

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

Підвищення енергоефективності систем кондиціювання повітря в приміщеннях центрів незламності «Хаджибей» м.Одеса

Здобувача (ки) Решетнюк В.М.

2 курсу ХМ151М групи

Керівник доц., к.т.н. Когут В.О.

Консультанти: доц., к.т.н. Жихарєва Н.В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.12.2023 протокол № 6

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«___» _____ 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Решетнюк Владислав Михайлович

1. Тема роботи Підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в приміщеннях центрів незламності «Хаджибей» м.Одеса

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

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.12.2023 р.

3. Вихідні дані роботи бомбосховища м.Одеса 30.0°C .
температура повітря в приміщенні в літку 22°C , температура повітря в приміщенні в

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

АНОТАЦІЯ

Дипломна робота Решетнюк Владислав Михайлович «Підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в приміщеннях центрів незламності «Хаджибей» м.Одеса складається з: 87-сторінок тексту, 16-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 «Хаджибей!». для приміщень центру незламності Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

Були розглянуті системи кондиціонування повітря центрів «Хаджибей» м. Одеси . Їх типи, можливі схеми , основне обладнання та світових виробників, існуючих сьогодні на ринку.

Дана науково-дослідницька робота спрямована більше на фахівців у холодильній сфері. І її головною метою було дослідити системи кондиціонування повітря центрів незламності «Хаджибей!». Основний акцент був зроблений на розробку комплексної мультизональної VRF систем кондиціонування повітря які використовуються в центрах «Хаджибей»

Ключові слова: системи кондиціонування, теплопритоки, фільтрація, використовуються в центрах «Хаджибей», холодоагенти.

ANNOTATION

The thesis of Reshetnikov Vladyslav Mykhailovych "Increasing the energy efficiency of air conditioning systems in the premises of the Khadzhibey indomitable centers" in Odessa consists of: 87 pages of text, 16 figures, 9 tables, 34 references to literary sources.

This scientific work is about

This scientific work is about the research and development of a complex multi-zone VRF air conditioning system of the Khadzhibey! for the premises of the center of unbreakability This is the main task that formed the basis of writing this work.

The air conditioning systems of the Khadzhibey centers in Odessa were considered. Their types, possible schemes, main equipment and global manufacturers existing on the market today.

This research work is aimed more at specialists in the field of refrigeration. And its main goal was to investigate the air conditioning systems of the "Hajibey" indomitable centers. The main emphasis was placed on the development of complex multi-zone VRF air conditioning systems used in "Hadjibey" centers

Key words: air conditioning systems, heat inflows, filtration, used in Khadzhibey centers, refrigerants.

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	2
1 ПРИНЦИП РОБОТИ VRV / VRF СИСТЕМИ	4
3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	18
3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря	24.
3.2 Розрахунок теплопритоків (тепловтрат) і вологопритоків до повітря, що вентилює.	25
4. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ І ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ	43
5. РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО ФІЛЬТРА	58
5.1. Підбір фільтрів.	
6. ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРозподілення	66
7. ОЦІНКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ, ПРИЙНЯТИХ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	70

					КРМ.ХУіКП 1. 784-03.2.9					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.		Решетнюк В.М.			Розрахунково- пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Козут В.О.							5	102
Реценз.								ХМ151М- група		
Н. Контр.										
Затверд.										

8. ОХОРОНА ПРАЦІ 76

9 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ

ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ 82

ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ

ВИСНОВКИ 86

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ 88

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 «Хаджибей!».

Методи дослідження.

Ескізна та графічна розробка принципової схеми та експерименти з визначенням показників економічної ефективності холодинної 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 кондиціювання 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 модель комплексної мультизональної VRF системи кондиціювання повітря центрів незламності «Хаджибей!», що включає розрахунок параметрів кондиціювання повітря методом сплайнів, розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції; розрахунок тепло-вологісного навантаження, підбір обладнання системи кондиціювання.

Підібрати систему кондиціювання 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.

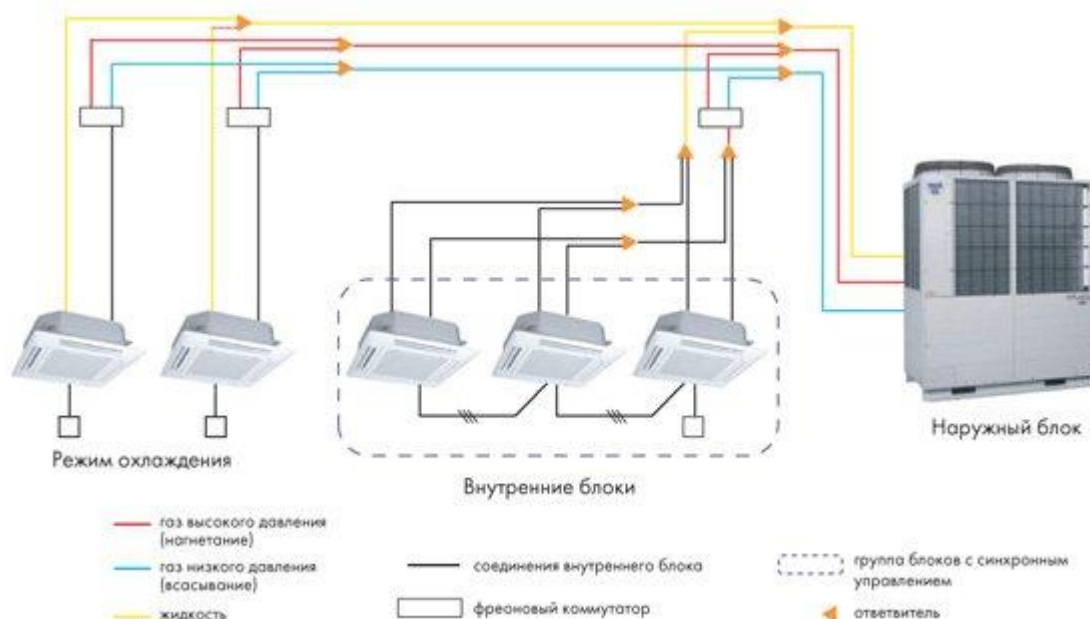


Рис.1. Трехтрубная VRF система

Переваги мультизональної системи кондиціонування

1. Потужність системи може варіюватися від 10 до 400 кВт і більше, завдяки чому обладнання може бути застосовано як для будинку, комерційних приміщень, так і для промислових об'єктів.
2. Довжина фреонових магістралей може становити 1000 м, а перепад висот між зовнішнім блоком системи і внутрішніми блоками до 200 м.
3. VRV / VRF системи дуже гнучкі відносно підбору обладнання, тобто, в одній системі можуть використовуватися різні за типом і потужністю внутрішні блоки, припливні установки, повітряні завіси. До того ж, система при необхідності може бути доукомплектована внутрішніми блоками, а вже встановлені блоки можуть підключатися поетапно, в міру необхідності.
4. Мультизональні системи дають можливість регулювати параметри мікроклімату кожного приміщення окремо з високою точністю.
5. Система дозволяє заощаджувати електроенергію, за допомогою утилізації тепла.
6. Обладнання дуже надійне і має тривалий термін експлуатації.

