

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

**Дослідження впливу тепло-вологісного режиму огорожувальних
конструкцій на енергоефективність теплоізоляційних матеріалів в
системах кондиціонування повітря центру незламності «Шафран»
м.Одеси**

Здобувача (ки) Черевань О.О.

2 курсу ХМ161МН групи

Керівник доц., к.т.н. Жихарєва Н.В.

Консультанти: .доц., к.т.н Когут В.О.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ протокол № 12

Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	<u>Низькотемпературної техніки та інженерної механіки</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступінь вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньої програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

« 01 » березня 2024 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Черевань Олександр Олександрович

1. Тема роботи «Дослідження впливу тепло-вологісного режиму огорожувальних конструкцій на енергоефективність теплоізоляційних матеріалів в системах кондиціонування повітря центру незламності «Шафран» м.Одеси»

Затверджена наказом ОНТУ від 31.10.2022 р. наказ № 784-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи

Параметри повітря в приміщенні влітку $t = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 62\%$,

Параметри повітря взимку $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 50\%$,

Параметри зовнішнього повітря $t = 28.6 \text{ }^\circ\text{C}$, $h = 62 \text{ кДж/кг}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити

техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів кондиціонування повітря,

вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, розрахунок

теплопритоків, обґрунтування вибору обладнання СКП, підбір обладнання.

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

актуальність теми, мета роботи та задачі дослідження, методи дослідження, повітророзподілення, методи, принцип роботи системи кондиціонування

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охоорна праці	Жихарєва Н.В.		
Економічний розділ	Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання 01.09.2023 р.

Керівник _____ Жихарєва Н.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Черевань О.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз літературних джерел.	27.03-03.04	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування.	04.04-10.04	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря. Дослідження ізоляційних конструкцій	11.04-18.04	Виконано
4.	Обґрунтування вибору і підбір обладнання.	18.04-27.04	Виконано
5.	Аналіз впливу економічно-доцільної товщини ізоляції на теплопрививи	29.04-07.05	Виконано
6.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення.	08.05-16.05	Виконано
7.	Економічні розрахунки	17.05-23.05	Виконано

Здобувач-дипломник _____ Черевань О.О.

Керівник роботи _____ Жихарєва Н.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 Черевань Олександр Олександрович

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістрів Черевань Олександра Олександровича «Дослідження впливу тепло-вологісного режиму огорожувальних конструкцій на енергоефективність теплоізоляційних матеріалів в системах кондиціонування повітря центру незламності «Шафран» м.Одеси складається з: 87-сторінок тексту, 13-рисуноків, 9-таблиць, 34 посилання на літературні джерела.

У даній науковій роботі йде мова про

У даній науковій роботі йде мова про дослідження та розробку комплексної мультизональної VRF системи кондиціонування повітря центрів незламності «Шафран» для приміщень центру незламності з визначенням економічної товщини ізоляції. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

Були розглянуті системи кондиціонування повітря центру «Шафран» м. Одеси. Їх типи, можливі схеми, основне обладнання та світових виробників, існуючих сьогодні на ринку та вплив економічної товщини ізоляції.

Дана науково-дослідницька робота спрямована більше на фахівців у холодильній сфері. Її головною метою було дослідити системи кондиціонування повітря центрів незламності «Шафран» та вплив економічної товщини ізоляції. Основний акцент був зроблений на розробку комплексної мультизональної VRF систем кондиціонування повітря які використовуються в центрах з визначенням цільової функції та доцільно-економічну товщину ізоляції з врахування впливу вологи

Ключові слова: системи кондиціонування, теплопритоки, фільтрація, ізоляція, холодоагенти.

ANNOTATION

Qualification of master Cherevan Oleksandr Oleksandrovich "Investigation of the influx of heat and moisture regime of garden structures on the energy efficiency of thermal insulation materials in air conditioning systems in the center of non-breaking" Afran" from Odessa consists of: 87 pages of text, 16 drawings, 9 tables, 34 posts per Literary Dzherela.

This scientific robot has a language about This scientific robot is working on the research and development of a complex multi-zone VRF air conditioning system for air-conditioning centers "Saffron" to accommodate the anti-breaking center with high cost-effective insulation. This is the main task that formed the basis for writing this work.

Air conditioning systems were examined throughout the Shafran center in Odessa. Their types, possible schemes, mainly include the use of light generators that are available on the market today and contribute to the economy of insulation.

This scientific research work is aimed more at the workers in the refrigeration sector. Our main goal was to monitor the air conditioning systems of the Saffron safety centers and the infusion of economical insulation. The main focus of the development is on the development of complex multi-zone VRF air conditioning systems, which will be installed in centers with specific purposeful functions.

Key words: air conditioning systems, heat flow, filtration, insulation, refrigerants.

ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	1
1 ПРИНЦИП РОБОТИ VRV / VRF СИСТЕМИ	3
2. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	13
3.РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИТОКІВ (ТЕПЛОВТРАТ) І ВОЛОГОВИДІЛЕННЯ В ПРИМЩЕННІ	18
4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОМПЛЕКСНОГО ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО РОЗРАХУНКУ	32
4.1. Визначення економічно доцільної товщини шару теплоізоляції	36
4.2. Теплостійкість огорожуючих конструкцій	41
4.2.1 Теоретичні положення теплостійкості огорожень	41
4.4.2. Інженерний метод розрахунку теплостійкості	45
5. ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ ОПТИМІЗАЦІЇ СУМАРНОЇ ВАРТОСТІ ТЕПЛОВОГО ЗАХИСТУ ПРИМЩЕНЬ ТА КЛІМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ	49
6. ФІЛЬТРАЦІЯ	58
7. ОЦІНКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	65
8 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	70
9 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ.....	76
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	83

					КРМ.ХУіКП 1. 784-03.2.9			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Черевань О.О			Розрахунково- пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрюшів
Перевір.		Жихарева Н.В.					5	102
Реценз.		Носенко М.Г.				ХМ161МН- група		
Н. Контр.								
Затверд.								

ВСТУП.

Актуальність теми.

Комфортні системи кондиціонування повітря призначені для створення і автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти і швидкості руху повітря, що відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам. В даний час всі торгові, розважальні та бізнес-центри насичені безліччю тепловиділяючого устаткування, мають щільні склопакети, що не пропускають свіже повітря в приміщення, а поверхні зовнішнього скління пропускають великі кількості сонячної енергії. Ці фактори можуть негативно відбитися на працездатності, самопочуття і навіть здоров'я людини при тривалому знаходженні в таких приміщеннях. Тому сучасні будівлі потребують системах штучного клімату, які створюють сприятливі умови для людини. У добу людина споживає близько 15 кг повітря. Якість цього повітря, його параметри, багато в чому залежать від систем комфортного кондиціонування повітря. На основі вище сказаного, дослідження та розробка систем комфортного кондиціонування повітря виставкових комплексів є актуальною задачею на сьогоднішній день.

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є дослідження та розробка комплексної мультизональної VRF системи кондиціонування повітря центрів незламності «Шафран» з визначенням економічної товщини ізоляції.

Методи дослідження.

Ескізна та графічна розробка принципової схеми та експерименти з визначенням показників економічної ефективності холодильної установки, чисельні методи та методи оптимізації.

Теоретична цінність.

Полягає в дослідженні та розробці комплексної мультизональної VRF системи кондиціонування повітря центрів незламності «Хаджибей!».

Фактологічна база.

Фактологічною базою дослідження є типи, види і різні схемні рішення систем комфортного кондиціонування повітря. В якості джерел інформації використані: підручники, методичні рекомендації, періодичні видання за спеціальністю холодильна техніка та веб-сайти фірм виробників.

Структура роботи.

Включає 5 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації та додатків.

Задачі дослідження.

Розробити моделі комплексної мультизональної системи кондиціонування повітря центрів незламності «Щафзфт»!, що включає розрахунок параметрів кондиціонування повітря методом сплайнів, розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції; розрахунок тепло-вологісного навантаження, підбір обладнання системи кондиціонування.

Підібрати систему кондиціонування центрів незламності «Хаджибей!», що дозволяє підтримувати параметри повітря

.

1 ПРИНЦИП РОБОТИ VRV / VRF СИСТЕМИ

Мультизональна система кондиціонування складається з одного або, в деяких випадках, декількох зовнішніх блоків і великої кількості внутрішніх блоків, які можуть бути різних типів і потужностей. Зовнішній блок з'єднується з внутрішніми блоками фреоновими магістралями. Компресор, розташований в зовнішньому блоці VRF системи, стискає фреон, який надходить туди в пароподібному стані. Потім стислий холодоагент трасами подається в теплообмінник, який може бути як з повітряним, так і з водяним охолодженням. Вентилятор обдуває теплообмінник, завдяки чому, фреон охолоджується, переходячи в рідкий стан. Після цього охолоджений холодоагент (0-15 ° С) надходить в розгалужувачі-рефнети, де його потік ділиться і фреоновими магістралями подається до внутрішніх блоків системи. Внутрішні блоки мають дросель-клапан, який регулює необхідну кількість фреону в поточний період. Далі холодоагент подається на випарник, який обдувається повітрям, що забирається з приміщення, яке обслуговується. Внаслідок, фреон кипить і спрямовується в компресор.

Мультизональна система може дво- або тритрубна. Двотрубна VRF система може бути застосована для змінного охолодження або підігріву повітря в приміщеннях, а тритрубна система дає можливість одночасно в одних приміщеннях охолоджувати повітря, а в інших нагрівати його.

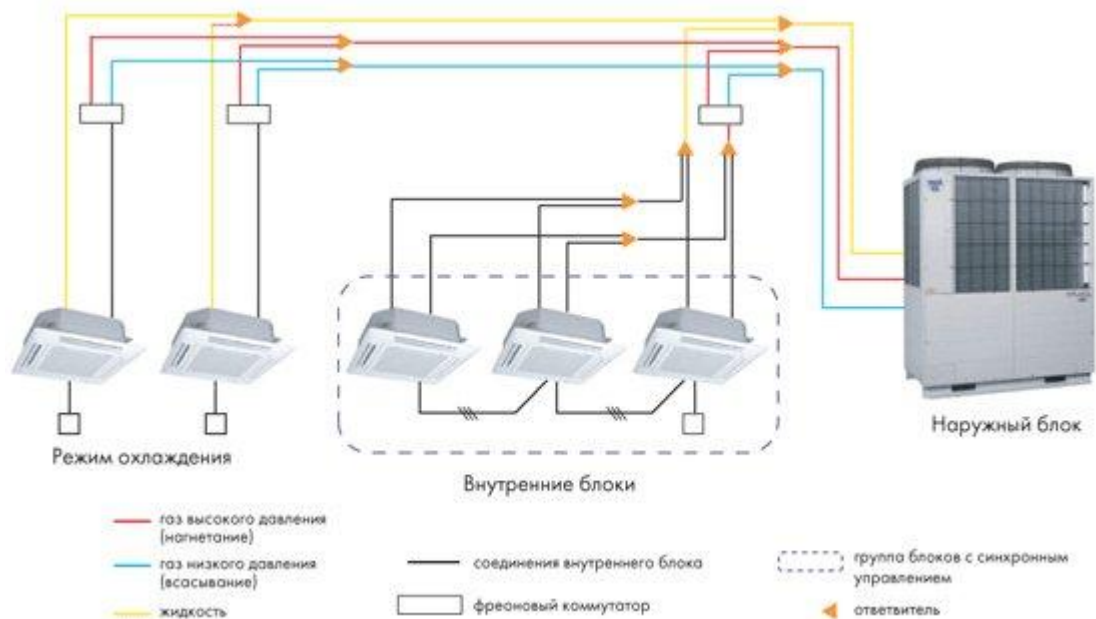


Рис.1. Трехтрубная VRF система

5.1. Шляхи підвищення енергоефективності багатозональних систем кондиціонування повітря

В умовах прискорення науково-технічного прогресу завдання підвищення енергоефективності систем кондиціонування має важливе народногосподарське значення, оскільки її рішення, крім підвищення ефективності капітальних вкладень, забезпечує її енергозбереження, економію матеріалів, а також поліпшення умов праці людей і навколишнього середовища.

Однією з основних завдань цієї комплексної проблеми є енергозбереження. Ми вирішуємо триєдину проблему - оптимізацію (мінімізацію) енергоспоживання при жорсткому дотриманні нормативних вимог до комфортному середовищі проживання в житлових, громадських і промислових об'єктах, неухильне дотримання технологічних вимог у виробничих процесах і мінімізацію шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища.

Нами розглянуті шляхи підвищення енергоефективності багатозональних систем кондиціонування повітря, деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і знижує споживання електроенергії в річному циклі використання систем кондиціонування на основі енергетичних балансів теплофізичних процесів в VRF.

З урахуванням підходу до енергоефективних систем [143] ми розглядаємо шляхи підвищення ефективності багатозональних систем кондиціонування.

В роботі [1,2] показано парадокси традиційної методики розрахунку VRF систем кондиціонування повітря і недоцільність

Основними цільовими напрямками вдосконалення багатозональних систем кондиціонування останнім часом є такі:

- підвищення комфорту мікроклімату об'єкта, точність і надійність його забезпечення при цілорічній експлуатації;
- підвищення енергоефективності багатозональних систем за рахунок збільшення коефіцієнтів трансформації тепла;
- підвищення показників енергозбереження за рахунок рекуперації та акумуляції теплової енергії і постійного автоматичного оптимального управління режимами роботи, в залежності від сезонних параметрів зовнішнього повітря, сонячної радіації і геотермальних джерел тепла, а також внутрішніх нестационарних джерел теплоприпливів / тепловтрат і джерела зміни вологості внутрішнього повітря;
- зниження шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища;
- вдосконалення основних агрегатів багатозональної системи кондиціонування повітря: компресора, вентилятора, рекуператора, теплообмінника,
- акумулятор теплоти з використанням тепла фазового переходу, системи управління;

- інтеграція багатозональних систем с, сонячними колекторами, системою припливно-витяжної вентиляції;
- легкість інтеграції з системою "розумного будинку" (BMS з протоколами BACnet або LONwork, порти SC-LGW або SC-BGW);
- перевірочні розрахунки з розробкою монтажною схемою і повної специфікації;
- розробка віддаленого управління і комп'ютерної системи централізованого управління, узгодженого в необхідних випадках з пріоритетом індивідуального управління.

Підвищення енергоефективності та комфорту за рахунок змінної температури холодоагенту, інверторного приводу і рекуперації тепла [157.161].

Мінлива температура холодоагенту, постійно регульована автоматично за величиною поточної сезонної і добової температур зовнішнього середовища і внутрішньої температури, що залежить так само від теплового навантаження внутрішніх джерел / стоків тепла і зміни вологості повітря та дозволяє отримати високі величини EER, COP і особливо високі сезонні величини ESEER, SCOP.

Технологія використання змінної температури холодоагенту, наприклад в серії VRV IV, забезпечує максимальне значення сезонної ефективності ESEER = 8. Ця технологія заснована на інтелектуальній системі управління з повним інверторним приводом і системою датчиків, які досліджують температуру і вологість в приміщенні і зовнішнього середовища, наявність людей в приміщенні і концентрацію CO₂. Вбудований мікропроцесор розрахував поточне теплове навантаження і вибирає оптимальну температуру і витрату хладагента, що забезпечує оптимальну сезонну ефективність, а по концентрації CO₂ витрату свіжого повітря в припливно-витяжній вентиляції, інтегрованої в систему багатозональних систем.

Інверторний привід, що забезпечує зміну частоти обертання безколекторного синхронного електродвигуна на внутрішніх неодимових магнітах, дозволяє при змінній тепловій навантаженні працювати компресором з високим ККД в практично оптимальному режимі.

Для одночасної роботи частини внутрішніх блоків на охолодження, а інших на нагрів використовують розділові блоки BS (однопортові і багатопортові). Найбільш ефективні трехтрубні системи, коли є окрема газова труба з високою температурою хладагенту, використовуваного для нагріву повітря. Система з рекуперацією має високій ESEER = 8. Такі системи дозволяють створити ідеальні умови для роботи (наприклад в офісах) на південній і північній фасадних сторонах, коли в північних приміщеннях повітря треба нагрівати, а в південних охолоджувати. Частина тепла при цьому буде "безкоштовною", тобто тепло, відібране в південних приміщеннях, буде передаватися повітрю в північних.

Трехтрубна технологія Daikin витрачає менше енергії для рекуперації тепла, що істотно підвищує ефективність цього процесу. Вторинна переробка тепла за рахунок рекуперації може забезпечити SCOP = 10.

Рекуперація тепла в громадських об'єктах, наприклад в готельних комплексах, де в залежності від орієнтації вікон в номерах, інших локальних джерел теплоприпливів і тепловтрат можуть бути реалізовані режими охолодження і нагрівання в різних номерах.

Синергетичний ефект від цих підходів дозволяє отримати максимальну ефективність.

Компресори

Інверторне керування і система датчиків забезпечують змінну температуру холодоагенту, малі значення пускового струму і безступінчасте регулювання продуктивності.

Амплітудно-імпульсна модуляція - дозволяє наблизити струм ланцюга харчування інверторної схеми до синусоїдальної формі, що забезпечує

плавність обертання і підвищення ККД. Привід від синхронного електродвигуна постійного струму забезпечує підвищену енергоефективність за рахунок підсумовування основного та реактивного крутного моменту і застосування неодимових магнітів, що забезпечують коерцетивну силу в кілька разів більшу, ніж ферритові магніти.

Механізм є підлаштовується платформою (Frame Compliance Mechanism-FCM) підтискає рухливу спіраль до нерухомої, що зменшує втрати, пов'язані з перетіканням газу. Заповнення порожнин рідким мастилом високого тиску знижує тертя, втрати, пов'язані з осьовими навантагами, підвищує енергоефективність до ом компресорів.

Технологія двухфазного вприскування холодоагенту забезпечує стабілізацію теплопродуктивності при зниженні зовнішньої температури.

У серії KXZ (встановлено вдосконалені спіральні компресори, які мають по 2 додаткових випускних клапана, що дозволяє більш оптимально управляти тиском в компресорі, особливо на низькій частоті, знижуючи скачки в процесі стиснення холодоагента і енергоспоживання.

Вентилятори

Двигун постійного струму з зовнішнім ротором більшого діаметру дозволяє отримати велику діючу силу при тому ж магнітному полі.

