| 6. Вентиль зливу води | 17. Відсічний вентиль |
| 7. Датчик тиску (на всмоктуванні насоса) | 18. Сітчастий фільтр |
| 8. Датчик температури (на виході з теплообмінника) | 19. Манометр |
| 9. Датчик температури (на вході в теплообмінник) | 20. Вентиль регулювання витрати води |
| 10. Датчик тиску (на вході в чиллер) | 21. Вентиль для заправлення системи |
| 11. Зворотний клапан | 22. Байпасний клапан системи захисту від замерзання (коли вентилі (17) закриваються ХП) |

Алгоритм системи електронного контролю забезпечує оптимальну роботу компресора, виключає необхідність в розширювальній ємкості пластинчасті теплообмінники з пластинами з алюмінію і мідними трубками. Тип і розмір теплообмінників конденсатора і випарника однакові, тому що в різні періоди року ці пристрої виконують взаємозамінюючі функції. Пов'язано це, перш за все, зі специфікою роботи установки в різних режимах. Вибір режимів виробляється вбудованим чотирьохходові клапаном.

В режимі охолодження припливного повітря (ТП) пари холодоагенту від випускного клапана компресора чотирьохходові клапаном направляються в теплообмінник другого контуру, де конденсуються. Через зворотний клапан, минаючи перший терморегулювальний кран по байпасной лінії, рідкий фреон під великим тиском потрапляє в ресивер, а потім направляється в другий терморегулюючий вентиль (ТРВ). Після ТРВ холодоагент надходить до теплообмінника третього контуру холодопостачання, де випаровується охолоджуючи вторинний теплохолодоносітель (вода) який, в свою чергу охолоджує, припливне повітря в калориферної групі вентиляційної установки.

Вбудований гідравлічний модуль виключає необхідність в насосі, монтується на місці, і не вимагає додаткового простору. Модуль має всі необхідні компоненти для забезпечення оптимальної роботи системи: знімний екранний фільтр, водяний насос з високим тиском, розширювальну ємність, реле протоку води, манометри тиску, запобіжний клапан.

Регулюючий вентиль забезпечує оптимальний витрата води відповідно до характеристиками установки.

З найбільш важливих особливостей даної машини, що визначають її вибір, можна виділити наступні:

- наявність чотирьохходового клапана реверсування циклу;
- посилена конструкція теплообмінників, так як в режимі обігріву теплообмінник третього контуру працює під порівняно великим тиском;

						Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- встановлено віддільника рідини, перед компресором, щоб виключити потрапляння рідкого холодоагенту в компресор і уникнути гідравлічного удару;
- є два комплекти TRV і комплект лічильників води;
- на приєднувальних патрубках компресора встановлені ресивери-краплевіддільники, по одному на кожній лінії.

7.4. Захист від обмерзання елементів системи.

Найбільш вірогідне утворення крижаної шуби на обребрена трубок калориферної групи витяжної установки при тривалій роботі в умовах низьких зовнішніх температур. Обледеніння елементів системи в ряді випадків призводить до погіршення теплотехнічної ефективності роботи теплообмінних пристроїв і до погіршення роботи вентиляційного обладнання зважаючи на збільшення значень аеродинамічного опору пристроїв калориферної групи. Для попередження подібних випадків, в системі передбачається алгоритм розморожування системи. У програму управління системою автоматики Pro-Dialog Plus закладається кілька програм. У всіх програмах вихідними даними для аналізу стану теплообмінника зовнішнього блоку є температура в приміщенні, зовнішня температура і температура повітря на виході з припливної установки.

Для виключення помилкового включення розморожування у всіх програмах змиритися сумарний час напрацювання компресора з моменту включення режиму обігріву на поточну добу і з моменту закінчення попереднього циклу розморожування. Управління режимами роботи установки здійснюється автоматичним перемиканням положення чотириходового клапана реверсування циклу. Найбільш важливим моментом у цьому випадку, виявляється забезпечення безперервності роботи компресора, тому що збільшення числа пусків негативно позначається на його технічний стан. Тим більше, термін служби компресора безпосередньо залежить від кількості зупинок і наступних запусків. Конструкція ж обраної

						Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодильної машини і можливості гнучкого налаштування системи автоматики дозволяють організацію алгоритму розморожування з найменшим зносом обладнання.