7. Низька вартість обслуговування і експлуатації VRV / VRF системи дозволяє окупитися обладнанню найближчим часом.

8. Автоматизовані системи управління мультизональної кондиціювання роблять систему ще більш зручною, безпечною і економічною в процесі експлуатації.

Таким чином, VRF / VRV-системи це високоефективні і надійні системи кондиціювання повітря, гнучкі в проектуванні і прості в обслуговуванні. Завдяки всім перевагам мультизональні системи широко застосовуються в комерційному та промисловому кондиціюванні.

Огляд методів регулювання енергоспоживання VRF системи

Досить відмітити, що на кондиціювання м² площі будівлі витрачається від 30 до 70 Вт електроенергії. Тенденція до зростання тарифів вимагає уважного відношення до витрачання енергії і впровадження різних енергозбережних технологій в системах кондиціювання повітря. Мультизональні системи кондиціювання(VRF), як клас, реалізують принцип позонного регулювання потужності, тому мають наступні переваги, що знижують енергоспоживання будівлі :

- ☐ індивідуальне регулювання необхідної температури внутрішнього повітря;
- ☐ можливість відключення місцевих кондиціонерів(внутрішніх блоків) в приміщеннях періодичного використання;
- ☐ регулювання холодопроизводительности залежно від тепло збитків об'єкту кондиціювання в поточний період часу.

Методи регулювання продуктивності компресорів

VRF- кондиціонери за призначенням є системами зі змінною витратою холодагенту. Змінювана продуктивність зовнішнього блока- необхідна умова роботи багатозональних систем, що підлаштовуються під змінне навантаження на внутрішні блоки.

Без сумніву, "серце" кондиціонера - це компресор, на нього припадає

95 % загрузки і така ж частина електроенергії. Від його енергоефективності і якості в першу чергу залежить споживання енергії кондиціонером в цілому.

На сьогодні існують наступні технології регулювання продуктивності зовнішніх блоків VRF-систем : інверторний привід, ступінчасте регулювання з акумуляцією, байпасирование, імпульсне регулювання відстані між спіралями компресора, комбінований метод. Природно, кожен спосіб регулювання характеризується різними величинами надійності, рівнем шуму, рівнем електромагнітних завад, продуктивності і енергоефективності кондиціонера.

1. Ступінчасте регулювання продуктивності ON/OFF- компресорів з блоком акумуляції

Цей метод регулювання застосовується в мультизональних системах кондиціонування компанії FUJITSU GENERAL(Японія).Суть методу полягає в наступному. Зовнішній блок(наприклад , 10 кіньських сил або 28 кВт по холоду) містить три спіральні компресори з постійною швидкістю обертання. Потужність кожного компресора різна: 2; 4; 6 л/с. Регулювання потужності зовнішнього блоку робиться дискретно - комбінуванням включення цих компресорів і можливо в шести варіантах: 2; 4; 6; 8; 10; 12 л/с. Діапазон регулювання продуктивності від 0 до 120. Але споживана внутрішніми блоками кількість холодоагенту змінюється плавно, а не дискретно. Для згладжування східців регулювання застосовується технологія акумуляції потужності. Основний елемент регулювання - ресивер, його об'єм служить роздільником двох потоків рідкого холодоагенту : "ступінчастого" потоку до ресивера і "плавного" після. Наприклад, для внутрішніх блоків необхідно виробити 5 л/з(14 кВт) холоду. Компресорний вузол може видати або 6, або 4 л/с. Означає впродовж певного періоду часу буде включений один компресор, продуктивністю 6 л/з, і така ж кількість часу компресор, продуктивністю 4 л/с. В результаті буде забезпечений необхідний показник 5 л/с. Доки працює більший компресор, ресивер накопичує рідкий холодоагент, але коли

включається компресор з недостатньою продуктивністю, він додає частину холодоагенту в систему. По енергетичній ефективності метод ON/OFF-регулювання досить вигідний. Але зміна холодильного коефіцієнта носить нелінійний і ступінчастий характер: коли продуктивність компресорного вузла відповідає сумарній продуктивності внутрішніх блоків, холодильний коефіцієнт максимальний; коли потрапляє в проміжок межу східцями, - знижується.

2. Регулювання продуктивності зовнішнього блоку за допомогою інверторних компресорів

Цей метод регулювання застосовується в більшості VRF-систем. Суть методу полягає в наступному. Замість періодичних запусків і зупинок компресор працює безперервно, але зі змінною швидкістю обертання, через що міняється його продуктивність. Швидкість обертання двигуна компресора міняється за рахунок перепадів в напрузі живлення двигуна, для чого використовується спеціальний пристрій інвертор(частотний перетворювач). Якщо потужності одного інверторного компресора бракує, підключається другий, внаслідок чого навантаження рівномірно розподіляється по двох компресорах. З точки зору енергетичної оцінки, зміна частоти обертання компресора вигідніше, ніж ступінчасте ON/OFF- регулювання. Якщо холодильний коефіцієнт компресорів при ступінчастому регулюванні практично не змінюється, то при інверторном регулюванні компресора продуктивність міняється пропорційно швидкості обертання. При зменшенні швидкості обертання відбувається повільніше стискування газу, сам процес стискування наближається до квазістаціонарного, зростання ентропії мінімальне, отже, холодильний коефіцієнт збільшується .

3. Регулювання продуктивності зовнішнього блоку за допомогою байпасування

Це спосіб найбільш простий і зручний в реалізації, але і одночасно самий енергетично неефективний. При безпосередньому перепусканні

нагрітої робочої речовини на нагнітальній порожнині у всмоктуючи різко зростає температура всмоктуваної пари, а з нею і температура нагнітання, що викликає перегрівання компресора. Щоб уникнути цього, на всмоктуванні перекусається охолоджений холодоагент з конденсатора через пристрій, що дроселює. Споживана компресором енергія залишається постійною, оскільки параметри холодоагенту(витрата і тиск) на всмоктуванні не міняються. А ось продуктивність зовнішнього блоку при регулюванні зменшується. Отже, для систем з регулюванням продуктивності байпасуванням, при зменшенні навантаження на систему холодильний коефіцієнт падає .