Оптимізація синусоїдального інвертора забезпечує більш плавне обертання і підвищення ККД електродвигуна, яке найбільш істотно при низьких швидкостях, т. е. в міжсезоння.

Досконалий направляючий апарат осьового вентилятора зовнішнього блоку CITY MULTI дозволяє отримати підвищений статичний напір при меншій частоті обертання і меншому енергоспоживанні.

Теплообмінник

Більш ефективно використання теплообмінника зменшує теплообмін між перегрітим газом і недогрітою рідиною.

У новій серії KXZ була істотно поліпшена конструкція теплообмінника. Збільшена теплопередаюча поверхня і система розподілення холодоагенту з використанням схеми "павук" з мікроканалами, яка дозволила зменшити кількість холодних точок і відповідно підвищити надійність роботи при низьких температурах.

Нами розглянуті лише деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і знижує споживання електроенергії в річному циклі використання багатозонльних системах кондиціонування повітря (БСКП) .

Згадані в цьому розділі фірми і багато інших виробників багатозональні системи кондиціонування повітря в каталогах і проспектах представляють десятки переваг і зручностей, та їх доступні при використанні.

Необхідно також відзначити постійну роботу провідних світових фірм, які виробляють, над системами їх управління та програмним забезпеченням, над полегшенням їх експлуатації та використання таймерів, що настроюються на тривалий термін по програмованому автоматичному підтримці і зміни параметрів мікроклімату в процесі добового, тижневого, а іноді і більш тривалого періоду.

Великих успіхів досягла індустрія забезпечення мікроклімату в технологіях фільтрації, бактерицидної обробки і корисною іонізації повітря в БСКП.

Сполучення зовнішніх бл кайданів при конфігуруванні модулів МЗС дозволяє отримати системи холодо татеплопродуктивності від 10 до 180 кВт в одному модулі. Фірми пропонують варіанти найбільш компактних і найбільш енергоефективних модулів. Модульний принцип залишає можливість творчої оптимізації БСКП, починаючи з етапу проектування, з урахуванням всіх особливостей конкретного об'єкта. Для цього використовуються програми-конфігуратори, які безперервно вдосконалюються.

Для більш зрозумілого і об'єктивного порівняння БСКП ми розглядали показники 4-х японських фірм - світових лідерів в секторі виробництва кліматичних ого обладнання: Daikin, Mitsubishi Electric, Fujitsu, Mitsubishi Heavy.

Необхідно відзначити, що енергозбереження найбільш ефективно, якщо воно проводиться на всіх стадіях життєвого циклу об'єкта. від вибору на етапі проектування кліматичного обладнання та величини теплового опору огорожень, опрацювання доцільності використання поновлюваних джерел енергії (ВДЕ), об'єктивного і висококваліфікованого енергоаудиту за результатами першого року експлуатації і енергоменеджменту до моменту капітальної модернізації об'єкта або його повної зупинки перед утилізацією обладнання.

2.РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса

Найменування об'єкта: центри незламності Шафран

Географічна широта: 48°

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

Барометричний тиск - $P = 990$ мм.рт. стовпа.

Ентальпія зовнішнього повітря - $h_T = 62,1$ кДж/кг. (- $h_T = -18,3$ кДж/кг)

Температура зовнішнього повітря – $t_T = 28,6$ °С. (- $t_x = -18$ 0С кДж/кг)

Розрахункова швидкість вітру – $4,2$ м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_b = 23$ °С.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_b = 20$ °С

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\phi_b = 50$ %.

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку – $\phi_b = 50$ %.

Амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10,8$ °С.

Розглянутий об'єкт являє собою будинок сучасної будівлі, що складає з основних приміщень – залу виставкового комплексу і адміністративно-господарських приміщень. Потолок у виставковому комплексі підвісний, виконаний з азбоцементних плит, дозволяє зменшити теплопритоки через покрівлю.

Система кондиціонування даного об'єкта носить комфортний характер. Для приміщень значних розмірів у практиці одержали найбільше поширення комплексні мультizonальні VRF системи кондиціонування повітря, що знайшло відбиття й у даній розробці.

У цей час КП (кондиціонування повітря) застосовується на промислових підприємствах, головним чином на ті, де без нього не можливе одержання продукції з необхідними стандартами якості, а також видовищних, спортивних, адміністративних і готельних будинків. У житлових будинках кондиціонування повітря по ряду економічних і технічних причин поки поширення не одержало. Найближчим часом КП знайде набагато більше застосування. Цьому сприяє наступні об'єктивні причини:

- розвиток нових виробництв машинобудівної, приладобудівної, електротехнічної, радіотехнічної, електронної, харчової, текстильної, хімічної й іншої галузей промисловості гостро має потребу в підтримці певних і постійних параметрів стану повітря;
- зростаючі вимоги до полегшення умов праці й підвищенню його продуктивності;
- оснащення підприємств промисловості й зв'язки, науково-дослідних і конструкторських організацій дорогими приладами, механізмами й лічильно-вирішальними машинами, точна й безвідмовна робота яких можлива тільки при певних постійних температурі й відносній вологості повітря;
- будівництво, що збільшується, закритих приміщень для тривалого перебування більших кількостей людей і прагнення забезпечити задовільну цілорічну експлуатацію цих приміщень;
- нові тенденції в архітектурі, що утрудняють боротьбу з надлишковим теплом і вологою звичайними вентиляційними коштами (наприклад, спостережуване останнім часом збільшення поверхонь скління зовнішніх стін);
- високі температури зовнішнього повітря в літню пору не рідко сполучаються з високою відносною вологістю, при яких звичайна

притяжна вентиляція не в змозі забезпечити необхідні внутрішні метеорологічні умови;

- поступове збільшення житлової площі й зниження собівартості житлового будівництва, що висувають на перший план охолодження в літню пору житлових будинків.

Основні економічні вимоги до проєкту укладаються в наступному: мінімальна вартість обладнання й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, а звідси мінімального амортизаційного відрахування, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду. Для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні застосовують комплексну мультizonальну систему кондиціонування VRF. VRF мають наступні переваги:

- можливістю ефективного підтримка заданої температури й відносної вологості повітря в приміщенні;
- зосередженням обладнання, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту в малій кількості місць або навіть в одному місці;
- можливостями організації ефективного шумо й віброглушення;
- не займають корисного обсягу приміщення, тому що розташовуються в основному в підвалі.

За допомогою VRF приналежній акустичній обробці повітрехідів, устрою глушителей шуму й гасителів вібрацій можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях й обслуговувати так само, як радіо й телевізійних студій.

Центральні системи в місці системі деякі недоліки. Основним, з яких є необхідність проведення складних монтажно-будівельних робіт з установки кондиціонерів, прокладки повітрехідів і трубопроводів, внаслідок чого застосування VRF в існуючих будинках іноді стає неможливо. При центральних системах з розгалуженими повітрехідами ускладнюється

акустична ізоляція одних приміщень від інших і стає також гнучким регулюванням температури й вологості в окремих приміщеннях.

VRF у цьому випадку працює з рециркуляцією. По цьому систему проектуємо з подачею змінних обсягів зовнішнього й рециркуляційного повітря. У цьому випадку для рециркуляції повітря приймають самостійний вентилятор. Розміщення в межах одного будинку VRF рекомендується для взаємозамінності поєднувати попарно по приточним і рециркуляційним повітряними каналами.

Зрошувальні форсунокові камери є досить економічними й ефективними тепломасообмінними апаратами. До переваг зрошувальних камер ставляться:

- більша техніко-економічна універсальність (у камер зрошення реалізуються всі 7 типових процесів);
- висока термодинамічна ефективність процесів обробки повітря водою;
- порівняльна простота конструкції, мала маса й незначна вартість;
- високий ступінь стандартизації вузлів і деталей;
- порівняно мале аеродинамічне опору.

На ряді із цим камери зрошення володіють рядом недоліків, такими як можливість засмічення форсунок; можливість розмноження бактерій у воді, а також віднесення солей тимчасової твердості, що втримується у воді в кондиціоноване приміщення. Зрошувальні камери мають більші габарити, є необхідність у допоміжних водяних баках, водяних насосах й іншому встаткуванні. Істотним недоліком є підвищена витрата енергії на подачу й розпил води.

Застосовуючи рулонний фільтр для очищення повітря, варто встановлювати його в тих частинах кондиціонерів, через які проходить все оброблюване повітря, захищаючи від пилу, як можна більше число секцій кондиціонерів. Крім задоволення санітарно-гігієнічних вимог фільтрації повітря, як правило, окупається зменшення браку продукції, економією

коштів на збирання приміщень і зменшення зношування технологічного встаткування.

Прототип мультизональної системи кондиціонування був представлений покупцям кліматичної техніки на початку 70-х років минулого століття фірмою Daikin. З тих пір протягом більше 30 років на світовому ринку періодично з'являються нові вдосконалені моделі таких систем. Основними цільовими напрямками вдосконалення багатозональних систем кондиціонування останнім часом є такі:

- підвищення комфорту мікроклімату об'єкта, точності і надійності його забезпечення при цілорічній експлуатації;
- підвищення енергоефективності багатозональних систем за рахунок збільшення коефіцієнтів трансформації тепла більш досконалими тепловими насосами в режимах опалення і охолодження об'єкта;
- підвищення показників енергозбереження за рахунок рекуперації та акумуляції теплової енергії і постійного автоматичного оптимального управління режимами роботи, в залежності від сезонних налаштувань і змінюються параметрів температури і вологості зовнішнього повітря, сонячної радіації і геотермальних джерел тепла, а також внутрішніх нестационарних джерел теплопритоків / тепловтрат і джерел зміни вологості внутрішнього повітря;
- зниження шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища;
- вдосконалення основних агрегатів МЗС: компресора, вентилятора, рекуператора, теплообмінника, акумулятора теплоти з використанням тепла фазового переходу, системи управління;
- інтеграція багатозональних систем з ГВП, сонячними колекторами, системою припливно-витяжної вентиляції;
- легкість інтеграції з системою "розумного будинку" (BMS з протоколами BACnet або LONwork, порти SC-LGW або SC-BGW);

- підвищення точності і "дружелюбності" програмних комплексів для вибору обладнання МЗС на етапі укладення контракту, уточненої осмеченої комплектації на ранній стадії проектування, робочих повірочних розрахунків з розробкою монтажної схеми і повної специфікації;
- розробка віддаленого управління і комп'ютерної системи централізованого управління, узгодженого в необхідних випадках з пріоритетом індивідуального управління (наприклад готельний комплекс).

2.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- і вологообміну, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні [9]:

теплий період року – $t_b = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_b = 50 \%$; $\omega = 0,3 \text{ м/с}$

холодний період року - $t_b = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_b = 50 \%$; $\omega = 0,2 \text{ м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням комплексної мультizonальної VRF системи.

У нашому випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. Керуючись [3], приймаємо наступні параметри зовнішнього повітря:

теплий період року – $t_b = 28,6^{\circ}\text{C}$; $h_b = 62$ кДж/кг;

холодний період року - $t_b = -18^{\circ}\text{C}$; $h_b = -15$ кДж/кг;

Таблиця 3. Розрахункові параметри внутрішнього мікроклімату для розрахункового приміщення

Найменування приміщення	Період року	Оптимальні параметри			Допустимі параметри			Розрахункові Параметри		
		$t_b, ^{\circ}\text{C}$	$\varphi_b, \%$	$v_b, \text{м/с}$	$t_b, ^{\circ}\text{C}$	$\varphi_b, \%$	$v_b, \text{м/с}$	$t_b, ^{\circ}\text{C}$	$\varphi_b, \%$	$v_b, \text{м/с}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Шафран	ХП	20-21	45-30	0,2	18-23	<60	0,3	23	<60	0,3
	ПП	20-21	45-30	0,2	18-23	<60	0,3	23	<60	0,3
	ТП	23-25	60-30	0,3	18-28	<65	0,5	28	<65	0,5

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИТОКІВ (ТЕПЛОВТРАТ) І ВОЛОГОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННІ

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і покрівлі:

Стіни виконані з пінобетону ($\delta_{\text{пн}} = 400$ мм), покритого із двох сторін цементною штукатуркою ($\delta_{\text{шт}} = 20$ мм);

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

пінобетон $\lambda = 0,15$ Вт/(м · К);

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

$$k_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.1)$$

де $\alpha_{\text{вн}} = 8$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i и λ_i - товщина й теплопровідність і-ЦО шаруючи огороження;

$\alpha_{\text{н}} = 23$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої поверхні стіни.

$$k_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,4}{0,15} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,346 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

гравій, утоплений у бітумну мастику

$\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,18$ Вт/(м · К);

3 шаруючи руберойду на бітумній мастиці

$\delta = 10$ мм; $\lambda = 0,17$ Вт/(м · К);

цементно-піщана стяжка

$\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,93$ Вт/(м · К);

пенополеуретан

$\delta = 120$ мм; $\lambda = 0,05$ Вт/(м · К);

залізобетонне збірне перекриття

$$\delta = 220 \text{ мм}; \lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$k_{кр} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.2)$$

$$k_{кр} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,18} + 3 \cdot \frac{0,01}{0,17} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,335 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплоусвоєння матеріалу S шаруючи на границі поділу з [1]. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шаруючи огороження D , теплову інерцію огороження (D по формулах наведеним нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}, \quad (3.3)$$

де (δ - товщина шару огороження; λ - теплопровідність матеріалу

$$D = R \cdot S \quad (3.4)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1

Конструкція й матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплоусвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Вікна подвійне скло в металевих роздільних плетіннях					0.61	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277

Безгорищне покриття						
гравій	800	0,02	0,18	3,6	0,111	0,39 96
руберойд	600	0,01	0,17	3,53	0,058	0,20 5
цементно-піщана верства	1800	0,02	0,93	11,1	0,0215	0,23 9
пінополіуре-тан	80	0,12	0,05	0,7	2,4	1,68
залізобетонна плита	2500	0,22	2,04	18,7	0,107	2,00 1
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,27 7
залізобетон	2500	0,05	2,04	18,7	0,0245	0,45 8
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,27 7

3.2.1.1 Розрахунок теплоприпливів

У приміщенні підтримується постійна температура повітря 23°C. Характеристика конструкцій, що обгороджують, приміщення, наведена в таблиці 3.1. Внутрішні перегородки складаються з: пінобетону товщиною $\delta_1=400$ мм. Із зовнішньої й внутрішньої сторони є штукатурка товщиною по $\delta_2=20$ мм.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

- штукатурка $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);
- пінобетон $\lambda = 0,15$ Вт/(м · К).

Висота приміщення 3,6 м.

Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна площею 417,1 м² знаходимо по формулі, при максимальній щільності потоку прямої радіації 542 і непрямої 129 Вт/м²; при коефіцієнті теплопропусканні K₄= 0,61; K₃ = 1; K₁ = 1; K₂ = 1: відсутність захисних устроїв на вікнах

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

де q_n, q_p - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², через застелений світловий проріз у липні в дану годину доби, відповідно від прямій (q_n) і неухажної (q_p) сонячної радіації, прийнята для вертикального й горизонтального остекління по [3];

$$K_1 = K_{n,r} \cdot K_{n,b} \quad (3.6)$$

де K₁ - коефіцієнт опромінення прямою сонячною радіацією для обліку площі світлового прорізу, незатіненою горизонтальною й вертикальною площинами в будівельному виконанні;

$$K_{n,r} = 1 - \left(\frac{l_1 \cdot \operatorname{tg} h_s - r}{\cos A_{s,os} H} \right), \quad (3.7)$$

$$K_{n,b} = 1 - \left(\frac{l_2 \cdot |\operatorname{tg} A_{s,os} - s|}{B} \right). \quad (3.8)$$

де H, B - висота й ширина світлового прорізу, м;

l₁, l₂ - ширина горизонтальних і вертикальних будівельних сонцезахистних площин;

h_s - висота сонця - кут, град., між напрямком сонячного променя і його проекцією на горизонтальну площину;

$A_{s,oc}$ - сонячний азимут остекління світлового прорізу, визначається різницею кутів азимута сонця й азимута світлового прорізу;

$$K_2 = K_r \cdot K_b \quad (3.9)$$

де K_2 - коефіцієнт опромінення для обліку надходження неухважної сонячної радіації через світлові прорізи, незатінені горизонтальної й вертикальної зовнішніми сонцезахистними площинами в будівельному виконанні;

K_3 - коефіцієнт теплопропускання сонцезахистними устроїв;

K_4 - коефіцієнт теплопропускання остеклінням світлових прорізів, прийнятий по [3];

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

$$Q_{oc,i} = (542 \cdot 1 + 129 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 417,1 = 454,6 \text{ Вт.}$$

Для визначення показника a_{Γ} поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти теплоусвоювання, $Вт/(m^2 \cdot K)$:

Для вікон:

$$y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K), \quad (3.10)$$

де R_{oc} - термічний опір теплопередачі остеклених світлових прорізів, прийняте по додатку 6 [3];

$\alpha_{вн}$ - коефіцієнт тепловіддачі [3, табл. 3].

$$y_{oc} = \frac{1}{0,34 - 1/8} = 4,65 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Для зовнішньої стіни по шару пінобетону: $D=6,43 > 1$, то

$$y_{уст} = S_{пен}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K). \quad (3.11)$$

$$y_{уст} = 2,42 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Для перегородок провадиться розрахунок для половини їхньої товщини по пінобетоні:

$$D/2 = 3,215 > 1, \text{ те}$$

$$Y_{\text{пер}} = R_{\text{м}} S_{\text{м}}^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.12)$$

де $S_{\text{м}}$ - коефіцієнт теплоусвоювання матеріалу шаруючи на границі поділу, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$Y_{\text{пер}} = 2,66 \cdot 2,42^2 = 15,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для покриття по верстві залізобетонної плита: $D=1,1 > 1$, те

$$Y_{\text{пок}} = S_{\text{жел,г}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.13)$$

$$Y_{\text{пок}} = 18,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Показник сумарного теплоусвоювання приміщення:

$$\sum Y = Y_{\text{ст}} A_{\text{ст}} + Y_{\text{ок}} A_{\text{ок}}, \text{ Вт}/\text{К} \quad (3.14)$$

де $A_{\text{ст}}$ - $A_{\text{ок}}$ - внутрішні поверхні огорожень приміщення й поверхні встаткування, м^2 .

$$\sum Y = 2,42 \cdot 167,86 + 4,65 \cdot 391,06 = 2227,95 \text{ Вт}/\text{К}.$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{\text{ст}} + A_{\text{ок}}), \text{ м}^2, \quad (3.15)$$

$$\Delta = 2,55(157,86 + 381,06) = 1484,25 \text{ м}^2.$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{\text{п}} = \varphi \left(\sum \frac{Y}{\Delta} \right), \quad (3.16)$$

$$a_{\text{п}} = \varphi \left(\frac{2227,95}{1484,25} \right) = \varphi(1,5).$$

По [4] знаходимо загальну тривалість радіації через вікна $\Delta Z=7$ ч і початок радіації в $Z=5$ ч, при $a_{\text{п}}=1,5$ знаходимо величини показника $a_{\text{п}} = 0,06$ для

$Z = 5$ ч; $a_n = 0,15$ для $Z+1=6$ ч і так далі для всіх годин доби й записуємо їх у перший рядок табл. 1, додаток 1.