Як правило, одна з програм розморожування є програмою превентивної розморожування (розморожування за типом А), а інша є основною (розморожування за типом С). Програми відрізняються за часом напрацювання компресора, тривалості циклу розморожування і відповідної різницею температур. Розморожування включається при однозначному дотриманні всіх умов, обумовленому алгоритмом програми. Як приклад таких умов можна привести умови, коли вже через 70 хвилин напрацювання компресора передбачається початок контролю стану теплообмінника зовнішнього блоку по параметрам розморожування типу С. Якщо критичних умов не виявлено (прим .: перепад тисків в калориферної групі не перевищив значення, в 1, 5 рази перевершує номінальне), то система продовжує працювати, а автоматика постійно веде контроль необхідності розморожування. Якщо за 120 хвилин сумарного напрацювання компресора не виникло необхідності розморожування, то система переходить на превентивний режим контролю за параметрами розморожування за типом А. Оскільки параметри розморожування за типом А менш жорсткі, ніж параметри розморожування за типом С, то включення, при необхідності, режиму розморожування буде проводиться в початковий момент обмерзання на короткий час.

Таким чином, режим розморожування за типом С, що є свого роду аварійним режимом, може бути реалізований тільки на початку роботи установки, коли умови роботи ще не до кінця виявлені системою.

Чиллери використовують вентилятори «Flying Bird» другого покоління, при створенні яких використовувалися останні корпоративні технології авіабудування.

Вентилятори виконані зі спеціального композитного матеріалу і мають профільовані лопатки. Статично і динамічно відбалансувало колесо

						Арк.
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кріпиться безпосередньо на вал двигуна, що дозволяє оптимізувати звукові якості вентилятора і позбутися від піку шуму при низьких частотах. При частковому завантаженні або низькій температурі зовнішнього повітря двигун вентилятора автоматично перемикається на низьку швидкість обертання.

В даних холодильних машинах використовується баштова компоновка вентилятора, тобто вентилятор закріплений не на верхній панелі, а на спеціальному надзорстка фундаменті баштового типу, що має вібро-гасить структуру. Дане компоновочное рішення дозволило значно зменшити рівень шуму, а також виключило можливість передачі вібрацій на корпус і зовнішні панелі установки.

						Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Охорона праці

Властивості пропану

Для практичного застосування того чи іншого холодоагенту необхідно розташовувати досить великим обсягом інформації про термодинамічних, фізико-хімічних, санітарно-гігієнічних властивостях і екологічних показниках, які повинні відповідати певним вимогам. Сьогодні на перший план виходять тісно взаємопов'язані між собою екологічні і енергетичні показники альтернативного холодоагенту.

Властивості пропану вивчені досить добре і детально висвітлені в технічній та довідкової літературі. Хімічна формула пропану C_3H_8 (R290). Відноситься до групи вуглеводневих холодоагентів УВ (HC). Потенціал руйнування озону ОРП = 0, потенціал глобального потепління ПГП = 3. Характеризується низькою вартістю і не токсичний. Чистий пропан не володіє запахом.

Відповідно до європейської класифікації EN- 378-2, як і всі інші вуглеводневі холодоагенти, пропан (R290), відноситься до нетоксичним вибухонебезпечним, з низькою межею вибуховості, холодоагентів групи А3. Ступінь чистоти пропану використовуваного в якості холодоагенту повинна бути високою, так як, від цього залежить стабільність характеристик холодоагенту, що важливо для роботи компресора і збільшення терміну служби системи.

Зріджений газ, використовуваний як паливо і для технічних цілей, з класом чистоти 95%, не підходить для заправки герметичних систем охолодження. так як в ньому вміст води, сірки та інших домішок досить висока і це негативно позначається на енергетичній ефективності та надійності холодильної системи .