4. Регулювання продуктивності зовнішнього блоку імпульсним регулюванням відстані між спіралями компресора

Компанія COPELAND (підрозділ EMERSON CLIMATE Technologies, США) розробила досить цікаву технологію регулювання продуктивності компресорів, яка полягає в наступному. Для регулювання продуктивності спірального компресора піднімається верхня(що не обертається) спіраль, за рахунок низького тиску на вході в компресор, яке як би підсмоктує спіраль на один міліметр вгору. Тривалість розвантаження компресора регулює спеціальний клапан-соленоїд, який працює в режимі відкритий/закритий. Продуктивність компресора відповідає середньому часу знаходження в навантаженому і розвантаженому стані. Наприклад, якщо в десяти секундному циклі навантажений стан триває 5 с і розвантажене теж 5 с, то середня продуктивність складе 50 %.

Незалежно від навантаження ротор з нижньою спіраллю обертається з постійною швидкістю і при розлучених спіралях (продуктивність компресора при цьому дорівнює нулю), споживана потужність компресора складає 10т номінальною. Діапазон регулювання продуктивності зовнішнього блоку- від 7 до 100 %. З точки зору споживаної енергії, імпульсне регулювання відстані між спіралями компресора вигідніше за байпасування, оскільки енергія на дроселювання холодоагенту не витрачається. Імпульсне регулювання дуже

схоже на інший спосіб - ON/OFF регулювання компресорів. У обох випадках продуктивність компресора двох ступінчата (0 і 100 % загальна величина якої залежить від тривалості режимів вкл/викл. Проте швидкість обертання ротора не міняється, пускові струми на електродвигуні імпульсного компресора відсутні безперечна перевага імпульсного методу перед ON/ OFF-регулюванням. Але з позиції витрати електроенергії, чим менше завантаження компресора, тим вигідніше стає ON/OFF- регулювання, оскільки в період нульової продуктивності по холоду, споживання ON/OFF- компресора також нульове, а імпульсний продовжує обертатися і споживати невелику частину електроенергії.

5. Регулювання продуктивності зовнішнього блоку комбінованим методом

Цей метод регулювання застосовується в більшості VRF-систем. Суть методу полягає в наступному. В якості компресорів, що несуть основне навантаження, застосовують компресори з ON/OFF- регулюванням, а точніше регулювання здійснюється інверторним компресором, імпульсним або компресором з байпасуванням холодоагенту. В даному випадку регулювання продуктивності зовнішнього блоку залежно від навантаження внутрішніх робиться таким чином. Продуктивність інверторного(чи імпульсного) компресора складає 40т усієї потужності зовнішнього блоку(у трьох компресорній схемі). Продуктивність двох компресорів постійної потужності складає $30 \cdot 2 = 60$ % усієї потужності зовнішнього блоку. Тому при навантаженні до 40 % працює один інверторний компресор.

Коли навантаження збільшується, наприклад, до 50 % и потужності інверторного компресора бракує, включається компресор постійної продуктивності і частково інверторний (30 % +20 % При необхідності роботи зовнішнього блоку з продуктивністю 100 % включаються на повну потужність три компресори (40 %+ 30 %+ 30 %) Енергетичні характеристики комбінованого способу регулювання продуктивності компресорів залежать,

природно, від типу управління кожного з них. Загальна функціональна залежність є такою, що усереднює для значень холодильного коефіцієнта кожного способу управління компресорами зовнішнього блоку. Крім регулювання компресора ще можна регулювати вентилятор це теж приведе до зменшення енергоспоживання системи.

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 КПД електродвигуна, яке найбільш істотно при низьких швидкостях, тобто в міжсезоння. Досконалий направляючий апарат осьового вентилятора зовнішнього блоку дозволяє отримати підвищений статичний напір при меншій частоті обертання і меншому енергоспоживанні.

Резюмуючи, можна відмітити, що на сьогодні однозначний лідер по енергоефективності- інверторна технологія регулювання продуктивності компресорів. Напевно, саме тому більшість виробників , що застосовували раніше інші способи регулювання компресорів, встановлюють в новому устаткуванні компресори зі змінною швидкістю обертання. При цьому не потрібно забувати що сам холодильний агент впливає на енергоспоживання системи.

Розрахунок повітрообміну і потужності системи кондиціонування

Норми говорять наступне: В залах зі сценою повітрообмін визначається за розрахунком, але не менше 20 м³ / год зовнішнього повітря на 1 глядача. Пояснюємо: Санітарна норма подачі свіжого повітря на одну людину становить 20 м³ / год на одного глядача.

У літню пору: система вентиляції подає як мінімум 20 м³ / год свіжого повітря на одного глядача, а система кондиціонування охолоджує повітря залу до необхідної температури.

У зимовий час складніше: система подає все також 20 м³ / год свіжого повітря на одного глядача, але потрібна додаткова система охолодження залу. Справа в тому, що взимку в приміщенні кінотеатру стає надзвичайно спекотно - сотні людей виділяють десятки кіловат тепла. Однак, звичайні системи кондиціонування взимку не працюють.

Проведемо розрахунок: Зал на 800 чоловік, площа залу 520 кв.м. Кількість вуличного повітря: $L = 800 \times 20 = 16000$ м³ / год. Кількість тепла влітку: від людини - 110 Вт теплонадлишків і 44 г / год вологовиділень, тобто 88000 Вт і 35200 г / ч від всіх глядачів. Побудувавши i-d діаграму, якщо провести нескладні розрахунки, отримуємо шукані дані: 26 000 м³ / год витрата повітря і потужність охолодження в центральному кондиціонері 90 Квт.

Вибір принципової схеми системи вентиляції та кондиціонування

Отже, перед нами стоїть завдання: подати як мінімум 16 000 м³ / год свіжого повітря, забезпечити влітку 90 Квт. У 90-ті роки, коли на ринку було безліч непрофесійних компаній, в кінотеатрі в кращому випадку встановили б приточну і витяжну систему на 16 000 м³ / ч і касетні кондиціонери. Взимку кінотеатр залишався без охолодження. У гіршому випадку - каналний кондиціонер з підмішуванням свіжого повітря. Ні про яке задоволенні норм мови б не йшло. Найпоширенішим варіантом є наступна схема: центральний кондиціонер з секцією рециркуляції і холодильна машина. У нашому випадку центральний кондиціонер (припливна система з секцією охолодження) мав би продуктивність близько 26 000 м³ / год, оснащений секцією рециркуляції, яка підтримувала б витрата вуличного повітря не менше 16 000 м³ / год взимку і влітку (при максимальному завантаженні залу). Решта повітря забирався б з приміщення, охолоджувався і повертався б в зал. До секції охолодження в центральному кондиціонері (випарник) підключається холодильна машина. Як холодильної машини може виступати компресорно-конденсаторний блок або чиллер. У разі компресорно-конденсаторного блоку (ККБ) випарник в

центральному кондиціонері фреоновий. Випарник і ККБ з'єднані між собою мідними трубами, по яких тече фреон. У разі використання чилера встановлюється водяний випарник в центральному кондиціонері, і по трубах між чиллером і випарником тече вода.