Помножимо $Q_{oc,i}$ на показники a_n ; отримані годинні надходження теплоти, поглинені приміщенням і передані його повітрю, вносимо в другий рядок табл. 1, додаток 1.

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна й значення заносимо в таблицю 1, додаток 1:

$$Q_{\Delta t} = \frac{(t_n + 0,5\theta_1 \cdot A_{m,c} - t_n)A_{oc}}{R_{oc}}, \text{ Вт} \quad (3.17)$$

де $t_{нар}$ - середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, прийнята рівній температурі липня [5];

$A_{m,z} = 12,5$ °С - максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні [5];

θ_1 - коефіцієнт, що виражає гармонійну зміну температури зовнішнього повітря [5];

t_b - температура повітря в приміщенні, °С [6];

$A_{oc} = 136,8$ м², $R_{oc} = 0,34$ м²·К/Вт - площа та опір теплопередачі, застосування світового проїому [4, додаток 6].

Визначаємо величину теплового потоку, через зовнішню стіну й заносимо в табл. 1, додаток 1:

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{m,c} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_m, \quad (3.18)$$

де R – опір теплопередачі масивної конструкції, що огороджує, м²·К/Вт [3];

$t_{нар}$, t_b – середня температура зовнішнього повітря в липні [5] і температура повітря в приміщенні;

$\rho = 0,3$ - коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею конструкції, що огорожує, [4, додаток 7];

$J_{\text{ср}}$, Вт/м² – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямій і неуважної), що надходить у липні варто приймати для горизонтальної й для вертикальної поверхні [5];

$\beta_{\text{до}}$ – коефіцієнт рівний 1, при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні (покритті);

V - величина загасання амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в конструкції, що обгороджує, [4] або по формулі:

$$V = 2^{2D} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{\sum R}{\sum D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.19)$$

де $\sum R$ – термічний опір огороження Вт/(м²·К); D - теплова інерція огороження.

$$V_c = 0,85 + 0,15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.20)$$

$$V_c = 0,85 + 0,15 \frac{2,42}{9,7} = 0,88,$$

де S_1 й S_2 – коефіцієнти теплосвоєння матеріалів першої й другої шару огороження по ходу теплової хвилі, Вт/(м²·К), по [4].

$V_a = 1$, тому що немає повітряного прошарку.

$$V = 2^{6,984} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{2,717}{6,984} \right) \cdot 0,88 \cdot 1 = 222.$$

θ_1, θ_2 - коефіцієнти, прийняті по таблицях для кожної години доби, відповідно при

$$\varepsilon_1 = \varepsilon + 15 \quad (3.21)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon + z, \quad (3.22)$$

де ε - запізнювання температурних коливань в огороженні;

Z - час максимуму сумарної (прямій і розсіяної) сонячної радіації, прийняте по таблицях;

A_j – амплітуда добових коливань сумарної сонячної радіації (прямій і розсіяної);

A_m – площа масивної конструкції, що огорожує (зовнішньої стіни, покриття), m^2 ;

$\alpha_{\text{н}}$, $\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої й внутрішньої поверхні огороження, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

$\delta = 0,3$ для штукатурки

$j_{\text{сп}} = 73$ $Вт/m^2$ для Пв стіни

для Пв стіни

$$A_j = 201 - 73 = 128 (Вт/m^2)$$

$$\varepsilon = 2,7 \Sigma D - 0,4, \text{ ч}, \quad (3.23)$$

$$\varepsilon = 2,7 \cdot 6,984 - 0,4 = 18 \text{ ч}.$$

для Зі стіни по формулах (3.19 й 3.20)

$$\varepsilon_1 = 18 + 15 = 33 \text{ ч},$$

$$\varepsilon_2 = 18 + 19 = 37 \text{ ч}.$$

3.2. Розрахунок теплопоступлення від різних джерел

Теплопоступлення від людей

$$Q_{\text{л}} = n \cdot q_{\text{л}}, \text{ Вт}, \quad (3.24)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{\text{л}}$ – тепловиділення від однієї людини, Вт.

$$Q_{\text{л1}} = 100 \cdot 150 = 15000 \text{ Вт}.$$

Визначаємо явні й сховані теплопритоки від людей

$$Q_{\text{л}}^{\text{скр}} = n \cdot q_{\text{л}}^{\text{скр}}, \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{\text{л}}^{\text{скр}}$ – сховані тепловиділення від однієї людини, Вт [10]

$$Q_{\text{л1}}^{\text{скр}} = 100 \cdot 150 = 15000 \text{ Вт},$$

Теплопритоки від висвітлення, приймаємо 12 Вт/м^2 .

$$Q_{осв} = 0,5 \cdot 12 \cdot 1200 = 75001 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки від обладнання

$$Q_{об} = K_{од} \cdot N \cdot \zeta \cdot K_{заг} \cdot 1000, \text{ Вт,}$$

(3.27)

$$Q_{об} = 0,8 \cdot 1,8 \cdot 5 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 1000 = 4032, \text{ Вт,}$$

Визначаємо повне тепlopостачання

$$Q_{пол} = Q_l + Q_{осв} + Q_{озр} + Q_{об}, \text{ Вт,} \quad (3.28)$$

$$Q_{пол} = 9775 + 46207,2 + 77214 + 4032 = 100705754, \text{ Вт}$$

3.2.1.3 Розрахунок вологовиділення від різних джерел

Виділення вологи від людей

$$W_l = n \cdot w_l, \text{ кг/с} \quad (3.29)$$

де n – число людей у приміщенні;

w_l – виділення вологи від однієї людини, г/с.

$$W_l = 150 \cdot 3,5 \cdot 10^{-5} = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с.}$$

Визначаємо вологовиділення від вологого збирання

$$W_{вл.у.} = \sigma F_n (d''_n - d_n) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.30)$$

σ - коефіцієнт вологообмін, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^в} = \frac{\alpha}{c_p^{с.в.} + c_p^п \cdot d_{сп}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.31)$$

$$\sigma = \frac{8}{2 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9 + 18) / 2} = 0,007827 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

c_p – ізобарна теплоємність, $[\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}]$;

d_n, d''_n - вологовмісту повітря в приміщенні при заданій відносній вологості й на лінії насичення.

$$W_{вл.с.} = 0,007 \cdot 262,5 \cdot (18 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,64 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,}$$

$$Q_{вл.у.}^{скр} = r \cdot W_{вл.у.}, \text{ (Вт)}, \quad (3.32)$$

де r - схована теплота паротворення

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, (\text{кДж/кг}). \quad (3.33)$$

де t_w^M - температура повітря в приміщенні по мокрому термометрі.

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 16,5 = 2462,05 \text{ (кДж/кг)},$$

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = 2462,05 \cdot 10^3 \cdot 1,65 \cdot 10^{-3} = 4062,4 \text{ Вт.}$$

Визначаємо повне вологовиділення

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}}, \text{ кг/с}, \quad (3.34)$$

$$W_{\text{пол}} = 2,97 \cdot 10^{-3} + 1,65 \cdot 10^{-3} = 4,62 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Визначаємо тепловологістну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{152,2}{4,61 \cdot 10^{-3}} = 33162 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаємо загальну сховану теплоту

$$Q_{\text{скр}} = Q_{\text{скр}}^{\text{л}} + Q_{\text{скр}}^{\text{вл.у.}}, \text{ Вт} \quad (3.36)$$

$$Q_{\text{скр}} = 29520 + 0 = 29520, \text{ Вт}$$

Визначаємо загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.37)$$

$$Q_{\text{явн}} = 100705,754 - 29520 = 71185,7542, \text{ Вт}$$

Приймаємо $\Delta t_p = 5^\circ\text{C}$.

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_{\text{в}} - h_{\text{п}}}, \text{ кг/с}, \quad (3.38)$$

$$G_1 = \frac{100805,754}{43 - 36} = 14,8 \text{ кг/с,}$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.39)$$

$$G_2 = \frac{71185,7542}{1,0235 \cdot 5} = 14,152 \text{ кг/с}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.40)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 9,7 \cdot 10^{-3} = 1,0235 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_b - d_n}, \text{ кг/с.} \quad (3.41)$$

$$G_3 = \frac{1,28 \cdot 10^{-2}}{(8,5 - 7,5)10^{-3}} = 1,28 \text{ кг/с.}$$

Вибираємо $G = 14,3865 \text{ кг/с.}$

Результати розрахунку інших приміщень зведені в таблицю 3.3

Таблиця 3.3

Приміщення	$Q_{\text{пол}}$, КВт	$W_{\text{пол}}$, кг/с	ϵ , кДж/кг·К	G , кг/с
	100,7	0,00128	78500	14,38

3.2.2 Холодний період року.

Зовнішня температура повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_n = -18,3 \text{ кДж/кг}$ [3].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с,} \quad (3.42)$$

$$G_x = 14,8 \text{ кг/с.}$$

3.2.2.1 Розрахунок тепловиділення від конструкцій, що обгороджують

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{ок}}, \text{ Вт,} \quad (3.43)$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F (t_n - t_b), \text{ Вт,} \quad (3.44)$$

де $F_{\text{ст}}$ – площа стін, м^2 ;

$k_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{ст}} = 0,346 \cdot 417,1 \cdot (-21 - 18) = -562835 \text{ Вт,}$$

$$Q_{\text{ок}} = F_{\text{ок}} \cdot k_{\text{ок}} (t_n - t_b), \text{ Вт,} \quad (3.45)$$

де $F_{\text{ок}}$ – площа вікон, м^2 ;

$k_{\text{ок}}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^\circ\text{C}$.

$$Q_{ок} = 26,25 \cdot 1,2 \cdot (-21 - 18) = -1288,5 \text{ Вт},$$

$$Q_{кр} = k_{кр} F_{кр} (t_n - t_b), \text{ Вт} \quad (3.46)$$

де $F_{кр}$ – площа покрівлі, м^2 ;

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопередачі через покрівлю, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{кр} = 1,21 \cdot 1251,84 \cdot (-21 - 18) = -59074,7 \text{ Вт},$$

$$Q_{озр1} = -1228,5 - 59074,7 - 4428,39 - 5628,35 = -70359,9 \text{ Вт},$$

3.2.2.2 Розрахунок тепловиділення від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q^3 = Q^л, \text{ Вт}, \quad (3.47)$$

$$Q^3 = 55500 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^л, \text{ кВт} \quad (3.48)$$

$$Q_{осв}^3 = 7511,088 \text{ кВт}$$

Повний теплоприток

$$Q_{пол} = Q_l + Q_{осв} + 0,4Q_{озр} + Q_{об}, \text{ Вт}, \quad (3.49)$$

$$Q_n = 55500 + 7511,088 - 0,4 \cdot (-70359,9) + 4032 = 38899,11 \text{ Вт}.$$

Повну вологвиділення

$$W_{пол}^3 = W_{пол}^л, \text{ кг/с}, \quad (3.51)$$

$$W_{пол}^3 = 0,00128 \text{ кг/с},$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.52)$$

$$\Delta h_p = \frac{100,7}{14,38} = 7,002 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta t_p = \frac{Q^3_{\text{пол}} - Q^{\text{л}}_{\text{скр}}}{G \cdot c_p}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.53)$$

$$\Delta t_p = \frac{38899,11 - 9379,11}{14,38 \cdot 1,018} = 20,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Визначаємо тепловологістну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q^3_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.54)$$

$$\varepsilon = \frac{38,8}{0,001438} = 32,296 \text{ кДж/кг}$$

4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОМПЛЕКСНОГО ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО РОЗРАХУНКУ

4.1. Визначення економічно доцільної товщини шару теплоізоляції

Для підтримання заданої температури, щоб всі теплоприпливи відводилися камерним обладнанням. При підборі відповідного холодильного обладнання, перш за все, необхідно враховувати теплоприпливи через захисні конструкції камери зберігання. Ці теплоприпливи є змінними в часі, що зв'язане з добовими, сезонними або іншими коливаннями температури зовнішнього повітря.

Теплове навантаження на холодильну установку є найбільшою або в самий жаркий літній період року, або під час найбільшого експлуатаційного навантаження (наприклад, в період охолодження плодоовочевої продукції).

В інженерній практиці проектування холодильників, як правило, користуються методикою теплового розрахунку огорожень, за якою всі теплоприпливи вважаються постійними в часі і приходяться на літній період року [16.19].

Процес передачі тепла через огороження, всі параметри якого залишаються незмінними в часі, називається стаціонарним і є найбільш простим випадком теплопередачі. До стаціонарної теплопередачі звичайно прагнуть привести важливі для проектування огорожень і систем розрахункові умови. В цьому випадку розрахунок теплопередачі зводиться до розгляду порівняно простих стаціонарних температурних полів і теплових режимів конструкцій.

Найпростішим є одновимірне стаціонарне температурне поле, яке для багат шарового огороження може бути визначене диференціальним рівнянням [1,16]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x) \frac{\partial t}{\partial x} \right] = 0, \quad (4.1)$$

де $\lambda(x)$ – коефіцієнт теплопровідності матеріальних шарів огороження, Вт/(м·К).

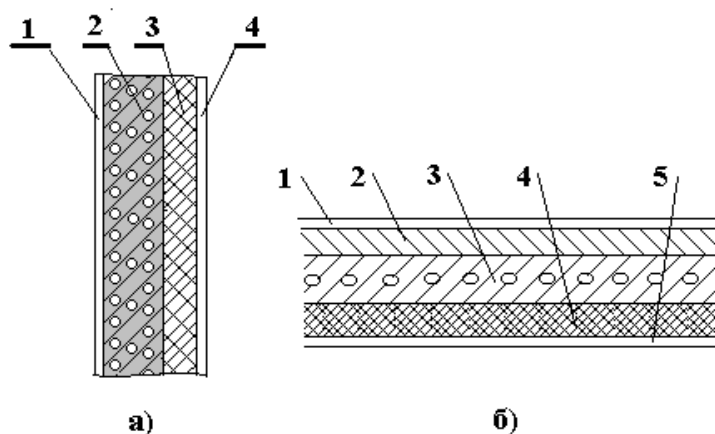


Рис. 4.1. Конструкція стін і покриття холодильного модуля
а) стіна: 1 – штукатурка; 2 – панель залізобетонна; 3 – ізоляція;
4 – лист сталевий оцинкований.

б) покриття: 1 – 3 шару гідроізоля; 2 – бетонна стяжка; 3 – плита залізобетонна; 4 – ізоляція; 5 - лист сталевий оцинкований.

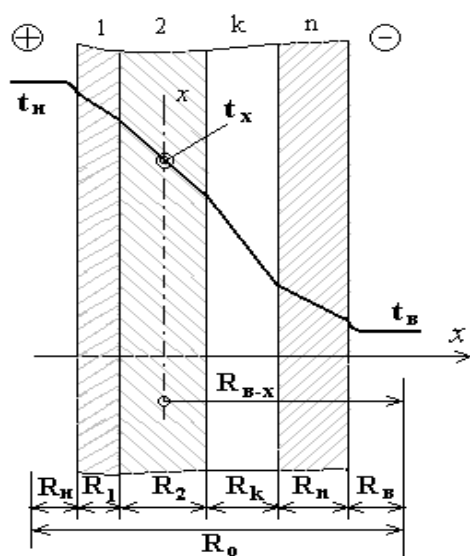


Рис 4.2 Одновимірне температурне поле огороження

конструктивний і теплоізоляційний шари. Конструктивним звичайно є шар з матеріалу високої густини, а тому із значною теплопровідністю і погано проникний для водяної пари і повітря.

Одновимірне температурне поле огороження може бути розраховане достатньо просто [1, 4]. Теплозахистні властивості багат шарового огороження визначаються

Конструкції сучасних багат шарових огорожень характеризуються розподіленням функцій між окремими матеріальними шарами (рис. 4.1). В загальному випадку захист складається з конструктивного (основного) шару, теплоізоляційного шару, а також паро- або гідроізоляційного шару, внутрішнього і зовнішнього фактурних шарів. У відношенні режиму теплопередачі основними є

опором R_0 , який дорівнює сумі опорів теплопровідності окремих матеріальних шарів R_i і опорів теплообміну на внутрішній R_B і зовнішній R_3 поверхнях:

$$R_0 = R_B + \sum R_i + R_3, \quad (4.2)$$

де $R_B = 1 / \alpha_B$, $R_3 = 1 / \alpha_3$, $R_i = \delta_i / \lambda_i$

Розподіл температури в огороженні (рис. 4.3) визначається за формулою [189]:

$$t_x = t_B - \frac{R_{B-x}}{R_0} (t_B - t_3) \quad (4.3)$$

де t_x – температура в довільному перетині x огороження;

R_{B-x} – опір теплопередачі від внутрішнього середовища до перетину x .

t_B і t_3 - температура внутрішнього і зовнішнього середовища.

З формули (4.3) витікає, що перепади температур у перетині огороження пропорційні відповідним термічним опорам.

Економічно-доцільний термічний опір теплоізоляційного шару $R_{i3}^{ек}$, $(m^2 \cdot ^\circ C) / W$, багатошарової захисної конструкції слід заздалегідь визначати за формулою [9]

$$R_{i3}^{ек} = \sqrt{\frac{n_{i3} (t_3 - t_B) z_3 m C_T I_T}{\lambda_{i3} C_{i3} E_{н.п}}} \quad (4.4)$$

де n_{i3} — коефіцієнт, що враховує відношення термічного опору ізоляції багатошарової захисної конструкції (або однорідної конструкції) до опору теплопередачі, $n_{i3} = 0.85$;

t_B — температура внутрішнього повітря, $^\circ C$;

t_3 — найвища середня температура зовнішнього повітря за літній період (липень), $^\circ C$;

z_3 — тривалість найвищої температури за розглядуваний літній період зберігання (охолодження) плодоовочевої продукції;

m — коефіцієнт, який враховує додаткові втрати тепла на інфільтрацію зовнішнього повітря і який приймається рівним 1,05;

C_T — вартість виробництва холоду, грн / Дж;

I_T — коефіцієнт, який враховує зміну вартості виробництва холоду на перспективу (для плодоовочесховищ з урахуванням умов експлуатації, термінів служби $I_T = 1.1$);

λ_{iz} - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу термоізоляційного шару багат шарової захисної конструкції, Вт / (м·К);

C_{iz} — вартість матеріалу термоізоляційного шару багат шарової захисної конструкції, грн/м³;

$E_{н.п}$ — норматив для приведення різночасних витрат, 1/Грн.