Для заправки систем охолодження, повинен використовуватися пропан з класом чистоти 99,5%. Пропан з таким ступенем чистоти хімічно не активний, тому ніяких специфічних проблем його використання не виникає.

						Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При використанні даного холодоагенту не виникає проблем з вибором конструкційних матеріалів деталей компресора, конденсатора і випарника, та ж електроізоляція, ті ж уплотняючі матеріали, труби того ж діаметра.

Що стосується процесів сервісного обслуговування то вона повинна будуватися з урахуванням властивості пропану займатися Температура нагнітання стає нижче, ніж при роботі на R22 або R502. Пропан можна відразу заправити в систему, де до цього був озоноруйнуючий холодоагент R22 при дотриманні особливих вимог, зазначених нижче. Як показали дослідження, в цьому випадку втрачається до 10% холодопродуктивності, якщо в системі раніше був R22, і 15%, якщо R502. Ряд фахівців вважають, що і цього зниження можна було б уникнути, додавши до пропану пропілен.

Пропан як холодильний агент

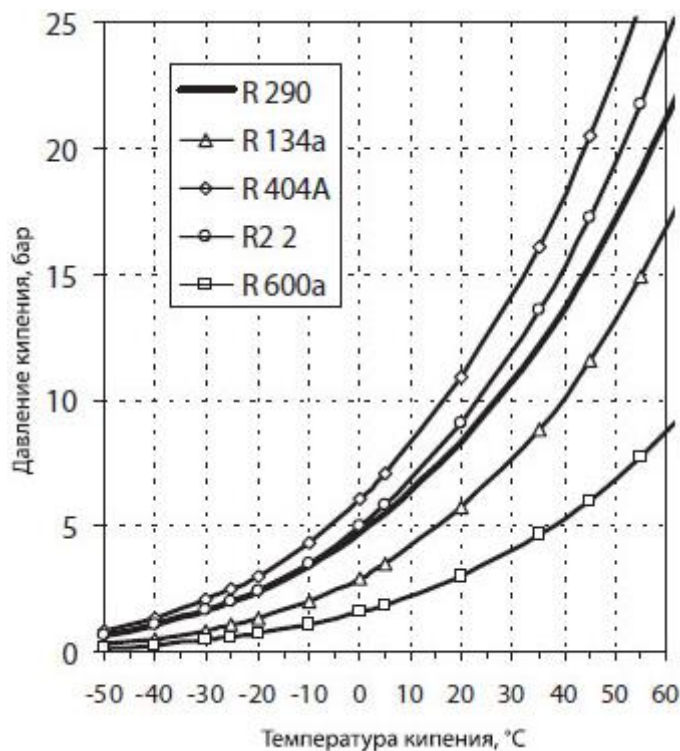
Як показано в таблиці 1, властивості пропану R290 відрізняються від властивостей інших холодоагентів, широко використовуваних в невеликих герметичних системах. Це в багатьох випадках веде до різниці в конструкції різних компонентів системи.

Таблиця 8.1. Порівняння властивостей пропану з іншими холодоагентами.

Хладагент	R290	R134a	R404A	R22	R600a
Наименование	Пропан	1,1,1,2-тетрафторэтан	Смесь R125 R143a R134a	Хлордифтор-метан	Изобутан
Формула	C ₃ H ₈	CF ₃ -CH ₂ F	44/ 52/4	CHF ₂ Cl	(CH ₃) ₃ C H
Критическая температура, °C	96.7	101	72.5	96.1	135
Молекулярная масса, кг/моль	44.1	102	97.6	86.5	58.1
Темп. кипения при нормальных условиях, °C	-42.1	-26.5	-45.8	-40.8	-11.6
Давление при -25 °C, бар (абс.)	2.03	1.07	2.50	2.01	0.58
Плотность жидкости при -25 °C, кг/л	0.56	1.37	1.24	1.36	0.60
Плотность пара при -25/+32 °C, кг/м³	3.6	4.4	10.0	7.0	1.3
Объемная производительность при -25/55/32 °C, кДж/м³	1164	658	1334	1244	373
Теплота парообразования при -25 °C, кДж/кг	406	216	186	223	376
Давление при +20 °C, бар (абс.)	8.4	5.7	11.0	9.1	3.0