Мокрі градирні охолодження

До речі кажучи, в радянські часи повсюдно використовувалося незвичайне технічне рішення, яке було до того ж красивим в самому прямому сенсі цього слова. Конденсатори холодильних машин охолоджувалися фонтанами. Скажімо, всі фонтани на ВДНГ використовувалися саме так - як градирні. Центральний кондиціонер оснащується системою регулювання витрати повітря. Залежно від завантаження залу вентиляційна система регулює витрата повітря, а отже і холоду. Ще одним варіантом, який, однак, рідко виправдана, є припливно-витяжна вентиляція і незалежна система кондиціонування. В цьому випадку, вентиляційна система подається не охолоджений влітку повітря, а все теплонадлишки в приміщенні знімається системою кондиціонування. Це можуть бути окремі касетний або каналні кондиціонери або система чиллер-фанкойли. Однак, по-перше ця система дорожче, ніж перший варіант, а по-друге, створює труднощі, пов'язані з поширенням повітря. Інакше кажучи, в цьому випадку важко уникнути підвищеної рухливості повітря і відчуття «протягу». Мабуть, ця схема хоч якось може бути застосована в дуже невеликих залах.

Найбільша проблема - розподіл повітря

Виставковий комплекс, як об'єкт для вентиляції, має кілька складнощів. Це, перш за все, високі стелі і велика концентрація людей. При використанні звичайних стельових решіток ми не доставимо необхідну кількість свіжого повітря до відвідувачів, що сидять внизу. При використанні високошвидкісних решіток ми створимо відчуття протягу. Якщо ми встановимо вентиляційні решітки у статі, то влітку крижаний повітря буде стелитися по підлозі, застуджений людей. Встановивши настінні решітки, ми

створимо турбулентність і підвищену рухливість повітря. На додаток до цього, акустики пред'являють до вентиляції особливі вимоги, дизайнери обмежують вид і форму ґрат і т.п. Зараз давайте звернемося до досвіду минулого, а саме, повітрообмін в найвідоміших театрах і подивимося, як організований повітрообмін там (використані дані унікального дослідження Т. С. Шубіної, канд. Техн. Наук, доцент Марха). Практично у всіх концертних залах і театрах СРСР і Росії використовувалася (і використовується до цих пір) схема розподілу повітря зверху-вниз. В цьому випадку припливні решітки розташовуються на стелі або на стінах на великій висоті. Повітря надходить вниз зі значною швидкістю, перемішуючись і поступово нагріваючись і вповільнюючись на своєму шляху вниз. Витяжні решітки розташовуються на стелі, під балконами, над сценою.

Типова схема подачі повітря

Зверху донизу. Розглянемо приклад: зал для глядачів театру "Современник" розрахований на 800 посадочних місць. Він має партер на 630 місць (у тому числі 170 місць в підбалконній частини) і балкон на 165 місць. У технічному поверсі над фойє розміщені 2 центральних кондиціонера продуктивністю 20 000 м³ / год (кожен) і 2 витяжні установки (з рециркуляцією) продуктивністю 13 000 м³ / год (кожна). Механічна витяжна установка з забором повітря через освітлювальну галерею і через 30 отворів в стелі залу (для підвіски 30 люстр), продуктивністю 8 000 м³ / ч, розміщені на горищі. Природне видалення повітря через протипожежний клапан сцени передбачало проектом 15% кількості повітря від подаваного в зал.

Розподіл припливного повітря залу за проектом було наступним:

- 18 700 м³ / ч повітря повинно подаватися в зал за допомогою 10 решіток (по 5 штук з кожного боку залу) на висоті ~ 7,0 м від рівня підлоги партеру або ~ 3,0 м від рівня балкона;

- 18 300 м³ / ч повітря повинно подаватися в зал за допомогою двох щілиновидних решіток, розташованих в торцевій стіні залу під балконом на висоті 3,0 м від рівня підлоги паркету.

Витяжні решітки системи були запроектовані під ложами балкона. Недоліки, виявлені при експлуатації: потоки повітря бічній роздачі взаємодіяли із струменями, що виходять з великою швидкістю з-під балкона, що призводило до інтенсивного притоку спрямованого до сцени повітря, негативно впливає на глядачів. Рухливість повітря в робочих зонах партеру досягала місцями до 4,5 м / с, і в той же час центральна частина балкона і останні ряди балкона і подбалконної зони були застійними. Т. С. Шубіної були обстежені десятки театрів, виконані за цією схемою розподілу повітря (зверху-вниз), в результаті чого стало ясно, що ні в одному з них (!) Не були досягнуті комфортні умови.

Як ми бачимо, подаючи в 2-3 рази більше свіжого повітря, ніж це потрібно за санітарними нормами, ми часто отримуємо концентрацію вуглекислого газу вище допустимої, не кажучи вже про температуру і вологість. Чи не домагаючись необхідних параметрів, ми повсюдно маємо рухливість повітря вище допустимої! Переконливий доказ того, що система розподілу повітря «зверху-вниз» не підходить для глядацьких залів! Однак, така схема має одну важливу перевагу, яке часто переважає всі технічні недоліки - відносно низька ціна. Якщо говорити про узгодження з СЕС, то цю інстанцію цікавить, перш за все, одне - чи відповідає витрата повітря нормам. А оскільки витрата зазвичай навіть вище норми, то проекти «зверху-вниз» отримують узгодження.

Енергозбереження

Найчастіше на нових або реконструйованих об'єктах існує відвертий дефіцит теплової енергії. При цьому, вентиляція - самий ненажерливий споживач енергії взимку. У нашому прикладі для обігріву повітря в мороз потрібно 220 Квт / год теплової енергії. А для виставкового комплексу ця цифра наближається до МВт / год. Розглянемо вартість теплоносія для нашого

кінотеатру. У розрахунку прийнято: середня температура в опалювальний сезон в Києві -3 градуси, тривалість опалювального сезону 180 днів, 12 годин роботи в день, вартість 1 Гкал – 120грн. Отже, вартість теплоносія становить 1 900 доларів. Однак, при зростанні за 1 Гкал, вартість експлуатації буде рости. У разі нестачі теплової енергії на об'єкті підведення додаткових потужностей може коштувати десятки тисяч євро. Для зниження витрат на опалення застосовуються вентиляційні установки з рекуператором. Застосування знайшли три види рекуператорів: роторний, пластинчастий і гліколевий (з проміжним теплоносієм). Викреслимо з цього списку пластинчастий рекуператор, оскільки в російських умовах він непридатний - при температурі нижче -15 градусів він обмерзає і практично перестає заощаджувати тепло. Гліколевий рекуператор НЕ обмерзає, але його ефективність знижується при зниженні температури. Кращі установки з гліколевим рекуператором при температурі -28 градусів мають ефективність не вище 50%. Роторні рекуператори мають незрівнянно більшу ефективність - до 80%. Найчастіше доводиться чути, що ротори обмерзають. Це дійсно так, але тільки на недорогих вентиляційних установках. Досвід нашої експлуатації вентиляційних установок, при правильному розрахунку з роторними рекуператором при температурі до -30 градусів показав, що жоден з десяти спостережуваних роторів НЕ обмерзнув. При всіх перевагах роторних рекуператорів, проектні інститути все також по-старому часто закладають гліколеві рекуператори, не дивлячись на більш низьку ефективність, складність монтажу, дорожнечу обслуговування і однакову вартість обладнання.