Економічно-доцільний опір теплопередачі $R_0^{ек}$, (м²·К) / Вт, багат шарової захисної заздалегідь визначається за формулою

$$R_0^{ек} = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_3} + \sum R_{к.с} , \quad (4.5)$$

де $R_{iz}^{ек} = \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}$,

$R_{iz}^{ек}$ — економічно-доцільний термічний опір термоізоляції (м²·К)/ Вт ;

α_B, α_3 - коефіцієнти тепловіддачі відповідно для внутрішньої і зовнішньої поверхонь огороження , Вт / (м²·К);

$\sum R_{к.с}$ — сума термічних опорів конструктивних шарів, (м²·К) /Вт, багат шарової захисної конструкції.

Товщина теплоізоляційного шару багат шарової теплозахисної конструкції δ_{iz} , м, а також товщина однорідної (одно шарової) конструкції попередньо визначається за формулою

$$\delta_{iz} = R_{iz}^{ек} \lambda_{iz} \quad (4.6)$$

Економічно-доцільний опір теплопередачі $R_0^{ек}$, $(m^2 \cdot K)/W$, захисної конструкції слід приймати, виходячи з умови забезпечення найменших зведених витрат Π , грн / m^2 , який визначається за формулою

$$\Pi = C_D + \frac{(t_3 - t_B) \cdot Z_3 \cdot m \cdot C_T \cdot l_T}{R_0^{ек} E_{н.п}}, \quad (4.7)$$

де C_D – одноразові витрати (собівартість будівельно-монтажних робіт, грн/ m^2). При визначенні приведених витрат по формулі (4.7) допускається одноразові витрати C_D визначати без врахування накладних витрат і планових накопичень. При розробці типових проектів C_D слід визначати для умов, встановлених чинними інструкціями для визначення кошторисної вартості будівництва і типових проектів.

Розглянемо розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції багат шарової теплозахисної конструкції з точки зору найменших приведених витрат (4.7). Для цього визначимо явну залежність зведених витрат від товщини шару ізоляції $\Pi = \Pi(\delta_{із})$.

Передусім, одноразові витрати C_D є лінійною функцією товщини термоізоляції

$$C_D = C_0 + C_{із} \delta_{із} \quad (4.8)$$

тут C_0 - постійні одноразові витрати, які не залежать від вартості термоізоляції, грн / m^2 ;

$C_{із}$ – вартість теплової ізоляції, грн / m^3 .

З іншого боку, опір теплопередачі багат шарового огороження з термоізоляцією визначається за формулою (4.5).

$$\text{Позначимо } R_S = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_3} + \sum R_{к.с}, \quad (4.9)$$

тоді

$$R_o^{ек} = R_s + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \quad (4.10)$$

В результаті, зведені витрати визначаються наступною залежністю

$$\Pi = \Pi(\delta_{i3}) = C_D = C_o + C_{i3} \delta_{i3} + \frac{S \lambda_{i3}}{R_s \cdot \lambda_{i3} + \delta_{i3}}, \quad (4.11)$$

де величина
$$S = \frac{(t_3 - t_B) Z_H m C_T l_T}{E_{н.п}}$$

З умови мінімальності зведених витрат $\frac{\partial \Pi}{\partial \delta_{i3}} = 0$ знаходимо

$$\delta_{i3}^{ек} = \sqrt{\frac{S \cdot \lambda_{i3}}{C_{i3}}} - R_s \cdot \lambda_{i3}. \quad (4.12)$$

Основним джерелом збурення технологічних (оптимальних) режимів зберігання є теплоприпливи через огороження. Тому огорожуючі конструкції, із шарами теплоізоляції необхідно включити до складу охолоджувальної системи, щоб розрахувати економічно-доцільну товщину теплоізоляції з урахуванням системи повітророзподілення в камері зберігання.

4.2. Теплостійкість огорожуючих конструкцій

4.2 Теоретичні положення теплостійкості огорожень

В природних умовах режим теплопередачі через огороження завжди є нестационарним. Температура зовнішнього повітря, інтенсивність сонячної радіації, сила і напрямок вітру безупинно змінюються. Температура всередині камери зберігання також змінюється в наслідок зміни зовнішніх параметрів. Тому, для правильного розрахунку теплового режиму камери зберігання процес передачі тепла через огороження необхідно розглядати як нестационарний.

Найбільш холодні і жаркі періоди року відзначені особливо різкими змінами температури і сонячної радіації. Ці періоди найбільшого охолодження і

найбільшого нагрівання при проектуванні огорожень і камерного холодильного устаткування є розрахунковими, тому основні теплотехнічні розрахунки повинні виконуватися з урахуванням нестационарних умов.

Теплостійкість огорожуючих конструкцій визначається властивістю огорожень зберігати відносну сталість температури всередині приміщення при періодичній зміні теплонадходжень.

Розглянемо аналітичне рішення задачі про передачу температурних коливань через багатошарове огороження.

Постановка задачі така:

температура зовнішнього середовища змінюється, змінюючи гармонійні коливання з періодом T і амплітудою A_n біля середньої температури t_o . Температура внутрішнього середовища незмінна t_b . Задані коефіцієнти теплообміну на поверхнях α_b і α_n , теплофізичні характеристики λ , C_p і товщини δ матеріальних шарів огорожень (рис.4.7).

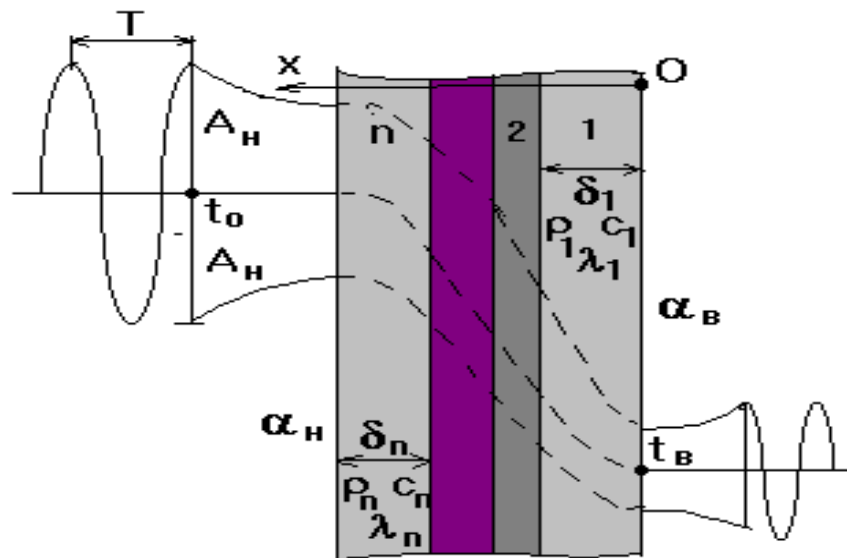


Рис.4.7 Теплопередача через багатошарове огороження

У межах кожного матеріального шару стіни справедливі рівняння Фур'є

$$c_i \rho_i \frac{\partial t_i}{\partial \tau} = \lambda_i \frac{\partial^2 t_i}{\partial x^2} \quad (4.41)$$

На внутрішній і зовнішній поверхнях огороження мають місце умови третього роду

$$\alpha_b (t_b - t_1) = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} \quad (4.42)$$

$$\alpha_3(t_3 - t_n) = -\lambda_n \frac{\partial t_n}{\partial x} \quad (4.43)$$

індекс 1 відповідає першому шару з боку приміщення; індекс n-зовнішньому (останньому шару). На стику між матеріальними шарами теплові потоки і температури рівні (умови IV роду).

$$t_i = t_{i+1} \quad (4.44)$$

$$\lambda_i \frac{\partial t_i}{\partial x} = \lambda_{i+1} \frac{\partial t_{i+1}}{\partial x} .$$

Завдання полягає у визначенні гасіння коливань температури в товщі і на поверхнях огороження. Диференціальні рівняння теплопровідності (4.44) вирішуються методом розділу змінних [33,178,179]

$$t_i(x, \tau) = X(x) T(\tau) \quad (4.45)$$

Підстановка (4.45) у (4.41) дає

$$\frac{1}{a_i} \frac{T'(\tau)}{T(\tau)} = \frac{X''(x)}{X(x)} \quad \left(a_i = \frac{\lambda_i}{c_i \rho_i} \right) \quad (4.46)$$

оскільки ліва частина (4.46) є функцією тільки змінної τ , а права - змінної x , то це можливо тільки якщо кожна з цих частин є постійною величиною, тобто

$$\frac{1}{a_i} \frac{T'(\tau)}{T(\tau)} = \frac{X''(x)}{X(x)} = -\psi^2 \text{ (const)} \quad (4.47)$$

або $T'(\tau) + a_i \psi^2 T(\tau) = 0 \quad (4.48)$

$$X''(x) + \psi^2 X(x) = 0 \quad (4.49)$$

Рішенням рівняння (4.48) є

$$T(\tau) = \exp(a_i \psi^2 \tau) \quad (4.50)$$

Постійна ψ^2 повинна бути обрана так, щоб шукана залежність $T(\tau)$ була б періодичною функцією часу, тому

$$\psi^2 = \frac{i\omega}{a_i}, \quad (4.51)$$

причому період коливань температурного поля всередині огороження повинен дорівнювати періоду T коливань зовнішнього середовища, тобто

$$\omega = \frac{2\pi}{T}, \quad i \quad \psi^2 = \frac{2\pi i}{a_i T}. \quad (4.52)$$

Рішення рівняння (4.47) мають вигляд :

$$X(x) = C_1 \operatorname{ch} \psi x + C_2 \operatorname{sh} \psi x. \quad (4.53)$$

Постійні C_1 і C_2 для кожного шару знайдемо з граничних умов. Таким чином, розподіл температури по товщині кожного шару-

$$t_i(x, \tau) = (C_1 \operatorname{ch} \psi x + C_2 \operatorname{sh} \psi x) \exp(a_i \psi^2 \tau), \quad (4.54)$$

а тепловий потік -

$$-q(x, \tau) = \lambda_i \frac{\partial t_i}{\partial x} = S \sqrt{i} \cdot (C_1 \operatorname{sh} \psi x + C_2 \operatorname{ch} \psi x) \exp(a_i \psi^2 \tau), \quad (4.55)$$

тут

$$S_i = \sqrt{\frac{2\pi c_i \rho_i \lambda_i}{T}}. \quad (4.56)$$

Величина S називається коефіцієнтом теплосасвоєння шару матеріала.

Прийнявши $x = 0$ на внутрішній поверхні огороження, одержимо

$$t_1(0, \tau) = C_1 \exp(a_1 \psi^2 \tau), \quad (4.57)$$

де C_1 є амплітуда коливань температури на внутрішній поверхні огороження тобто

$$t_1(0, \tau) = A_{q1} \exp\left(\frac{2\pi i}{T} \tau\right), \quad (4.58)$$

якщо за початковий момент прийняти час максимуму температури в перетині $x=0$. Тепловий потік на внутрішній поверхні $x = 0$ дорівнює

$$q_i(0, \tau) = S \sqrt{i} C_2 \exp\left(\frac{2\pi i}{T} \tau\right), \quad (4.59)$$

тут множник $A_{q1} = C_2 S \sqrt{i}$ - відповідає амплітуді коливання теплового потоку з урахуванням початкової фази. Не обмежуючи загальності міркувань можна прийняти для температури внутрішнього середовища $t_n = 0$, тоді умова (4.41) запишеться у вигляді

$$q_1(0, \tau) = \alpha_B t_1(0, \tau). \quad (4.60)$$

Звідси випливає, що

$$q_1(0, \tau) / t_1(0, \tau), \quad (4.61)$$

тобто відношення q_1 / t_1 при $x = 0$ є постійна величина, рівна дійсному числу α_B - коефіцієнту теплообміну, а тому коефіцієнт α_B дорівнює також і відношенню амплітуд

$$\alpha_B = A_{q1} / A_{t1}. \quad (4.62)$$

При теплообміні на внутрішній поверхні бувають задані не температури або теплові потоки, а відношення цих величин. У цих випадках вводиться показник-коефіцієнт теплосвоєння поверхні Y . У загальному випадку його величина дорівнює

$$Y(x, \tau) = q(x, \tau) / t(x, \tau). \quad (4.63)$$

Величина $Y(x, \tau)$, так само як q і t є комплексною, а модуль $|Y|$ дорівнює

$$Y_M = |Y| = A_{qi} / A_{ti}, \quad (4.64)$$

і аргумент $\arg(Y) = \varepsilon$ - випередженню по фазі тепловим потоком ε_q температури ε_t у перетині x $\varepsilon(x) = \varepsilon_q(x) - \varepsilon_t(x)$

Для внутрішньої поверхні при $x = 0$

$$Y_M(0) = \alpha_B, \quad \varepsilon(0) = 0. \quad (4.65)$$

Користуючись виразами (4.64) і (4.65), можна записати для першого шару

$$Y(x) = S\sqrt{i} \frac{\operatorname{sh}\psi x + \frac{C_2}{C_1} \operatorname{ch}\psi x}{\operatorname{ch}\psi x + \frac{C_2}{C_1} \operatorname{sh}\psi x} = S_1\sqrt{i} \frac{\operatorname{th}S_1R\sqrt{i} + \frac{Y(0)}{S_1\sqrt{i}}}{1 + \frac{Y(0)}{S_1\sqrt{i}} \operatorname{th}S_1R\sqrt{i}}, \quad (4.66)$$

тут зроблена заміна $\psi x = S_1R\sqrt{i}$, де R - термічний опір $R_1 = \frac{x}{\lambda_1}$ матеріалу першого шару товщиною x .

У подальших розрахунках зручною характеристикою розглянутого процесу теплопередачі є так називаний показник гасіння температурних

коливань $v(x)$. Його величина показує, у скільки разів згасають температурні коливання, пройшовши шар матеріалу від перетину x до $x = 0$ (у першому шарі). Відношення $v(x)$ дорівнює (4.58)

$$v(x) = \frac{t(x, \tau)}{t(0, \tau)} = \operatorname{ch}\psi x + \frac{Y(0)}{S_1 \sqrt{i}} \operatorname{sh}\psi x, \quad (4.67)$$

$$\text{або} \quad v(x) = \exp(S_1 R_1 \sqrt{i}) \cdot \frac{S_1 \sqrt{i} + Y(0)}{S_1 \sqrt{i} + Y(x)}. \quad (4.68)$$

Для визначення $Y(x)$ і $v(x)$ у довільному перетині x першого шару, як видно з (4.66) і (4.67), необхідно задати лише одну граничну умову у вигляді коефіцієнта теплосвоєння $Y(0)$ на границі $x=0$. За допомогою рівняння (4.65), можна визначити коефіцієнт теплосвоєння Y_1 на поверхні першого шару, що граничить із другим шаром. Приймавши Y_1 як граничну умову для другого шару, можна розрахувати коефіцієнт теплосвоєння Y_2 по (4.66) і згасання коливань v_2 по (4.68) на границі із шаром 3. Переходячи в такий спосіб від шару до шару, можна зробити розрахунок для останнього шару, що закінчується зовнішньою поверхнею огороження.

Величини Y_i і v_i для всіх шарів, у тому числі й останнього, як видно з приведених міркувань, залежать тільки від однієї граничної умови $Y(0)$ на внутрішній поверхні огороження і від їх теплофізичних властивостей. Формули (4.66) і (4.68) можна записати в загальному вигляді для довільного шару k , якому передує шар $k-1$ (відлік шарів починається від внутрішньої поверхні багат шарового огороження)

$$Y_k = \frac{S_k \sqrt{i} \operatorname{th} S_k R_k \sqrt{i} + Y_{k-1}}{1 + \frac{Y_{k-1}}{S_k \sqrt{i}} \operatorname{th} S_k R_k \sqrt{i}}, \quad (4.69)$$

$$v_k = \exp(S_k R_k \sqrt{i}) \cdot \frac{S_k \sqrt{i} + Y_{k-1}}{S_k \sqrt{i} + Y_k}. \quad (4.70)$$

Для визначення показника гасіння температурних коливань v_n при переході від зовнішнього повітря до зовнішньої поверхні огороження можна скористатися граничною умовою (4.42) і коефіцієнтом теплосасвоєння Y_n на зовнішній поверхні. З умови $x=0$ на внутрішній поверхні

$$\alpha_3 \cdot (t_3 - t_n) = q_3, \quad (4.71)$$

$$Y_3 = \frac{q_3}{t_n} = \alpha_3 \left(\frac{t_3}{t_n} - 1 \right) = \alpha_3 (v_3 - 1) \quad (4.72)$$

$$v_3 = \frac{t_3}{t_n} = 1 + \frac{Y_3}{\alpha_3}. \quad (4.73)$$

Гасіння коливань у всій товщі багатошарового огороження v визначається як добуток згасань в окремих шарах і при переході від зовнішнього повітря до поверхні:

$$v = \prod_{k=1}^n v_n v_k. \quad (4.74)$$

Таким чином, маючи за умовами задачі дані про коливання температури зовнішнього середовища, коефіцієнти теплообміну α_3 і α_b і всі характеристики самого огороження, за допомогою коефіцієнтів гасіння можна розрахувати зміни температури в будь-якому шарі огороження.

Отримані аналітичні залежності не є громіздкими, але для їхнього застосування в інженерній практиці необхідно використовувати властивості аналітичних функцій комплексного перемінного.

На практиці при дослідженні теплостійкості багатошарових огорожуючих конструкцій користуються наближеними методами, що значно спрощують процедуру розрахунків. Наближені формули для визначення теплосасвоєння Y_n базуються на наступних наближеннях для модуля й аргументу функції $\text{th}(RS\sqrt{i})$. На рис. 4.8 приведені значення модуля й аргументу функції $\text{th}(RS\sqrt{i})$.