Тиск

Різниця між R290 і R134a полягає в тиску кипіння. Тиск пропану R290 ближче до тиску R22 і R404A, наприклад, при -25°C тиск кипіння пропану складає 190% від тиску кипіння R134a, 81% від тиску кипіння R404A, 350% від тиску кипіння R600a і майже дорівнює тиску кипіння R22. У зв'язку з цим температура кипіння пропану при нормальних умовах майже дорівнює температурі кипіння R22. Таким чином, конструкція випарника, що працює на пропані, повинна збігатися з конструкцією випарника, що працює на R22 або R404A.



Тиск кипіння і критична температура пропану майже рівні тиску і температурі хладагента R22. Однак температура нагнітання пропану набагато нижче. Це дає можливість працювати при більш високих коефіцієнтах тиску, тобто при більш низьких температурах кипіння або більш високих температурах всмоктуваного газу.

Заправка холодоагента в систему

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

При заправці пропану R290 в отвакууміро-ванну систему кількість холодоагенту, розраховане в грамах, має бути досить низьким. Кількість холодоагенту, розраховане в см3, має бути за обсягом дорівнює обсягу рідини в системі. Це призводить до того, що відповідно до таблиці 1 заправка R290 становить приблизно 40% від заправки R22 і R404A по масі, що збігається з експериментальними даними.

Максимальна заправка системи холодоагентом R290 відповідно до діючих стандартів становить для побутових холодильних установок 150 г, що відповідає 360 г заправки R22 або R404A

Охорона праці - система законодавчих актів, організаційних, технічних, лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують збереження здоров'я, працездатність і безпеку людини в процесі праці.

Завдання охорони праці - звести до мінімальної ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

На даному підприємстві розроблено ряд заходів з охорони праці обслуговуючого персоналу з урахуванням можливих аварій і порушень техніки безпеки.

Нижче розглянуті безпечні умови праці та заходи для їх створення при експлуатації ХМ: характеристика холодоагенту, небезпечні та шкідливі фактори при його використанні, класифікація холодильної машини за ступенем вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки та ін.

Відповідно до стандартної класифікації шкідливих речовин, встановлені чотири класи небезпеки залежно від семи показників токсичного впливу, включаючи середню смертельну концентрацію для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію (ГДК) у повітрі робочої зони. У порівнянні з іншими показниками ГДК найбільш повно представляє токсичні властивості холодоагентів, однак одного цього показника недостатньо для оцінки реальної небезпеки роботи з холодоагентом в умовах експлуатації.

						Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основний вид впливу холодоагенту на організм людини – інгаляційний вплив його пару. У разі розгерметизації обладнання масова частка холодоагенту в повітрі, при інших рівних умовах, пропорційна тиску і щільності його пару, тобто при однакових ГДК і однієї і тієї ж температури холодоагент з більш високим тиском насиченої пари і щільністю потрапляє в повітря робочої зони швидше і становить велику небезпеку, ніж холодоагент з низьким тиском насиченої пари і щільністю. Реальну небезпеку холодоагенту в умовах експлуатації доцільно характеризувати коефіцієнтом токсичної небезпеки $K_{т.о.}$.

Коефіцієнт являє собою безрозмірну величину, яка визначається відношенням щільності сухого насиченого пару холодоагенту при 20°C до ГДК, встановленої для повітря робочої зони. Чим вище значення $K_{т.о.}$, тим більше строгими повинні бути запобіжні заходи.

Характеристика холодоагенту

Класифікація виробництв за ступенем вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки

Згідно з нормами технологічного проектування з вибухопожежної та пожежної небезпеки приміщення і будівлі підрозділяють на категорії А, Б, В, Г і Д. Приміщення машинного відділення фреонових холодильних установок відносять до категорії Д. Ступінь вогнестійкості будівлі холодильника І.