Завантаження комплексів

У виставкових комплексах рекомендується встановлювати незалежні припливно-витяжні установки. Це полегшує і здешевлює експлуатацію, підвищує надійність. Крім того, це не дуже сильно збільшує загальну 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 мультизональної VRF системи кондиціонування повітря дає можливим зробити висновки:

1. В якості базової моделі СКП обираємо комплексну мультизональну 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.

2. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса

Найменування об'єкта: центри незламності Хаджибей

Географічна широта: 48°

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

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

Ентальпія зовнішнього повітря - $h_T = 56,1$ кДж/кг. ($- h_T = -18,3$ кДж/кг)

Температура зовнішнього повітря – $t_T = 29,7^{\circ}\text{C}$. ($- t_x = -18^{\circ}\text{C}$ кДж/кг)

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

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_b = 23^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_b = 20^{\circ}\text{C}$

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

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

Амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10,8^{\circ}\text{C}$.

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 мультизональні VRF системи кондиціонування повітря, що знайшло відбиття й у даній розробці.

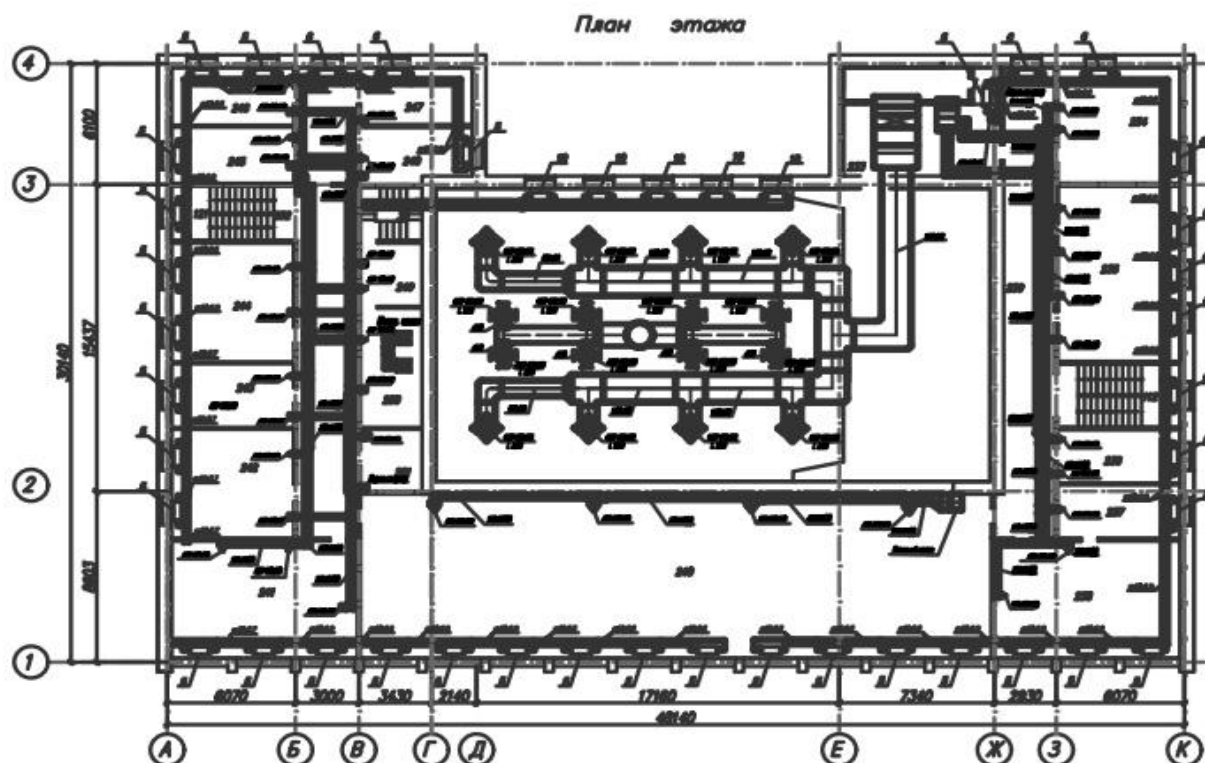


Рис.2. План

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 глушителів 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 монтажних-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 цьомує 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 повітрехідам.

Зрошувальні форсункові 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 монтажною схемою і повної специфікації;
- розробка віддаленого управління і комп'ютерної системи централізованого управління, узгодженого в необхідних випадках з пріоритетом індивідуального управління (наприклад готельний комплекс).

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

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

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

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

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

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

Таблиця 3. Розрахункові параметри внутрішнього мікроклімату для розрахункового приміщення

Найменування	Період року	Оптимальні параметри	Допустимі параметри	Розрахункові Параметри
КРМ.ХУіКП 1. 784-03.2.9				Арк. 24

приміщення		$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{в}, \%$	$v_{в}, \text{м/с}$	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{в}, \%$	$v_{в}, \text{м/с}$	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{в}, \%$	$v_{в}, \text{м/с}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Хаджибей	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

3.2 Розрахунок теплопритоків (тепловтрат) і вологопритоків до повітря, що вентилює.

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і покрівлі:

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

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,7 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

пінобетон $\lambda = 0,15 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

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

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

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

$\alpha_{н} = 23 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої поверхні стіни.