З рис. 4.8 видно, що при $RS < 1$ модуль функції приблизно дорівнює RS :

$$\text{mod}(\text{th}(RS\sqrt{i})) \approx RS, \quad RS < 1. \quad (4.75)$$

При $R \cdot S > 1$ модуль функції близький до 1

$$\text{mod} (\text{th} (R \cdot S \sqrt{i})) \approx 1$$

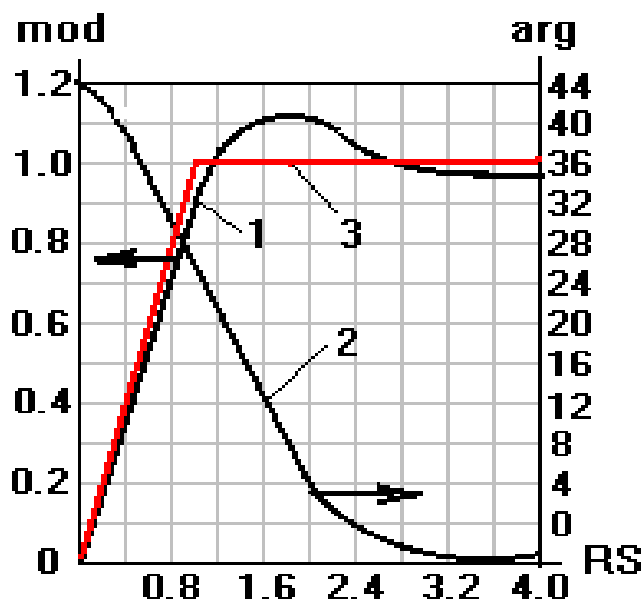


Рис. 4.8 Графік зміни модуля (1) і аргументу (2) функції $\text{th} (R \cdot S \sqrt{i})$ і наближена залежність (3), в інженерному методі.

В той же час значення самої функції стає близьким до одиниці (модуль - 1.0, аргумент- 0) тільки при значеннях $R \cdot S > 3$. У наближених формулах S і Y вважаються дійсними числами, рівними відношенню амплітуд відповідних теплових потоків і температур. Якщо прийняти ці допущення, то при $R_k S_k < 1$ формула (4.69) може бути перетворена в наступну

$$Y_k = \frac{S_k^2 R_k + Y_{k-1}}{1 + Y_{k-1} R_k} . \quad (4.76)$$

Шари матеріалу з тепловою інерцією огорожуючої конструкції D , $D_k = R_k S_k < 1$ називаються «тонкими».

Для «товстих» шарів $D_k = R_k S_k > 1$ подібне перетворення дає

$$Y_n = S_n \quad (4.77)$$

Найбільшу помилку наближена формула (4.76) дає при визначенні Y для внутрішнього шару огороження. Однак у більшості випадків наближені формули мають точність, достатню для інженерних розрахунків.

4.4.2. Інженерний метод розрахунку теплостійкості

Інженерний метод розрахунку теплостійкості огорожень базується на тих теоретичних положеннях, що викладені в попередньому підрозділі.

Приведемо тут основні формули розрахунку теплостійкості огорожень, що широко застосовуються в інженерній практиці будівельної теплофізики [33,193, 194,195].

Амплітуду коливань температури внутрішньої поверхні огорожуючихх конструкцій A_t , °С, визначають за формулою

$$A_t = \frac{A_t^{poz}}{\nu}, \quad (4.78)$$

A_t^{poz} - розрахункова амплітуда коливань температури зовнішнього повітря, °С;

ν - величина показника гасіння розрахункової амплітуди коливань температури зовнішнього повітря A_t^{poz} в огороженні.

Розрахункову амплітуду коливань зовнішнього повітря A_t^{poz} визначають за формулою

$$A_t^{poz} = 0,5 A_t + \frac{P \cdot (I_{max} - I_{cp})}{\alpha_3}, \quad (4.79)$$

де A_t – максимальна амплітуда добових коливань температури зовнішнього повітря в найспекотніший місяць року, °С ;

P - коефіцієнт поглинання сонячної радіації матеріалом зовнішньої огорожуючої поверхні ;

I_{max} , I_{cp} - відповідно максимальне і середнє значення сумарної сонячної радіації для зовнішніх поерхонь огороження, Вт / м²

;

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої огорожуючої конструкції, Вт / (м² К).

Величину гасіння розрахункової амплітуди коливань температури зовнішнього повітря v огорожуючої конструкції, визначають за формулою

$$v = 0,9 \exp\left(\frac{D}{\sqrt{2}}\right) \frac{(s_1 + \alpha_B)(s_2 + Y_1) \dots (s_n + Y_{n-1})(\alpha_3 + Y_n)}{(s_1 + Y_1)(s_2 + Y_2) \dots (s_n + Y_n)\alpha_3}, \quad (4.80)$$

D - теплова інерція огорожуючої конструкції, визначена за

формулою $D = \sum R_k \cdot s_k$ ($R_k = \frac{\delta_k}{\lambda_k}$ - термічний опір k -го шару огороження)

;

$s_k = 0,51 \sqrt{c_k \rho_k \lambda_k}$ - коефіцієнти теплозасвоєння матеріалу окремих шарів огорожуючої конструкції, Вт / (м² К) ;

Y_k - - коефіцієнти теплозасвоєння зовнішньої поверхні окремих шарів огорожуючої Вт / (м² К).

Порядок нумерації шарів у формулі (4.80) прийнятий в напрямку від внутрішньої поверхні до зовнішньої.

Для визначення коефіцієнту теплозасвоєння Y_k зовнішніх поверхонь окремих шарів заздалегідь обчислюють теплову інерцію $D_k = R_k \cdot s_k$ кожного шару. Коефіцієнт теплозасвоєння зовнішньої поверхні шару Y_k з тепловою інерцією $D_k \geq 1$ слід приймати рівним коефіцієнту теплозасвоєння s_k матеріалу цього шару конструкції, тобто $Y_k = s_k$.

Коефіцієнт теплозасвоєння зовнішньої поверхні шару Y_k з тепловою інерцією $D_k < 1$ визначають розрахунком, починаючи з першого шару рахуючи від внутрішньої поверхні багат шарової конструкції, за формулами:

а) для першого шару:

$$Y_1 = \frac{R_1 s_1^2 + \alpha_B}{1 + R_1 \alpha_B}. \quad (4.81)$$

б) для k -го шару:

$$Y_k = \frac{R_k s_k^2 + Y_{k-1}}{1 + R_k Y_{k-1}}. \quad (4.82)$$

Розрахунок теплостійкості огороження для модульного плодоовочесховища ємності 100 т (рис.4.7). Теплова інерція огороження для стіни $D = \sum D_i = 5,9739$, для покривлі $D = \sum D_i = 8,5979$.

Коефіцієнти теплосвоєння зовнішньої поверхні матеріальних шарів огороження визначаються за формулами (4.44) і (4.45).

Отримано : для стіни

$$Y_1 = 17,89 \text{ Вт / (м}^2\text{К) , } Y_2 = 0,740 \text{ Вт / (м}^2\text{К) ,}$$
$$Y_3 = 37,37 \text{ Вт / (м}^2\text{К) , } Y_4 = 1,788 \text{ Вт / (м}^2\text{К) .}$$

В результаті коефіцієнт гасіння амплітуди і величина амплітуди коливань температури на внутрішній поверхні для розглянутого огороження відповідно рівні:

$$v = 999,27 \text{ , } A_\tau = 0,021 \text{ }^\circ\text{C ;}$$

для покриття

$$Y_1 = 8,60 \text{ Вт / (м}^2\text{К) , } Y_2 = 25,72 \text{ Вт / (м}^2\text{К) , } Y_3 = 31,92 \text{ Вт / (м}^2\text{К) ,}$$
$$Y_4 = 0,291 \text{ Вт / (м}^2\text{К) , } Y_5 = 1,922 \text{ Вт / (м}^2\text{К) .}$$

У результаті коефіцієнт гасіння амплітуди і величина амплітуди коливань температури покриття для розглянутого огороження відповідно рівні:

$$v = 5916,8 \text{ , } A_\tau = 0,0035 \text{ }^\circ\text{C .}$$

Отримані величини амплітуд температурних коливань на внутрішній поверхні огорожуючих конструкцій холодильної камери, мають значення

$A_\tau = 0,021 \text{ }^\circ\text{C}$ и $A_\tau = 0,0035 \text{ }^\circ\text{C}$ ніяким чином не позначаються на лежкоздатності плодоовочевої продукції, оскільки допустимими значеннями амплітуд зміни камерної температури при зберіганні є величина $A_\tau = \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$

5. ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ ОПТИМІЗАЦІЇ СУМАРНОЇ ВАРТОСТІ ТЕПЛООВОГО ЗАХИСТУ ПРИМІЩЕНЬ ТА КЛІМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Практичне рішення задачі підвищення ефективності систем кондиціонування повітря залежить від математичного моделювання кліматичного режиму об'єкта, що дозволяє за короткий відрізок часу при невеликих витратах отримати значення цільової функції для варіантів комплектів обладнання спільно з варіантами теплового опору огорожень за час нормативного терміну експлуатації. В результаті повинні бути отримані терміни окупності варіантів енергозберігаючого обладнання і величини економії, отриманої після досягнення моменту окупності до закінчення нормативного терміну [1].

Необхідно відзначити, що енергозбереження найбільш ефективно, якщо воно проводиться на всіх стадіях життєвого циклу об'єкта. від вибору на етапі проектування кліматичного обладнання та величини теплового опору огорожень, опрацювання доцільності використання поновлюваних джерел енергії, об'єктивного і висококваліфікованого енергоаудиту за результатами першого року експлуатації і енергоменеджменту до моменту капітальної модернізації об'єкта або його повної зупинки перед утилізацією обладнання [1, 3.11].

У цьому ключі за результатами першого року експлуатації бажано порівняти витрати електроенергії за лічильником з результатами розрахунків, що зумовили вибір енергозберігаючого обладнання і співвідношення витрат на пасивні (огорожі) і активні (обладнання) засоби забезпечення мікроклімату об'єкта.

За результатами додаткового математичного моделювання, з урахуванням фактичних витрат енергії за перший рік роботи, можуть бути

прийнятті рекомендації, наприклад, по установці додаткового енергозберігаючого обладнання, посилення теплоізоляції огорожень, скорочення періоду між чистками фільтра і т.д.

З огляду на вищевикладене, нами запропонована і протестована наступна цільова функція спільної оптимізації теплового захисту об'єкта (теплового опору огорожень приміщення), в якому забезпечується заданий мікроклімат, і продуктивності енергозберігаючого кліматичного обладнання активної системи забезпечення цього мікроклімату. Цільова функція спільної оптимізації сумарної вартості теплової захисту приміщень та кліматичного обладнання, цілий рік забезпечують заданий мікроклімат.

Розроблена цільова функція є різницею початкових додаткових інвестицій в енергозберігаюче обладнання і додатковий тепловий захист і економії за 7 років експлуатації, отриманої від цього обладнання і посилення теплового захисту, яка забезпечує мінімум затрат [143,157]

$$Prf = \min \left[\Delta P_{st} + P_{esob} - \sum_{i=1}^T \frac{\Delta Qg}{(1+d-R)^i} \right] \quad (5.1)$$

Цільову функцію (P_{tf} - target function) для спільної оптимізації пропонуємо визначати з урахуванням можливої зміни вартості електроенергії та коефіцієнта дисконтування валюти.

ΔP_{st} - додаткова вартість утеплення зовнішніх огорожень з метою посилення теплового захисту приміщень із заданим мікрокліматом (це може бути одна зовнішня стіна або всі стіни зовнішні стіни для отдельностоящего об'єкта) [5];

P_{esob} - витрати на покупку і установку в систему енергозберігаючого обладнання (наприклад: рекуператора або всього комплекту енергозберігаючого обладнання об'єкта);

i - номер року після введення в експлуатацію енергозберігаючого обладнання;

ΔQ_g - річна економія вартості споживаної електроенергії в результаті використання енергозберігаючого обладнання і посилення теплозахисту об'єкта (розраховується за середньомісячним температур зовнішнього середовища), кВт;

d - річний коефіцієнт дисконтування національної валюти

R - коефіцієнт річного зростання вартості кВт * години.

$pe1$ - вартість кВт години електроенергії з ПДВ

Цільова функція (5.1) має універсальний характер і може бути виконана для визначення терміну окупності.

Термін розрахункової експлуатації $T=7$ років пропонується для подальшого обговорення. Прийнято вважати, що термін окупності енергозберігаючого обладнання, дорівнює терміну гарантії на це обладнання 2-4 роки, а термін отримання прибутку після терміну окупності, що дорівнює початковим інвестиціям в енергозберігаючі заходи, з урахуванням коефіцієнта дисконтування в межах 3-5 років. Використовувати термін служби на обладнання вентиляції та кондиціонування 15-20 років, наведений в ДБН В.2.5-67: 2013, в цільовій функції (5.1) нераціональний.

Ця оціночна методика може бути використана для спільного вибору агрегату припливно-витяжної вентиляції з рекуперацією, інверторного кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування. При необхідності на стадії робочого проекту може бути виконаний перевірочний уточнений розрахунок, а за підсумками першого року експлуатації звірка уточнюючого розрахунку з витратою електроенергії за лічильником. В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів

теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції (5.1).

При цьому доцільна економічна товщина ізоляції розраховується за наведеними формулами.

Економічно-доцільний опір теплопередачі $R_{0}^{ек}$, $(m^2 \cdot C_k) / Wt$, захисної конструкції слід приймати, виходячи з умови забезпечення найменших зведених витрат Π , грн/ m^2 , який визначається за формулою

$$\Pi = C_d + \frac{(t_3 - t_B) \cdot Z_3 \cdot m \cdot C_T \cdot l_T}{R_0^{ек} E_{н.п}}, \quad (5.2)$$

де C_d – одноразові витрати (собівартість будівельно-монтажних робіт, грн/ m^2). При визначенні приведених витрат по формулі (4.7) допускається одноразові витрати C_d визначати без врахування накладних витрат і планових накопичень. При розробці типових проектів C_d слід визначати для умов, встановлених чинними інструкціями для визначення кошторисної вартості будівництва і типових проектів.

Розглянемо розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції багатошарової теплозахисної конструкції з точки зору найменших приведених витрат [19]. Для цього визначимо явну залежність зведених витрат від товщини шару ізоляції $\Pi = \Pi (d_{із})$.

Передусім, одноразові витрати C_d є лінійною функцією товщини термоізоляції

$$C_d = C_o + C_{із} d_{із} \quad (5.3)$$

тут C_o - постійні одноразові витрати, які не залежать від вартості шарів, грн/ m^2 ; $C_{із}$ – вартість теплової ізоляції, грн/ m^3 .

З іншого боку, опір теплопередачі багатошарового огороження з термоізоляцією визначається за формулою (4.5).

Позначимо

$$R_s = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_3} + \sum R_{к.с}, \quad (5.4)$$

$$\text{тоді} \quad R_o^{ек} = R_s + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \quad (5.5)$$

В результаті, зведені витрати визначаються наступною залежністю

$$\Pi = \Pi (T_{i3}^{м.}) = C_{Д} = C_o + C_{i3} T_{i3}^{м.} + \frac{S \lambda_{i3}}{R_s \cdot \lambda_{i3} + \delta_{i3}}, \quad (5.6)$$

де величина $S = \frac{(t_3 - t_B) Z_H m C_T l_T}{E_{н.п}}$

З умови мінімальності зведених витрат $\frac{\partial \Pi}{\partial \delta_{i3}} = 0$ знаходимо

$$\delta_{i3}^{ек} = \sqrt{\frac{S \cdot \lambda_{i3}}{C_{i3}}} - R_s \cdot \lambda_{i3} \quad (5.7)$$

Основним джерелом збурення технологічних (оптимальних) режимів зберігання є теплоприпливи через огороження. Тому огорожуючі конструкції, із шарами теплоізоляції необхідно включити до складу охолоджувальної системи, щоб розрахувати економічно-доцільну товщину теплоізоляції з урахуванням системи повітророзподілення в камері зберігання.

Визначення величин терміну окупності і цільової функції при використанні рекуператорів по середньомісячним температур визначається за кожний місяць.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити енергоефективне обладнання багатозональних систем кондиціонування повітря при рахуванні чинників та параметрів оптимізації.

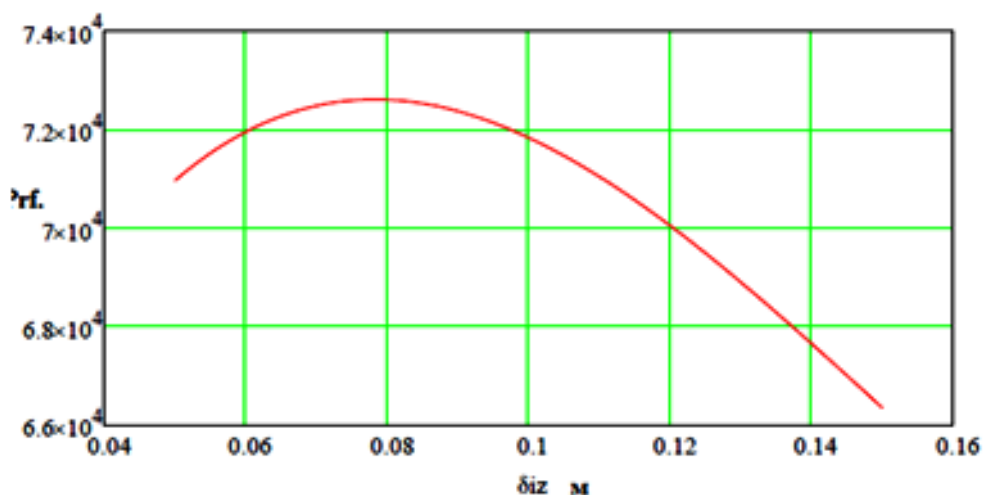


Рис. 5.1. Залежність величини економії за 7 років експлуатації товщини теплоізоляції стіни теплоізоляції стіни

Приведена оптимізація теплового захисту огороження приміщення, інверторного кондиціонера.

Були проведені експериментальні дослідження з визначенням температурних полів на модульній системі VRF-системі при різних підтримках температур в приміщенні за допомогою тепловізору TESTO 881, які підтвердили запропоновані результати за моделлю. Абсолютна погрішність склала 0,4%.