Техніка безпеки на холодильниках передбачає такі вимоги: приміщення холодильників повинні бути забезпечені засобами пожежогасіння, все ізольовані трубопроводи в місцях проходження через стіни і перекриття повинні мати вставки з вогнетривкого ізоляційного матеріалу, в машинному відділенні повинні бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання бензину, гасу та інших легкозаймистих речовин), будівельні, монтажні та ремонтні роботи із застосуванням відкритого полум'я та електрозварювання в холодильних

						Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

камерах і машинних відділеннях повинні здійснюватися за наявності письмової допуску і при дотриманні протипожежних заходів.

Об'ємно-планувальні рішення

Холодильне устаткування і трубопроводи розташовані в такому машинному відділенні, в якому можна виконати їх монтаж із забезпеченням висоти для проходу 2,2 м, – від відмітки підлоги до виступаючих частин устаткування (трубопроводів, арматури та ін.).

Забороняється розташовувати в одному приміщенні з холодильною установкою пристрої з відкритим полум'ям або з температурою поверхонь більше 300°C, а також вибухонебезпечне устаткування.

Забороняється розташовувати холодильні установки на сходових майданчиках, під сходами, в коридорах.

Двері машинних відділень, а також охолоджуваних приміщень (холодильних камер) відкриваються у бік виходу.

Ширина проходів в машинному відділенні:

головний прохід і прохід від електрощита до виступаючих частин машини (у там числі до обгороджувальних і фундаменту колон) - становить 1,5 м;

між виступаючими частинами машин - 1 м;

між гладкою стіною і машиною - 0,8м.

Допускається встановлювати холодильне устаткування стороною, що не вимагає обслуговування, в стінах без наявності проходів.

Розміщення холодильного устаткування забезпечує зручність і безпеку обслуговування. Одиначна, рідко використовується арматура, розташована на висоті не більше 3 м., обслуговується з переносних сходів і драбин.

Майданчики, переходи і сходи, що вмонтовані в машинному відділенні, захищені поручнями заввишки 1 м, забезпеченими знизу суцільним металевим зашиванням заввишки 15см.

Рівні і майданчики сходів виготовлені з рифленої листової або круглої сталі. Ширина сходів 60 см, відстань між рівнями по висоті - 20 см, ширина рівнів-12см.

						Арк.
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Лагутин А. Е. Аппараты холодильных установок: Том 1, Учебное пособие, ОГАХ, 2003. – 141 с.
2. Мнацаканов Г.К. Основы проектирования холодильников: Учебное пособие, ОГАХ. 2004. – 70 с.
3. Цинман М.М., Янюк В.Я. Холодильники для фруктов. – М.: «Пищевая промышленность», 1969. – 201 с.
4. Чумак И.Г., Кочетов В.П. и др. Транспортировка и хранение тропических плодов: Учебное пособие. – Одесса. Рефпринтинфо, 2004.– 12 с.
- 5.Елистратов С.Л. Передовые схемные решения теплонасосных установок / С. Л. Елистратов, В. Е. Накоряков // Известия Вузов. Серия: Проблемы энергетики.- 2007.- № 11-12. - С.64-75.
- 6.Дубинин А.Б., Андрющенко А.И., Осипов В.Н. Эксергетический метод исследований как основа совершенствования теплоэнергетических установок // Вестн. Саратов. ГТУ. - 2004. - N 3(4). - С.31-44.
- 7.Nakoryakov V. E. Peculiarities of Bubble Spheroid Evaporation / V. E.Nakoryakov and S. L .Elistratov // Journal of Engineering Thermophysics. - 2009. Vol.18, № 2 . - P . 183-186.
- 8.Karl Stephan. Heat Transfer in Condensation and Boiling. - Berlin:Springer-Verlag,1992. - p. 325
- 9.R. Radermacher, Y.Hwang. Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures. - New York: Taylor and Francis Group, 2005. - p. 307
- 10.J. Stene. Residential CO2 Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating. // International Journal of Refrigeration, 2005, Vol.28. - P. 1259-1265
- 11.Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения / Фролов В.П., Щербаков С.Н., Фролов М.В., Шелгинский А.Я. // Новости теплоснабжения. - 2004. - N 7(47). -С.34-39.

						Арк.
						84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		