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

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

гравій, утоплений у бітумну мастику

$$\delta = 20 \text{ мм}; \lambda = 0,18 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)};$$

3 шаруючи руберойду на бітумній мастиці

$$\delta = 10 \text{ мм}; \lambda = 0,17 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)};$$

цементно-піщана стяжка

$$\delta = 20 \text{ мм}; \lambda = 0,93 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)};$$

пенополеуретан

$$\delta = 120 \text{ мм}; \lambda = 0,05 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)};$$

залізобетонне збірне перекриття

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

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

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

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

Вибираємо коефіцієнт теплоусвоювання 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:

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

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	0,3996
руберойд	600	0,01	0,17	3,53	0,058	0,205
цементно-піщана верства	1800	0,02	0,93	11,1	0,0215	0,239
пінополіуре-тан	80	0,12	0,05	0,7	2,4	1,68
залізобетонна плита	2500	0,22	2,04	18,7	0,107	2,001
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277

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 $K_4=0,61$; $K_3=1$; $K_1=1$; $K_2=1$: відсутність захисних устроїв на вікнах

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

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

$$K_1 = K_{п,г} \cdot K_{п,в} \quad (3.6)$$

де K_1 - коефіцієнт опромінення прямою сонячною радіацією для обліку площі світлового прорізу, незатіненою горизонтальною й вертикальною площинами в будівельному виконанні;

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

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

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

l_1, l_2 - ширина горизонтальних і вертикальних будівельних сонцезахистних площин;

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

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

$$K_2 = K_g \cdot K_v \quad (3.9)$$

де K_2 - коефіцієнт опромінення для обліку надходження неухваленої сонячної радіації через світлові прорізи, незатінені горизонтальною й вертикальною зовнішніми сонцезахистними площинами в будівельному виконанні;

K_3 - коефіцієнт теплопропускання сонцезахистними пристроїв;

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

A_{oc} - площа світлового прорізу (остекління), м².

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

Для визначення показника a_{π} поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти теплоусвоювання, Вт/(м²·К):

Для вікон:

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

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

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

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

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

$$y_{уст} = S_{печ}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (3.11)$$

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

Для перегородок провадиться розрахунок для половини їхньої товщини по пінобетоні:

$$D/2 = 3,215 > 1, \text{ те}$$

$$y_{пер} = R_m S_m^2, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}, \quad (3.12)$$

де S_m - коефіцієнт теплоусвоювання матеріалу шаруючи на границі поділу, Вт/(м²·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

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

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

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:

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

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

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

$Z = 5$ ч; $a_{\pi} = 0,15$ 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_{π} ; 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:

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

де $t_{\text{нар}}$ - 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_{π} - температура повітря в приміщенні, °С [6];

$A_{oc} = 136,8 \text{ м}^2$, $R_{oc} = 0,34 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ - площа та опір теплопередачі, застосування світового проїому [4, додаток 6].

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

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

де R – опір теплопередачі масивної конструкції, що огорожує, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ [3];

$t_{\text{нар}}$, $t_{\text{в}}$ – 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];

$J_{\text{ср}}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$ – 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:

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

де ΣR – термічний опір огороження $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; D – теплова інерція огороження.

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

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

де S_1 й S_2 – коефіцієнти теплозасвоєння 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), м²;

$\alpha_n, \alpha_{вн}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої й внутрішньої поверхні огороження, Вт/(м² · К).

$\delta = 0,3$ для штукатурки

$j_{cp} = 73$ Вт/м² для Пв стіни

для Пв стіни

$$A_j = 201 - 73 = 128 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$$

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

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

для 3ї стіни по формулах (3.19 й 3.20)

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

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

Другий поверх:

Уважаємо для покрівлі,

$$V_c = 0,85 + 0,15 \cdot \frac{3,53}{3,6} = 0,99; \quad V_a = 1.$$

$$V = 2^{4,5246} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{2,6975}{4,5246} \right) \cdot 0,99 \cdot 1 = 59,9.$$

$\beta_k = 1$, тому що відсутня вентиляований повітряний прошарок;

$\delta = 0,6$ для листової сталі пофарбованої в зелені кольори.

$$j_{\text{ф}} = 328 \text{ Вт/м}^2$$

$$A_j = 866 - 328 = 538 \text{ Вт/м}^2,$$

По формулі (3.21)

$$\varepsilon = 2,7 \cdot 3,6236 - 0,4 = 9,3 \approx 9 \text{ ч,}$$

$$\varepsilon_1 = 9 + 15 = 24 \text{ ч,}$$

$$\varepsilon_2 = 9 + 13 = 22 \text{ ч.}$$

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення (додаток 1) доводиться на 11 годин сонячного часу. Він становить 96484 Вт.

3.2.1.2. 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.

$$Q_{\text{л1}} = 200 \cdot 150 = 30000 \text{ Вт.}$$

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]

$$Q_{\text{л1}}^{\text{скр}} = 400 \cdot 150 = 60000 \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{явн}} = Q_{\text{л}} - Q_{\text{л}}^{\text{скр}}, \text{ Вт}, \quad (3.26)$$

$$Q_{\text{л1}}^{\text{явн}} = 60000 - 30000 = 30000 \text{ Вт.}$$

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

$$Q_{\text{осв}} = 0,5 \cdot 12 \cdot 1251,8 = 7511,1 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки від обладнання

$$Q_{об} = K_{од} \cdot N \cdot \gamma \cdot \xi \cdot K_{заг} \cdot 1000, \text{ Вт}, \quad (3.27)$$

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

Визначаємо повне тепlopостачання

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

$$Q_{пол} = 9775 + 46207,2 + 77214 + 4032 = 100705,754, \text{ Вт}$$

3.2.1.3 Розрахунок вологовиділення від різних джерел

Виділення вологи від людей

$$W_{л} = n \cdot w_{л}, \text{ кг/с} \quad (3.29)$$

де n – число людей у приміщенні;

$w_{л}$ – виділення вологи від однієї людини, г/с.

$$W_{л} = 85 \cdot 3,5 \cdot 10^{-5} = 2,975 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

$$W_{л} = 400 \cdot 3,5 \cdot 10^{-5} = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}.$$

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, кг/(м² · с)

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

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

c_p – ізобарна теплоємність, [кДж/кг·К];

$d_{\text{п}}, d''_{\text{п}}$ – вологовмісту повітря в приміщенні при заданій відносній вологості й на лінії насичення.

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

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

де r – схована теплота паротворення

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

де $t_w^{\text{м}}$ – 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

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

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

Визначаємо загальну сховану теплоту

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

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

Визначаємо загальну явну теплоту

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

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

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

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

$$G_1 = \frac{100705,754}{43 - 36} = 14,386 \text{ кг/с},$$

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

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

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

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

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

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

Вибираємо $G = 14,3865 \text{ кг/с.}$

Результати розрахунку інших приміщень зведені в таблицю 3.3

Таблиця 3.3

Приміщення	$Q_{\text{пол}}, \text{ кВт}$	$W_{\text{пол}}, \text{ кг/с}$	$\varepsilon, \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$	$G, \text{ кг/с}$
	100,7	0,00128	78500	14,38

3.2.2 Холодний період року.

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

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

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

$$G_x = 14,38 \text{ кг/с.}$$

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 ;

$k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, Вт/(м²К);

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, °С

$$Q_{cm} = 0,346 \cdot 417,1 \cdot (-21 - 18) = -5628,35 \text{ Вт},$$

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

де $F_{ок}$ – площа вікон, м²;

$k_{ок}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, Вт/(м²К);

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, °С.