вартість обладнання. При неповному завантаженні комплексу найкраще використовувати частотний регулятор швидкості і автоматику з функцією розкладу. Дослідним шляхом встановлюється завантаження комплексу протягом дня і задається потрібний витрата повітря протягом дня.

Висновки розділу

Проведений аналіз літературних джерел по питанням комплексної мультizonальної VRF системи кондиціонування повітря дає можливим зробити висновки:

1. В якості базової моделі СКП обираємо комплексну мультizonальну VRF систему кондиціонування повітря, окрему увагу треба приділити типу кондиціонерів, температурі та вибору фільтрів для нього.

2. Створення оптимізованої мультизональної системи кондиціонування повітря повинно базуватися на розрахунку процесів кондиціонування повітря, вибіру розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря, розрахунку теплопритоків і вологопритоків.

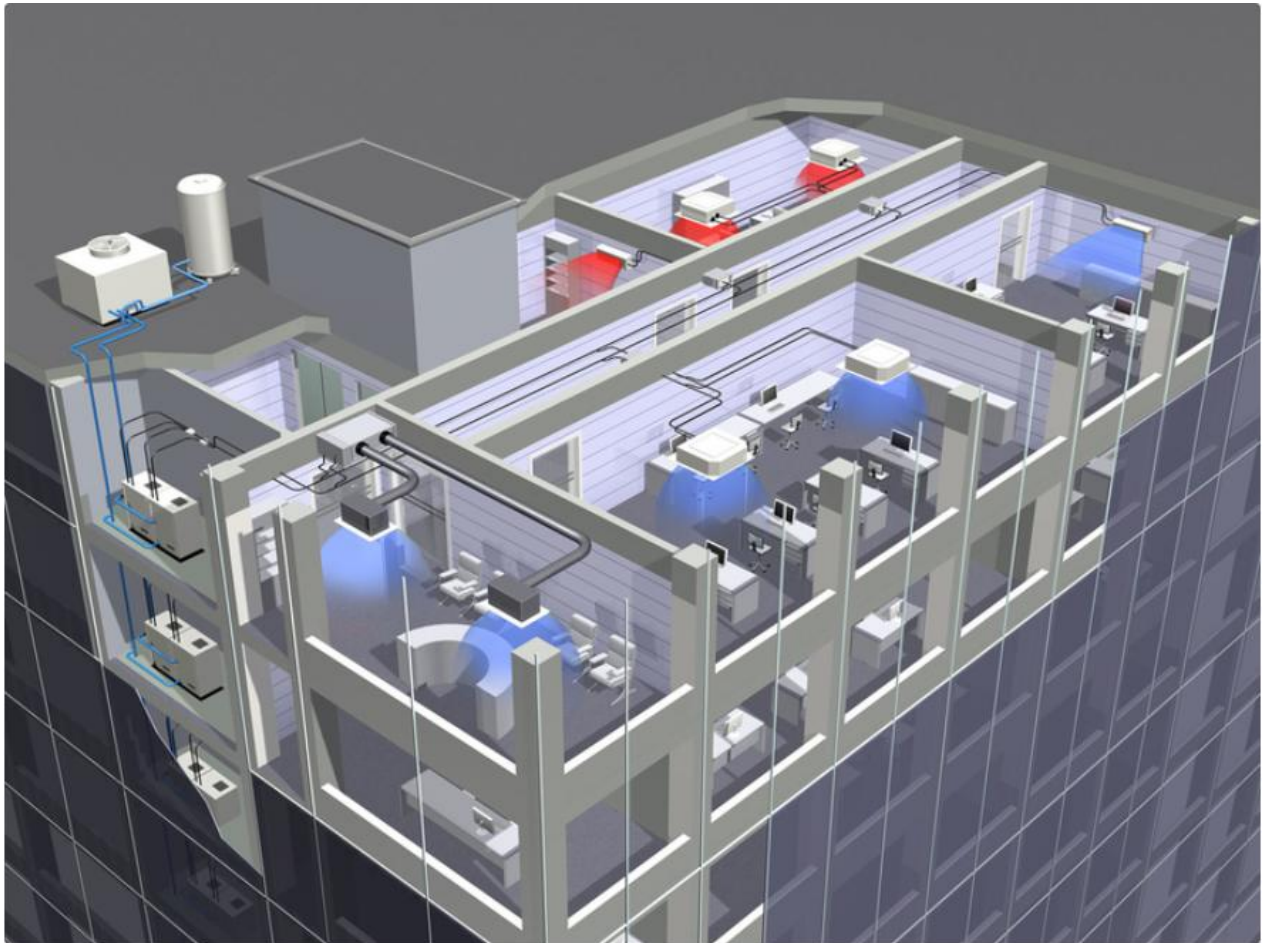


Рис.11. Приклад розподілення мультизональної VRF системи

Економія електроенергії і оптимальні умови роботи

Щоб досягти оптимальних показників роботи системи кондиціонування, слід дотримуватися певних правил.

- Вибирайте правильний напрямок повітряного потоку, уникаючи прямого впливу струменя повітря на знаходяться в приміщенні людей.

- При установці температури повітря в приміщенні намагайтеся забезпечити найбільш комфортні умови. Уникайте переохолодження або перегріву.
- При роботі системи в режимі охолодження не допускайте попадання в приміщення прямих сонячних променів, використовуйте фіранки або жалюзі.
- Періодично провітрюйте приміщення. При інтенсивному використанні кондиціонера вентиляції слід приділяти особливу увагу.
- Тримайте вікна і двері закритими. Якщо вони відкриті, циркуляція повітря знизить ефективність охолодження або нагрівання приміщення.
- Не слід переохолоджувати і перегрівати приміщення. З метою економії електроенергії підтримуйте температуру на середньому рівні.

Рекомендована температура

При охолодженні	26-28 °С
При нагріванні	20-24 °С

- Ніщо не повинно перешкоджати входу повітря в блок і виходу повітря з нього. В іншому випадку ефективність кондиціонування знизиться або система взагалі перестане працювати.
- Вимкніть харчування кондиціонера, якщо він довго не використовується. Навіть непрацюючий кондиціонер споживає електроенергію. Перед запуском системи подайте на неї харчування за 6 годин до початку роботи – це створить найкращі умови для включення кондиціонера.
- Якщо на дисплеї відображається символ (пора очистити фільтр), для проведення цієї операції зверніться до кваліфікованих фахівців.
- .
- Не ставте під внутрішнім блоком предмети, які можуть бути пошкоджені водою. При вологості повітря понад 80% і при засміченні зливного отвору можливе утворення конденсату.

6. ФІЛЬТРАЦІЯ

У приточних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяють охоронити поверхню наступних технологічних блоків від забруднення пилом.

Робота повітряних фільтрів характеризується наступними показниками: ефективністю очищення, пилеємність, питомим повітряним навантаженням.

У кишенькових фільтрів поверхня фільтруючого матеріалу збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтра для проходження через нього повітря, що очищає. Розвиток фільтруючої поверхні дає можливість понизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

Як фільтрувальний матеріал у кишенькових фільтрах застосовуються полотна із гнучких зв'язаних волокон або матеріал з голкопробивним отворами.

Ступінь очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_M = ((C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}})/C_{\text{вх}}) \cdot 100\%. \quad (6.1)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішнім повітрі на вході у фільтр $C_{\text{вх}}$, мг/м³ характеризує початкову запыошеність.

Для чистого повітря $C_{\text{вх}} = 0,15$ мг/м³.

Обчислимо запыошеність приточного повітря на виході з кишенькового фільтра при $A_M = 80\%$

$$C_{\text{вих}} = C_{\text{вх}} - (A_M \cdot C_{\text{вх}})/100, \text{ мг/м}^3, \quad (6.2)$$

$$C_{\text{вих}} = 0,15 - (80 \cdot 0,15)/100 = 0,03 \text{ мг/м}^3.$$

Для оцінки пропускної здатності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_\phi, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2, \quad (5.3)$$

де F_{ϕ} – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, m^2 ;

$$УФ = 28800/18,6 = 1548,38 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2.$$

Обчислюємо час роботи фільтра

$$\tau_{\phi} = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{ВХ}} - C_{\text{ВЫХ}}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (5.4)$$

де L – витрата минаючі через фільтр повітря, що очищає, $m^3/\text{ч}$;

F_{ϕ} – фронтальна поверхня фільтруючого матеріалу, m^2 ;

$C_{\text{ВХ}}, C_{\text{ВЫХ}}$ – концентрація маси пилу до й після фільтра, mg/m^3 .

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{18,6}{[[0,15 - 0,03] \cdot 28800]} = 3067,7 \text{ ч}.$$

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ дней}, \quad (5.5)$$

$$\tau = \frac{3067,7}{8} = 383 \text{ дн}.$$

5.1. Підбір фільтрів.

У системах кондиціонування фільтри необхідні для очищення та видалення з повітря всіляких забруднень.

Від якості та функціональності фільтра багато в чому залежить його вартість. Але необов'язково вибирати найдорожчу універсальну модель. Досить визначитися з типом забруднень, усунення яких пріоритетнішою за все. Наприклад, для житлових приміщень актуальною буде фільтрація пилу і шерсті тварин, в кімнатах з підвищеною вологістю - спор цвілі, на виробництвах - токсичних речовин і т.д.

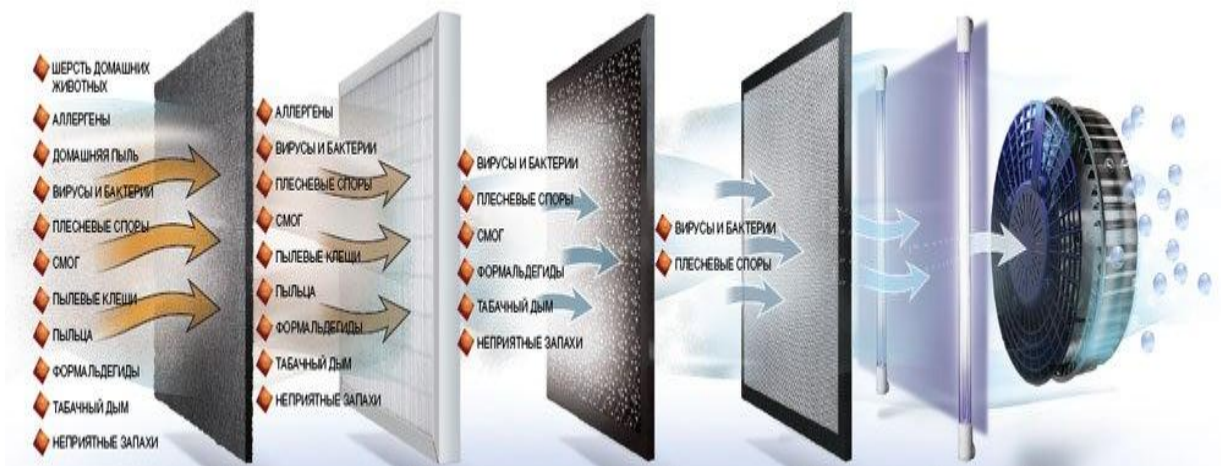


Рис.13. Різні види забруднень у повітрі

Фільтри грубої очистки

Механічне видалення забруднень з повітря за принципом дії схоже з ситом. Грубі фільтри затримують великі пилові частинки, пух і шерсть. Їх первинним завданням є захист внутрішніх деталей кондиціонера, що запобігає раптові поломки, а тільки потім - очищення повітря.

Механічні фільтри встановлюються за воздухозаборной ґратами, перешкоджаючи потраплянню в теплообмінник частинок пилу розміром більше 2 мкм. Вони затримують до 95% великих забруднень, що містяться в повітрі, що значно подовжує експлуатаційний термін обладнання. Щоб кондиціонер прослужив якомога довше, слід віддати перевагу моделі з якісним механічним фільтром. Для підтримки працездатності системи його досить періодично чистити від скупчуються забруднень. Стежити за станом фільтраційного елемента допомагає спеціальний індикатор. Він активується раз в 2-3 місяці, коли необхідно провести профілактичний догляд за фільтром. При цьому деякі моделі кондиціонерів продовжують працювати, а інші автоматично відключаються.

Також сучасні виробники кліматичної техніки випускають обладнання зі змінними грубими фільтрами. Нові встановлюються раз в 3-4 місяці, а старі можна викидати, щоб не відмивати їх від товстого шару пилу, що скупчився, вовни, ворсу і т.д.

Фільтри тонкого очищення

Тонке очищення повітря дозволяє видаляти дрібні частинки пилу до 1 мкм, а також хвороботворні бактерії, маслянисті і інші домішки. З огляду на спосіб і ступінь усунення забруднень, розрізняють кілька типів тонких фільтрів: полімерні, синтетичні, вугільні, електростатичні, ультрафіолетові, плазмові і нанофільтри. Виробники сучасної кліматичної техніки часто вдаються до установки відразу декількох типів в одному пристрої. Як правило, такі кондиціонери продаються за ціною, вищою за середню.

Фільтри для клімат-техніки виробляються на основі активованого вугілля. Їх часто називають дезодоруючими, так як вони відрізняються здатністю ефективно видаляти сторонні запахи. Дані елементи мають термін придатності, на який сильно впливають:

близькість автомобільних трас; екологічний фон регіону; розташування будівлі по відношенню до сторін світу; інші фактори.

Для ефективної роботи кліматичного обладнання зазвичай досить заміни фільтрів тонкого очищення кожні 4 місяці. Однак виробники продовжують займатися розробкою фільтруючих елементів, які служать набагато довше. Наприклад, ультрафіолетові здатні поступово відновлювати свої основні параметри під впливом УФ-променів.

Вугільні фільтри

Унікальні абсорбуючі властивості даних виробів дозволяють повністю очищати повітря від запаху сигарет, їжі, що готується і т.д. Один вугільний фільтр «працює» від 2,5 до 4 місяців.

Фільтри з антибактеріальним покриттям

Даний тип відрізняється специфічною обробкою, яка вбиває віруси, спори грибків і різні хвороботворні бактерії. Фільтраційні елементи, покриті антибактеріальною речовиною, мають тривалий експлуатаційний термін, оскільки мають ефект самоочищення.

Фільтри цеолітів (фотокаталізатори)

Основні діючі речовини таких фільтрів - активоване вугілля і двоокис титану. Остання під каталізує дією сонячного випромінювання здатна розщеплювати практично будь-яку органіку. Тому для очищення фільтру цеоліту досить помістити його на деякий час в добре освітлюється сонцем місце. Завдяки даним властивостям експлуатаційний термін виробів сягає 3-5 років. Вони не схильні до негативного впливу вологого середовища, оскільки виготовлені з водовідштовхувальних волокон.

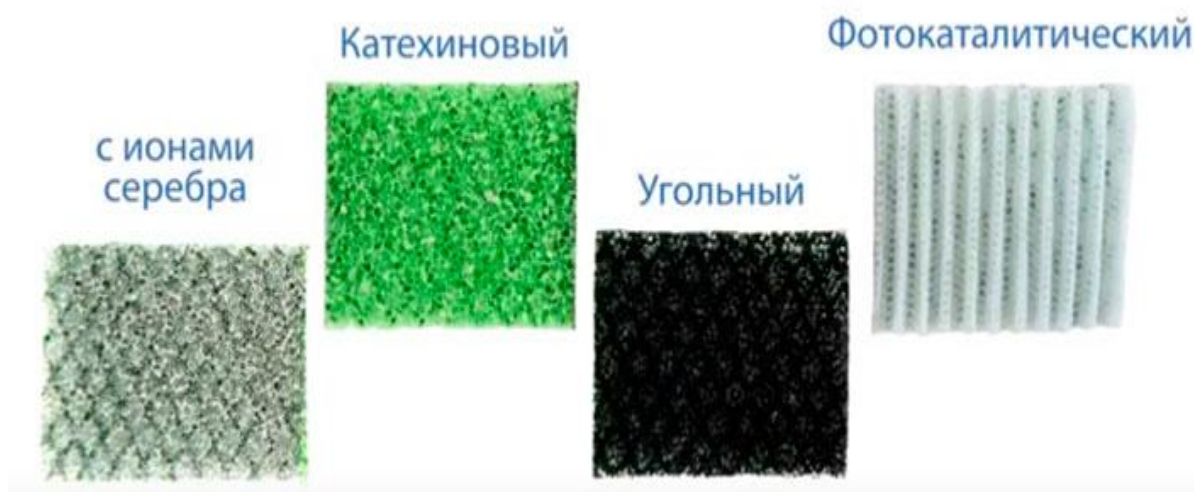


Рис.14. Види фільтрів

Катехинові фільтри

Речовина катехін є природний антисептик, у великій кількості міститься в чайному листі. Воно знезаражує повітря від вірусів і бактерій, а також усуває запахи їжі, що готується, сигаретного диму, поту та ін., Розщеплюючи їх до рівня нешкідливих з'єднань. Катехін нейтралізує хвороботворні мікроби, закриваючи собою шипи, якими вони чіпляються за здорову клітину, заражаючи її. В результаті цього вірус стає нездатним до паразитичного взаємодії з іншими організмами.

Фільтри «Васабі»

Васабі - це традиційна японська приправа, яка виготовляється з особливого сорту хрину, відомого своїми антибактерицидними властивостями. Фільтри, що мають в своєму складі невелику кількість даної речовини, ефективно знезаражують повітря, вбиваючи містяться в ньому віруси і бактерії.

Електростатичний фільтр

Дані вироби представляють собою комбінацію пластин і / або решіток, розміщених на деякій відстані один від одного. На них подається електричний струм, внаслідок чого виникає електричне поле. Від створюваного напруги (4800-5000 Вольт) в прохідному крізь фільтр повітрі гинуть всі віруси, шкідливі бактерії, пилові кліщі і т.д. Частинки пилу і інші фізичні домішки отримують іонний заряд (+ або -), а потім «примагнічується» до різнополюсно зарядженого фільтру.

Антиоксидантний фільтр

Антиоксиданти шкідливі для організму людини, тому дані фільтруючі елементи створені для їх знешкодження за допомогою особливого каталітичного покриття. Що використовується речовина відноситься до групи флавоноїдів, які особливим чином впливають на вільні радикали, перетворюючи їх в хімічно нейтральні з'єднання.

Генератор аніонів

Фільтри з аніонами пригнічують життєдіяльність цвілевих грибків, пилових кліщів і комах, перешкоджаючи їх розмноження. Також вони збирають частинки пилу з плюсовим зарядом, «приклеюючи» їх до «негативного» пластині.

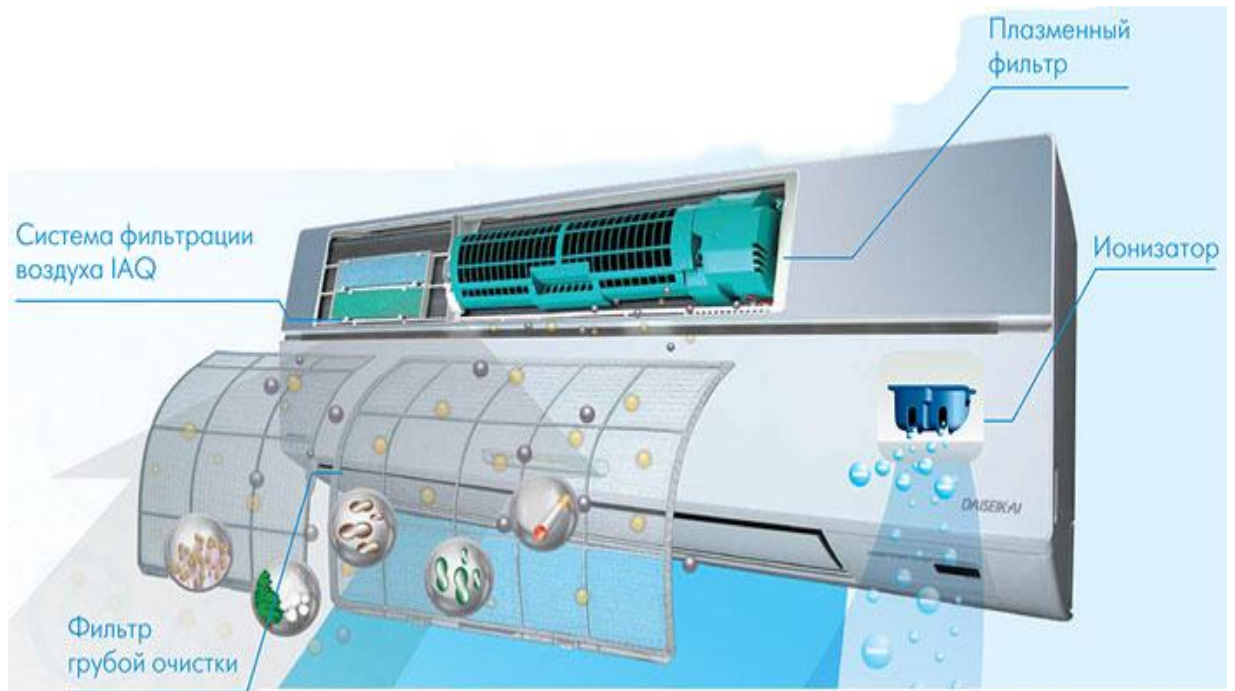


Рис.15. Приклад системи фільтрації

Особливості використання.

Найбільш універсальними є одноразові фільтри. Вони встановлюються в побутової клімат-техніці, комерційних і промислових системах кондиціонування. Матеріалом для їх виробництва служить звичайне або плісіроване скловолокно. Після закінчення експлуатаційного строку такі фільтри утилізуються. Вони не підлягають чищенню і повторного застосування.

Раціональність використання одноразових фільтруючих елементів обумовлена їх невисокою вартістю. Серед їхніх недоліків слід відзначити нетривалий термін служби і малу потужність.

Найбільшою ефективністю відрізняються електростатичні фільтри. Вони працюють за допомогою статичного заряду від електрики, тому при виборі слід враховувати, що витрата електроенергії і навантаження на електромережу збільшаться. Конструкційної особливістю електричних фільтрів є наявність попереднього елемента, що фільтрує. Він затримує великі пилові частинки і інші забруднення, що містяться в повітрі. Очищення таких фільтрів потрібно кожні 6 місяців.

Приймаємо фільтр з антибактеріальним покриттям, даний тип відрізняється специфічною обробкою, яка вбиває віруси, спори грибків і різні хвороботворні бактерії. Фільтраційні елементи, покриті антибактеріальною речовиною, мають тривалий експлуатаційний термін, оскільки мають ефект самоочищення, типу Y222P виробництва фірми «Danfoss» діаметром 40 мм, $kv = 23 \text{ м}^3/\text{ч}$.

$$\Delta P = \left(\frac{L}{K_v} \right)^2 \cdot 10^5 = \left(\frac{2,998}{23} \right)^2 \cdot 10^5 = 1700 \text{ Па.} \quad (5.1.1)$$

7 ОЦІНКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Для кожного місяця ми визначаємо:[4,7]

1. Потужність, яка необхідна для нагрівання без рекуператора припливного повітря до температури в приміщенні, Вт

$$N = \frac{L}{3600} \rho(t_{st}) \frac{dC(t_{sri}) + dC(t_x)}{2} (t_x - t_{sri})$$

t_{sri} , °C середньомісячна температура зовнішнього повітря,

2. Температуру припливного повітря після пластинчастого рекуператора, °C

$$t_{pi} = t_{sri} + \eta_{pi} (t_x - t_{sri})$$

3. Потужність, яка необхідна для нагрівання припливного повітря після пластинчастого рекуператора до температури в приміщенні, Вт

$$N = \frac{L}{3600} \rho(t_{st}) \frac{dC(t_p) + dC(t_x)}{2} (t_x - t_p)$$

4. Економію електроенергії, що витрачається на нагрівання припливного повітря при використанні пластинчастого рекуператора

$$E_{кри} = \frac{N_1 - N_{p1}}{1000} m \tau_s \cdot pel$$

τ_s , г / добу - тривалість роботи вентиляції на добу

m - кількість днів:

pel - ціна 1 (кВт год) електроенергії з ПДВ, грн

5. Сумарну річну економію витрат на електроенергію при використанні рекуператорів E_g .

$$Eg = \sum_{j=1}^{12} Eg_s$$

Визначення величин терміну окупності і цільової функції при використанні рекуператорів по середньомісячним температурам.

6. Термін окупності визначали з рівняння

$$\frac{Pesobi}{Egi + \frac{Egi}{(1+d-R)^2} + \frac{Egi}{(1+d-R)^3} + \frac{Egi}{(1+d-R)^4} XI} = 1$$

XI=Temp(XI) - частка останнього року окупності рекуператора до моменту повної окупності 7. Визначаємо значення цільової функції ΔPst за формулою - додаткову вартість утеплення огорожень з метою посилення теплового захисту приміщення з заданим мікрокліматом (ізоляція + установка), грн. так як з другого боку на оптимальні витрати впливає оптимальна товщина ізоляції.

Визначаємо строк окупності доцільно-економічної ізоляції методом кубічного сплайну визначаємо оптимальну товщину ізоляції.

В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції

Викоричтали оціночну методика для спільного вибору агрегату припливно-витяжної вентиляції з рекуперацією, інверторного кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування. При необхідності на стадії робочого проекту може бути виконаний перевірочний уточнений розрахунок, а за підсумками першого року експлуатації звірка уточнюючого розрахунку з витратою електроенергії за лічильником. В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів

теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції (5.1).

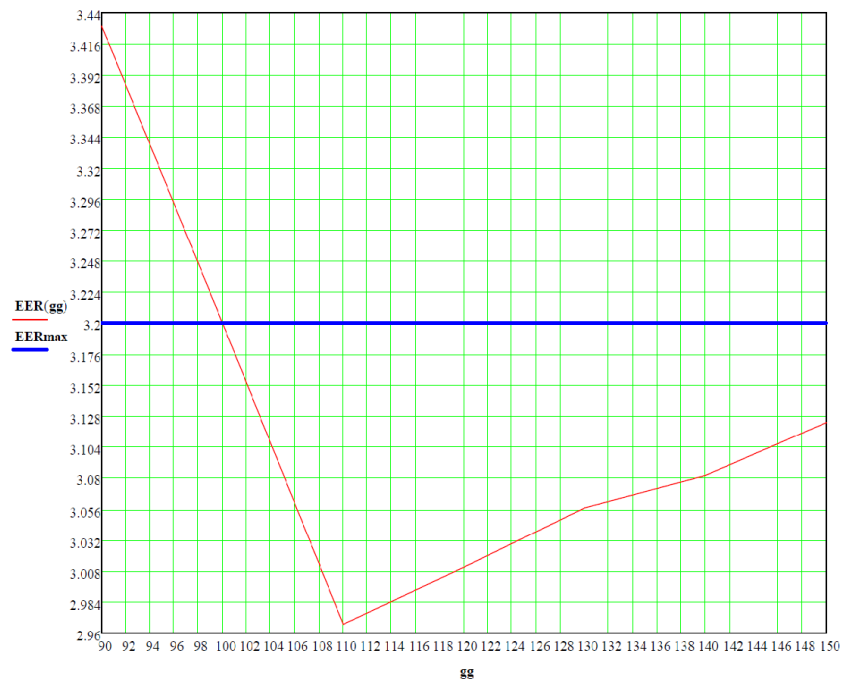


Рис.6.1 Залежність енергетичної ефективності роботи БСКП від сумарного індексу (сумарною номінальною холодопродуктивності в%) підключених внутрішніх блоків)

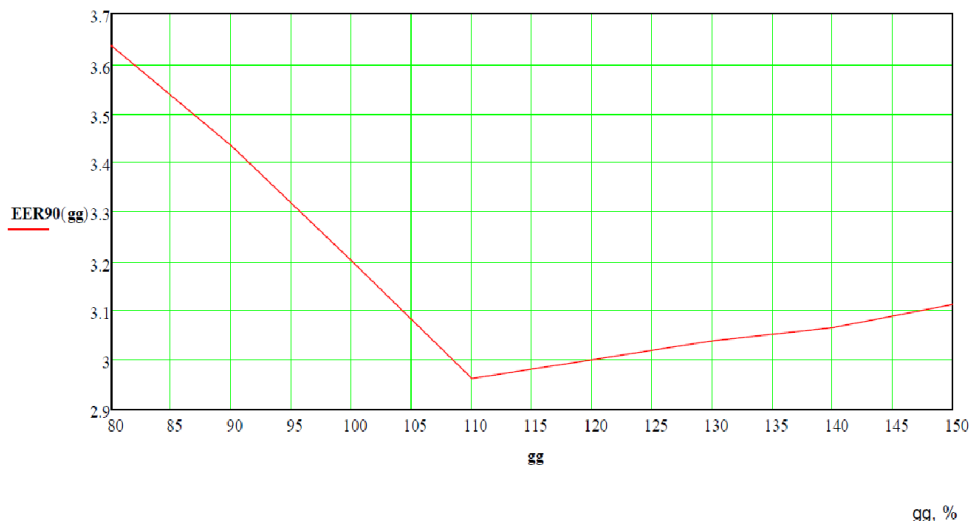


Рис.6.2 Залежність енергетичної ефективності роботи БСКП від сумарного індексу (сумарною номінальною холодопродуктивності) підключених внутрішніх блоків.

Графічне зображення залежностей фактичної потужності і холодопродуктивності від зовнішньої температури відповідає таблицями фірмових даних. З цих також видно, що при збільшенні температури

коефіцієнт енергетичної ефективності БСКП зменшується. Однак в сучасних програмах управління числами обертів компресора і температурою холодоагенту сезонне і річне споживання електроенергії буде значно нижче, ніж в системах без такого регулювання, тому сезонний коефіцієнт теплоефективності таких БСКП набагато вище.

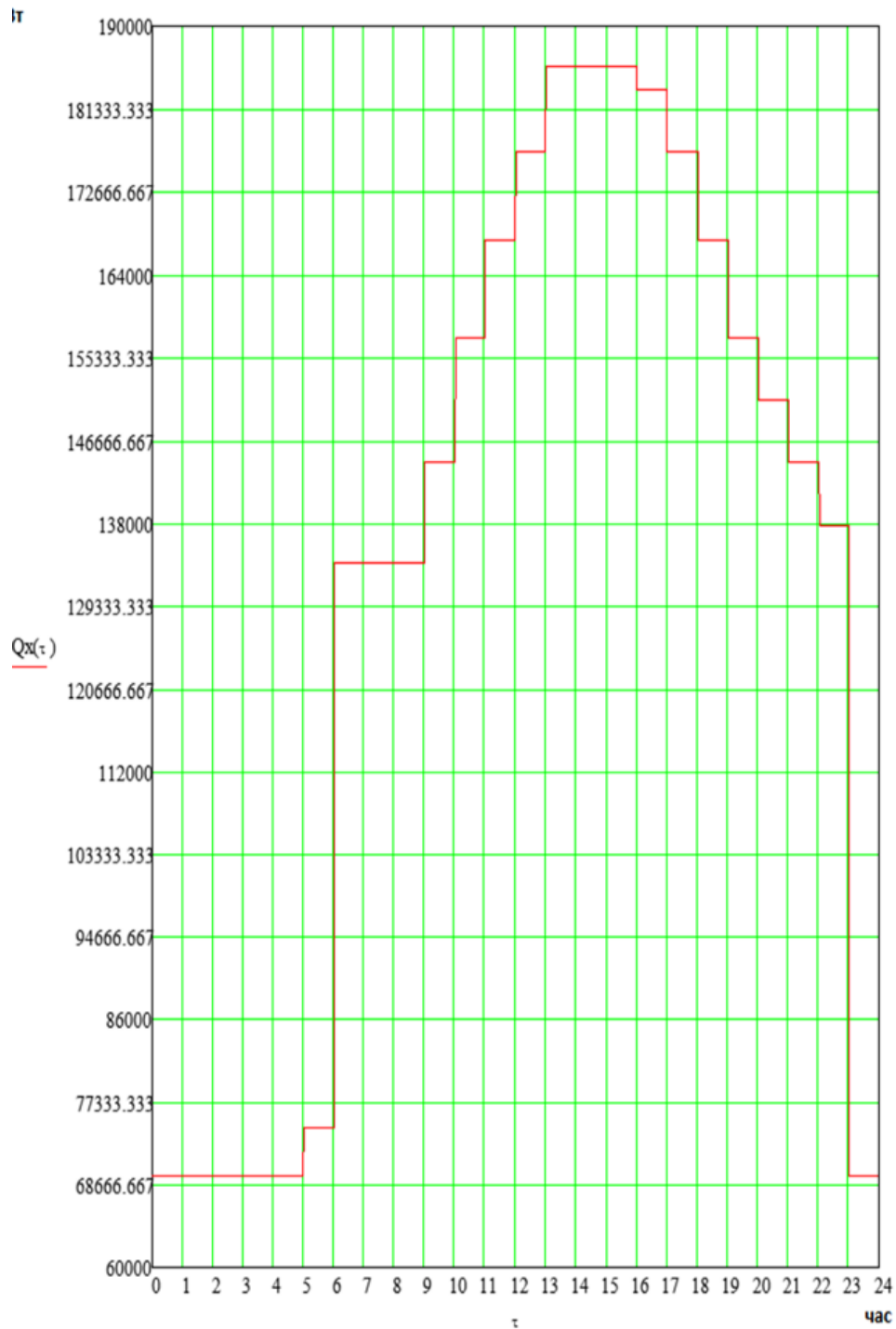


Рис. 6 3 Почасова холод видатність кондиціонера при підтримані заданої температури повітря $t = 22 \text{ C}$

Енергетичний баланс VRF- системи кондиціонування виглядає так:

$$Q_{BH} + N_{HAP} = Q_{HAP.T}$$

Виходячи з енергетичного балансу системи кондиціонування повітря, необхідно робити розрахунок і підбір устаткування VRF- систем. Етапи підбору устаткування VRF- систем наступні [157].

При зменшенні температури внутрішнього повітря відбувається падіння максимально можливої потужності блоку

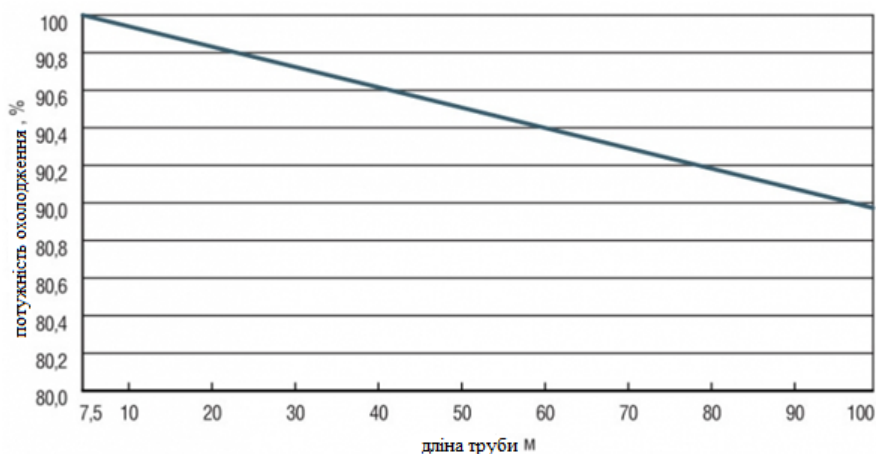


Рис.6 4. Падіння потужності внутрішнього блоку

Основний принцип функціонування мультизональних систем - перерозподіл холодоагенту між споживачами з неодночасним навантаженням - припускає доцільність їх використання тільки при значеннях $k < 1$. За умови одночасного максимуму теплових навантажень в приміщеннях, оптимальне застосування менш складних систем.

Тому при проектуванні VRF систем необхідно вибирати внутрішні блоки в межах однієї системи з неодночасними максимумами навантажень, наприклад орієнтування по різних фасадах будівлі. Такий вибір призводить до рівномірного завантаження зовнішнього блоку протягом доби і меншій розрахунковій потужності зовнішнього блоку.

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і коштів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

8.1 Характеристика об'єкта

Центр незламності , у якому перебуває велика кількість людей.

До системи повинне підводити харчування трьохпровідний електромережі напругою 220 У (фаза, нуль, земля). Необхідно також наявність шини заземлення для роботи електроприладів.

11.2 Основні шкідливі впливи

На даному об'єкті існують такі небезпечного й шкідливі для здоров'я людини впливу як поразка електричним струмом .

Токсичність застосовуваних або одержуваних речовин

Як застосовувана речовина в холодильній установці використовується хладоагент - Фреон 407. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_0 = -40,8^{\circ}\text{C}$. R – 407 - безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, що відчувається при зміні його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R – 407 складається з декількох компонентів, тому при його витокі він розпадається на свої складові. Гранично припустима концентрація (П. Д. К.) пар R – 407 у повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м^3

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами $400..550^{\circ}\text{C}$ або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

Симптоми отруєння проявляються через 30..40 хвилин, виникає головний біль, подташнівание, прискорений пульс. При влученні рідкого фреону на шкіру й в очі можливе обмороження шкіри й ушкодження очей.