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

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

де $F_{кр}$ – площа покрівлі, м²;

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопередачі через покрівлю, Вт/(м²К);

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, °С.

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

$$Q_{огр1} = -1228,5 - 59074,7 - 4428,39 - 5628,35 = -70359,9 \text{ Вт},$$

3.2.2.2 Розрахунок тепловиділення від різних джерел

Тепловиділення від людей

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

$$Q_{л}^3 = 55500 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

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

$$Q_{осв}^3 = 7511,088 \text{ кВт}$$

Повний теплоприток

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

$$Q_n = 55500 + 7511,088 - 0,4 * (-703599) + 4032 = 3889911 \text{ Вт}.$$

Повний вологоприток

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

$$W_{пол}^3 = 0,00128 \text{ кг/с},$$

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

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

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

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

Визначаємо тепловологістну характеристику

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

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

4. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ І ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ

На підставі розрахунку, зробленого вище, одержимо необхідну масову кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний обсяг повітря для систем визначається по формулі:

$$L = \frac{3600 \cdot G_v}{\rho}, \quad (4.1)$$

де $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря.

Для системи K_1 корисна об'ємна витрата повітря буде дорівнює:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 14,38}{1,2} = 43140 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Для системи K_2 :

$$L_2 = \frac{3600 \cdot 9,6}{1,2} = 28800 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі воздухорозподілу обладнання підбираємо по наступних об'ємних витратах:

- для системи K_1

$$L_1^n = 1.04 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{ч}$$

$$L_1^n = 1.04 \cdot 43140 = 44865.6 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

- для системи K₂

$$L_2^n = 1.04 \cdot L_2, \text{ м}^3 / \text{ч}$$

$$L_2^n = 1.04 \cdot 28800 = 29952 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Підбираємо комплексну мультизональну VRF систему для виставкового комплексу.

Комплексна мультизональна VRF - це система кондиціонування повітря, інвенторного типу, яка дозволяє створювати різні параметри мікроклімату в окремих приміщеннях будівлі. Число температурних зон в одній системі може сягати 60 при одному чи декількох зовнішніх блоках.

З діаграми для вологого повітря d,і зовнішнє повітря охолоджується від точки $H \left(h_n = 36 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$ до точки $K_1 \left(h_{k_1} = 28 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$. Кількість холоду, необхідна для цього, дорівнює:

$$Q_{нв} = G_{нв} \cdot (h_n - h_{k_1}) = 14,38 \cdot (36 - 28) = 115 \text{ кВт} \quad (4.1)$$

Для роботи мультизональної VRF потрібно холоду:

$$Q = 115 \cdot 1,1 = 126,6 \text{ кВт}$$

Обираємо комплексну мульзональну систему кондиціонування повітря:

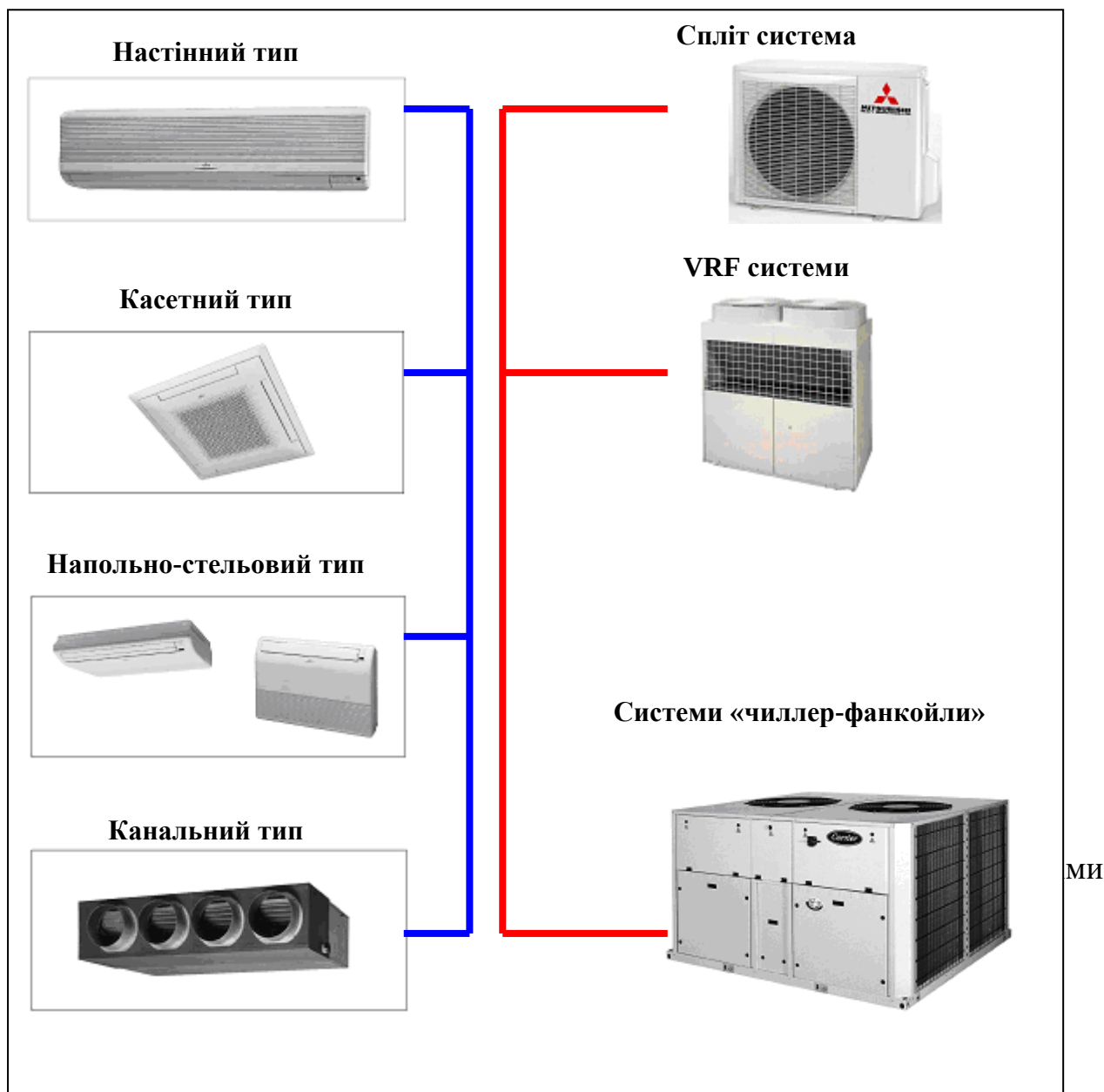


Рис.4. Види мультизональних систем.