Класифікація виробництва по ступені вибуховий, взривопожарной й пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86

Виробництво по вибухонебезпечній і пожежній небезпеці, відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24-86 ставиться до категорії Д. Категорія Д - негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Машинні й апаратні відділення фреонових установок ставляться до категорії Д.

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі:

скорочення площ приміщень для встаткування систем кондиціонування повітря і їхніх елементів; естетическую вв'язування елементів систем кондиціонування повітря з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування й налагодження систем з можливістю посезонного уведення їх в експлуатацію; ув'язування робіт зі спорудження конструкції будинків з монтажем систем кондиціонування; звуко й віброізоляцію встаткування, що рухається, від елементів будівельних конструкцій.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів

Ціль організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках – створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації й ремонту встаткування. Чисельність обслуговуючого персоналу повинна відповідати нормам, т.е не менш двох машиністів у зміну й один якщо робота не постійна в пліні доби.

На хладонових холодильних установках повітря з повітря видаляють через воздуховыпускной вентиль конденсатора або в малих установках через ослаблену гайку, або штуцер трійника нагнітального вентиля компресора.

Обслуговуючий персонал повинен працювати в гумових рукавичках і захисних окулярах уникаючи надходження струменя повітря в очі.

11.3 Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення.

Приміщення не повинне граничити із приміщеннями, у яких рівень шуму й вібрації перевищує припустимі значення.

Супермаркет повинен бути обладнаний системою кондиціонування повітря, опалення й приточно-вытяжной вентиляцією.

11.4 Електробезпека.

Відносно небезпеки поразки людей електричним струмом розрізняють приміщення без підвищеної небезпеки, з підвищеною небезпекою й особливо небезпечні. Відповідно до ПУЕ, 1-1-13 дане приміщення класифікується як без підвищеної небезпеки поразки струмом.

Согласно ПУЕ, 1-2-17 дане встаткування ставиться до електроприемникам III категорії по забезпеченню надійності електропостачання. А відносно вибухонебезпечності приміщення ставиться до класу В-Па (невибухонебезпечне), якщо воно граничить із невзрыво- і непожароопасними приміщеннями.

Устаткування є низьковольтним, харчування елементів плати +5У, що забезпечується включенням адаптера в мережу 220У

Проектування електромереж здійснюється згідно “Вказівки по проектуванню науково-дослідних інститутів і лабораторій”

§ 8.1.

Основною небезпекою на даному об'єкті є можливість поразки електричним струмом у мережі напругою 220У.

Влучення людини під напругу можливо, наприклад, при перегорянні ізоляції трансформатора адаптера 220/5У. Тому що плата виконана з ізольованого матеріалу, а елементи малопотужні, тобто їхнє перегорання не викличе відключення захисного автомата в 10 А, та наявність відкритого заземлення, необхідного для роботи системи, при дотику до нього зіграє негативну роль.

Тому після автомата від струмів перевантаження й короткого замикання повинен стояти диференціальний автомат зі струмом витоку 30 ма, що не є небезпечним для людини. У випадку проходження струму через людину, з фазного провідника на землю, при досягненні його значення 30 ма спрацює диференціальний автомат, обесточив лінію.

При влученні під напругу у випадку поломки в самому розподільному щитку приміщення необхідно передбачити захисне заземлення, суть якого полягає в тому, що його опір у багато разів менше опору людського організму й струм, впливаючи по шляху найменшого сопроотивлення, буде стікати в землю по системі заземлення, а не через людину. Тому всі металеві частини розподільного щитка повинні бути заземлені, і опір системи заземлення не повинне перевищувати 4 Ом, згідно ПУЕ 1-7-65. Всі металеві частини встаткування повинні бути заземлені від цього ж заземлення, але тільки паралельно, а не послідовно.

Для пропонованої системи заземлення.

Викопується траншея глибиною $t_0 = 0,5$ м. На дні траншеї забиваються вертикальні заземлители із труб діаметром $d = 0,033$ м (дюймовий прохід) і довжиною $l = 2$ м. Відстань по прямій між забивають трубами, що, $l' = l = 2$ м. Грунт у районі супермаркету – суглинок. Його фактичний питомий опір з діапазону табличних значень від 40 до 150 Ом*м, - приймаємо $c_\phi = 50$ Ом*м

Пожежна профілактика

Дане приміщення згідно ДБН , ставиться до 1-ої ступеня вогнестійкості (найнижча безпека). У цьому випадку найбільш доцільним є гасіння пожежі вуглекислотою.

Зробимо розрахунок вуглекислотної установки.

Визначаємо кількість огнегасительного газового складу G_2 :

$$G_2 = G_8 \cdot V_{ном} \cdot K_{уп} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг}$$

де $K_{уп}$ – коефіцієнт участі, що враховує особливості газообміну й витоку вуглекислоти через нещільності. Звичайно $K_{уп} = 1 \div 2$. Прийmemo $K_{уп} = 1,0$.

$G_г = 0,7$ - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

$V_{ном} = 9655,2 \text{ м}^3$ – обсяг приміщення.

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{бал} = \frac{G_г}{V_б \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9$$

де $V_б = 40$ літрів – ємність балона,

$\rho = 0,625$ кг/л - щільність вуглекислоти,

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо $N_б = 338$ штук.

Згідно Сніп 2.04.09-84 у складі установки газового пожежогасіння крім розрахункового повинен бути стовідсотковий резервний запас огнетушительного речовини. Тому загальна кількість сорокалітрових балонів приймаємо 676 штук.

. Виробнича санітарія

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря й заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря із приміщення й подачею в нього свіжого повітря.

Зі сказаного ясно, що максимальна теплова потужність / холодопродуктивність БСКП повинна відповідати максимально тепло припливом (тепловтрат) кондиціонером об'єкта, а річна витрата електроенергії буде залежати від досконалості обладнання, автоматично підтримує з необхідною точністю задані сезонні температури повітря в

об'єкті, в залежності від зміни зовнішніх умов нестационарного режиму тепловиділень і вологовиділення всередині об'єкта. таке вдосконалення функціональних параметрів БСКП спільно з їх постійним вдосконаленням в частині надання більш повного комфорту користувачам, враховуючи шум і відносну вологість, і вдосконалення екологічної безпеки їх роботи, є сучасним трендом розвитку кліматичної техніки. Конкретний термін окупності БСКП із зовнішнім блоком (модулем) більшого типомінала в порівнянні з блоком (Модулем) меншого типоміналу за рахунок економії електроенергії можливо визначити по апробованій методиці розрахунку тепло припливів з урахуванням нестационарності [155,155] і тепловтрат об'єкта протягом річного циклу для середньомісячних зовнішніх температур. У зазначеному джерелі є діаграми для мінімальних, середніх і максимальних середньомісячних температур в м.Одесі, виконані за даними Метеопост-Клімат Одеса. З огляду на тенденцію збільшення середньорічних температур, в зв'язку зі зміною клімату землі, мабуть можна використовувати для зазначеної мети діаграму максимальних середньомісячних температур.

Оскільки на вибір типоміналу багатозональних систем кондиціонування повітря крім розглянутих енергетичних параметрів впливають багато інших факторів, в тому числі і суб'єктивні побажання замовника, раціонально на стадії проектування виконати помісячний розрахунок споживання

9 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ

В умовах відкритої ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які необхідно визначити з метою цієї оцінки. До них належать:

– *науково-технічний ефект*, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

– *економічний ефект* полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як в цілому для народного господарства, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;

– *соціальний ефект*, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищенні життєвого рівня населення, поліпшенні побутових його умов, розширенні можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля;

– *маркетинговий ефект*, що відображає потреби ринку в наукових дослідженнях і розробках та можливість їх реалізації.

Науково-технічну ефективність (НТЕ) результатів прикладних робіт визначають на основі показників науково-технічного рівня. Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР відбувається на основі показника $O_{НТЕ}$, який представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (9.1)$$

де $K_{НТЕ}^{\Phi}$ – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

$K_{НТЕ}^{\Pi}$ – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника $K_{НТЕ}^{\Phi}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 9.2).

Таблиця 9.2

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

Примітка: об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

Проведення оцінки

Визначають $K_{НТЕ}^{\Phi}$ на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розроблюють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;

– здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 10.1.

До числа специфічних показників відносять:

– **для нової техніки:** продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;

– **для нових матеріалів і речовин:** вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;

– **для нових технологій:** якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення $K_{НТЕ}^{\Phi}$ у табл. 9.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 9.3

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

ПОКАЗНИКИ	Варіанти технології	
	розробленої	співвідносної (аналога)
Рівень новізни	світовий	-
Якість продукції	найвища	вища
Споживання на 1 т продукції		
– тепла, Гкал	5,14	6,85
– електроенергії, кВт·годину	46,72	54,36
– води, м ³	4,13	3,12
Трудомісткість виробництва, людино-годин/ тонну	17,5	6,17

На основі співставлення даних таблиці встановлюють бали по характеристиках чотирьох груп і на цій основі розраховують значення інтегрального показника НТЕ:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3,$$

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 10.3).

Таблиця 9.4

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	9	8	9	8,66	3,03 (8,66 x 0,35)
2	Перспективність	7	7	6	6,66	2,33 (6,66 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						7,029

$$\text{НТЕ} = 8,66 \cdot 0,35 + 6,66 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 7,029$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ($10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ($K_{\text{НТЕ}}$):

$$K_{\text{НТЕ}} = \frac{\text{НТЕ}}{10} \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 10.3 можна дійти до висновку, що $K_{\text{НТЕ}}$ відповідає 70,29 %, тобто:

$$\frac{7,029}{10} \cdot 100\% = 70,29 \% .$$

В тому випадку, коли значення $K_{\text{НТЕ}}$ перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

ВИСНОВКИ

За даними досліджень розроблена модель розрахунку систем кондиціонування центрів незламності «Шафран» що включає розрахунок параметрів кондиціонування повітря методом сплайнів, розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції; розрахунок тепло-вологісного навантаження, підбір обладнання системи кондиціонування.

Використовуючи данні дослідження дозволило підібрати систему кондиціонування для центрів незламності «Шафран» що дозволяє підтримувати параметри повітря. У роботі показано дві принципіальні схеми подачі повітря зверху вниз та знизу вгору

Розроблена комп'ютерна модель комплексного тепловологісного розрахунку з використанням підпрограм розрахунку динамічної оптимізації товщини термоізоляції огорожуючих конструкцій . За цією моделлю проведені тепловологісні розрахунки . Результати розрахунків дозволяють оцінювати відповідний економічний ефект.

Показано, що при проектуванні враховуючи, що теплоізоляція огорожуючих конструкцій за вартістю складає 40% капіталовкладень на будівництво необхідно проводити розрахунок економічно-доцільної товщини термоізоляції, з врахуванням вологообміну яка впливає на мінімум приведених витрат. . Зміна товщини ізоляції приводить до зменшення витрати електроенергії на експлуатацію холодильних установок на 10,4%, та збільшенню на 25% річних приведених витрат через високу ціну на ізоляцію.

За розробленою комп'ютерною моделлю визначено, що огорожуючі конструкції холодильного модуля з економічно-доцільною товщиною термоізоляції модуля мають теплостійкість по відношенню до значних коливань температур зовнішнього середовища.

Основним джерелом збурення технологічних (оптимальних) режимів зберігання є теплоприпливи через огороження. Тому огорожуючі конструкції, із шарами теплоізоляції необхідно включити до складу охолоджувальної системи, щоб розрахувати економічно-доцільну товщину

теплоізоляції з урахуванням системи повітророзподілення в камері зберігання.

Визначення величин терміну окупності і цільової функції при використанні рекуператорів по середньомісячним температур визначається за кожний місяць.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити енергоефективне обладнання багатозональних систем кондиціонування повітря при рахуванні чинників та параметрів оптимізації

В якості базової моделі СКП обираємо комплексну мультизональну VRF систему кондиціонування повітря, окрему увагу треба приділити типу кондиціонерів, температурі та вибору фільтрів для нього та впливу вологи на економічно-доцільну товщину ізоляції.

Отримані залежності для визначення економічної товщини ізоляції . показна що при застосуванні економічної товщини ізоляції ефективність підвищується в 1.2 рази а термін окупності 7 років.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2.-9-99. Вид. офіц. – К.: Держбуд України, 1999. – 94 с.
2. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди цивільної оборони: ДБН В.2.2.-5-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 161 с.
3. Державні будівельні норми України: Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів: ДБН В.2.2.-4-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 49 с.
4. Жихарєва Н.В. Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах. Монографія // Жихарєва Н.В. /Одеса, ТЕС. 2022- 264 с.
5. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
6. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
7. Жихарєва Н.В.Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. Навчальний посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с.
8. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5 chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2021/Dzhedzhula_2021_71.pdf

9. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
10. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва. // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
11. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного Кондиціонування при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарєва., М.Г. Хмельнюк, В.І. // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
12. Когут В.Е. Применение теплообменника-эжектора в установках промышленного охлаждения воздуха [Текст] / В.Е Когут., Е.Ю Бутовский., Хмельнюк М.Г., Н.В Жихарєва. // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 1. С. 21–25.
13. Креслинь А.Я. Оптимізація енергопотребления системами кондиционирования воздуха [Текст] / А.Я. Креслинь. // - Рига: РПИ - 1982. – 155 с.
14. Жихарєва, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одесса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
15. Хімічева Г.І., Дзюба О.О. Оцінювання укриттів та бомбосховищ за показниками безпеки та комфортності. Наука. Інновації. Якість: [матеріали національного науково-практичного форуму, Харків 09-10 серпня 2022 року] за заг. ред. к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА, 2022. – С. 56-59. 2. Лещинський О. Л., Іщенко А. О. Використання нейромереж ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 у процесі інтелектуального

- (кластерного) аналізу даних. Економіка і суспільство. 2017. № 11. С. 578-581. ISSN (Online): 2313-2165
3. Ліпінський І.С. Хижняк Т.А. Web-технології в електротехнічних системах регулювання параметрів мікроклімату/ Електроніка та зв'язок : науково-технічний журнал. 2016. Т. 21, № 5(94). С. 83–87. ISSN 1811-4512
16. Автоматизований моніторинг та керування мікрокліматом виробничого приміщення складання прецизійних приладів / Антонюк В.С., Мережаний Ю.Г., Пономаренко А.І. // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. Харьков: НТУ "ХПИ", 2011. Вып. 80. с. 3-14.
17. ДСТУ ISO 14644-1:2009 Чисті приміщення та пов'язані з ними контрольовані середовища. Частина 1. Класифікація чистоти повітря (ISO 14644-1:1999, IDT)
- 18.. Купін А. І., Музика І. О., Кузнєцов Д. І. Структура експертної системи інтелектуального регулювання мікроклімату житлових приміщень. Науковий журнал «Радіоелектроніка, інформатика, управління». Запорізький національний технічний університет, №1(40) Н 2017 с. 170-177 ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023
19. Мокін Б. І. Математичні методи ідентифікації електромеханічних процесів / Б. І. Мокін, В. Б. Мокін. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 1999. – 99 с. 11. Шмельов Ю.М., Волканін Є.Є., Заливча І.В., Гаврилюк Ю.М. Автоматизація опалення житлових приміщень з метою зниження енерговитрат. Вісник Херсонського національного технічного університету. №1(68). Херсон. 2019 с. 58-64 12. ISO 7730:2005 (2005). Ergonomics of the thermal environment —Analytical
20. PN – 83/B – 03430. Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania. (Dz. Norm. i Miary nr 5/1983, poz. 8). Wydanie 2. Wydawnictwo Normalizacyjne „ALFA”, 1987. - 4 с.

21. PN – 87/B – 03433. Wentylacja. Instalacje wentylacji mechanicznej wywiewnej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych. Wymagania. (Dz. Norm. i Miar nr 2/1988, poz. 3). - Wydawnictwo Normalizacyjne „ALFA”, 1988. - 3 c.
22. Klippe J.: Zeitschrift für Sanitär-Heizung-Klima (IKZ) nr 3/80, s. 4.
23. Oetjen H.: Kälte und Klimatechnik (KKT) nr 4/80, s.146-149.
24. Wimböck G.: Technik am bau (TaB) nr 2/82, s. 133-134.
25. Kittler H.: KKT nr 9/84, s. 406.
26. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R.Oldenbourg Verlag GmbH. – München.
27. VDI 3802 (8.12.79): RLT – Anlagen für Fertigungswerkstätten.
28. Keppler P.: Ges. – Ing. Nr 6/81, s.281-286, 327-329.
29. FTA – Fachbericht 3, 1980, Resch-Verlag, Gräfelfing/ München.
30. VDI – Bericht. 435. Tagung München 1982, VDI – Verlag, Düsseldorf.
31. Flaiq K.: VVII Int. Kongreß TGA. Berlin nr 10/88, s.44 u.a.
32. FTA – Bericht 3: Wärmerückgewinnung bei Be- und Entlüftung in Industriehallen 1980, Resch Verlag. München.
33. VDI – Bericht 435, Tagung München, 1982.
34. Schöfer E. TaB nr 9/78, s.751-755.
35. Ossadnik H. VDI Bericht nr 425 (1981), s.39-46.
36. Bach H., Dittes W.: HLN nr 8/86, s.411-418.
37. Lorenz W.: Ges.-Ing. nr 6/85, s.259-273.
38. Жуковський С.С. Кінаш О.В. Особливості енергоощадного вентилявання помешкань з щільними вікнами. Вісник НУ „Львівська політехніка” „Теорія і практика будівництва” № 496. – Львів: Видавництво НУ „ЛП”, 2005.
39. Лівчак І., Мелік-Аракемян Т. Особливості вентиляції висотних житлових будинків. /Ринок інсталяцій № 7-8/ 2004, с.11-14.

40. Жуковський С.С. Температурна ефективність загальнообмінної вентиляції /Ринок інсталяцій №7/ 2003, с. 6-8.

41. Жуковський С.С. Ефективність загальнообмінної вентиляції щодо переміщення шкідливих речовин поза межі приміщення. /Вісник НУ «Львівська політехніка» «Теорія і практика будівництва» №495. – Львів: Вид-во НУ „ЛП”, 2004. с.72-78.