Таблиця 4. Оптимальні параметри повітря в обслуговуваній зоні приміщень

Період року	Температура рабочої зони, °C.	Швидкість повітря рабочої зони, м/с.	Відхилення температури, °C.	Відхилення швидкості повітря, К.
Теплий	20 - 22	0,2	1,5	1,2
	23 - 25	0,3	1,5	1,2
Холодний	20 - 22	0,2	1,5	1,2

На підставі даних таблиці можна визначити критичні значення параметрів припливної струменя, при її вступі до робочу зону.

У теплий період температура робочої зони підтримується за рахунок асиміляції надлишків тепла приміщення. Тому критична температура припливної струменя відрізняється в меншу сторону від температури робочої зони:

$$t_{\min} = t_{p.z.} - \Delta t = 20 - 1,5 = 18,5^{\circ}C \quad (4.2)$$

Максимальна швидкість повітря припливної струменя при її вході в робочу зону залежить від розрахункової швидкості повітря, отже, від розрахункової температури повітря робочої зони (таблиця 1). При температурі внутрішнього повітря 20 - 22 °С гранична швидкість струменя:

$$V = K \times V_{p.z.} = 1,2 \times 0,2 = 0,24 \text{ м/с} \quad (4.3)$$

При температурі внутрішнього повітря 23 - 25 °С гранична швидкість струменя дорівнює:

$$V = K \times V_{p.z.} = 1,2 \times 0,3 = 0,36 \text{ м/с} \quad (4.4)$$

У холодний період температура робочої зони підтримується за рахунок поповнення тепловтрат приміщення місцевими кондиціонерами. Тому критична температура припливної струменя відрізняється в більшу сторону від температури робочої зони:

$$t_{\min} = t_{p.z.} + \Delta t = 22 + 1,5 = 23,5^{\circ}C \quad (4.5)$$

Максимальна швидкість повітря припливної струменя при її вході в робочу зону:

$$V = K \times V_{p.z.} = 1,2 \times 0,2 = 0,24 \text{ м/с} \quad (4.6)$$

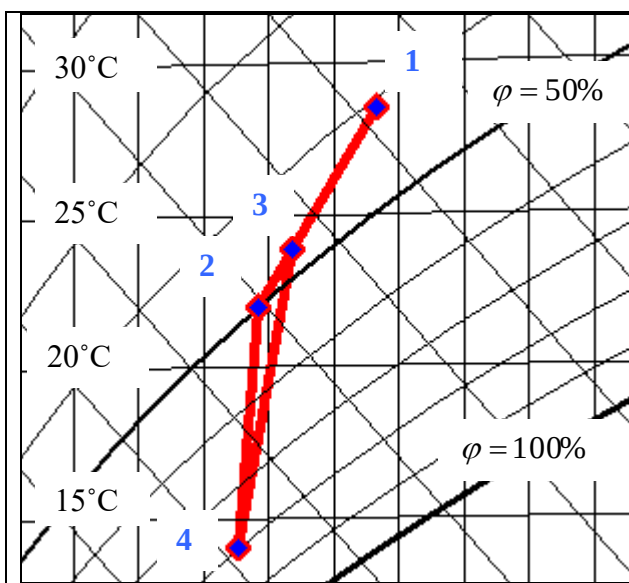
Для визначення параметрів повітряного струменя при досягненні робочої зони необхідні значення параметрів повітря на виході з місцевого кондиціонера (таблиця 4.1 - номінальні умови)

Таблиця 4.1

VRF системи GENERAL

Моделі	AS18 (настінні)	AU20 (касетні)	AB18 (універсал)	AR18 (каналні)
Потужність охолодження, кВт	5,4	5,7	5,3	5,3
Максимальна витрата повітря, м ³ /ч	840	1000	770	750
Температура повітря на виході, °С	16	17	15	15
Питома витрата повітря, м ³ /(ч*кВт)	156	175	145	142

Процес охолодження повітря в місцевих системах з фреоновим холодоносієм (рис. 4) протікає при більшому градієнті температур, ніж в системах з водяним холодоносієм, так як температура кипіння фреону становить близько +5 °С, а середня температура води в фанкойлах близько +10 °С. Тому для збільшення теплообміну водяні системи в порівнянні з фреоновими мають кілька великою питомою витратою повітря (близько 200 м³ / (ч * кВт)).



- 1 - зовнішнє повітря (28 °С, 56 кДж / кг);
 2 - внутрішній повітря (22 °С, 50%);
 1-2 - процес змішування зовнішнього і внутрішнього повітря;
 3 - точка суміші зовнішнього і внутрішнього повітря (24 °С, 54%);
 3-4 - процес охолодження повітря в місцевому кондиціонері;

	4 - точка параметрів повітря на виході з місцевого кондиціонера (14 °С, 80%); 4-2 - процес асиміляції внутрішніх тепловлагоізбитков.
--	--

Рис. 5. Процес тепло-вологості обробки повітря приміщення місцевим кондиціонером, зображений на i-d діаграмі. Теплий період.

Для оцінки величин швидкості повітря зв'яжемо середню рухливість повітря в об'ємі приміщення з витратою повітря, що подається [3]. Виходячи з балансу кінетичної енергії припливної струменя і повітря приміщення можна написати наступне рівняння:

$$G_6 \times \frac{V^2}{2} = M \frac{V_{cp}^2}{2} \quad (4.7)$$

де

- масова витрата повітря через місцевий кондиціонер, кг / с;
- швидкість повітря на виході з місцевого кондиціонера, м / с;
- маса повітря в об'ємі приміщення, кг.
- середня квадратична швидкість повітря в об'ємі приміщення, м / с.

Виходячи з формули (4.7) можна визначити середню швидкість повітря в приміщенні:

$$V_{cp} = V \sqrt{\frac{G_6}{M}} = V \sqrt{\frac{L}{W_{ном}}} \quad (4.8)$$

З огляду на, що питома теплове навантаження офісних приміщень в середньому дорівнює 150 Вт / м², а питома витрата повітря місцевого кондиціонера дорівнює 160 м³ / (ч * кВт), можна записати наступне рівняння:

$$V_{cp} = V \sqrt{\frac{L}{W_{ном}}} = 4 \sqrt{\frac{0,16 \times 50}{3600}} = 0,188 \text{ м / с} \quad (4.9)$$

Користуючись формулою (4.8) необхідно мати на увазі, що розрахована середня квадратична швидкість повітря відноситься до всього об'єму

приміщення, в той час як рухливість повітря нормується в робочій зоні. Тому формула (4.9) при подачі повітря в верхню зону дає завищений результат швидкості повітря в робочій зоні, а при подачі повітря в робочу зону - занижений.

Висновки:

1. При проектуванні систем кондиціонування з місцевими кондиціонерами необхідно враховувати особливості розподілу повітря приміщень.
2. Середня квадратична швидкість повітря в приміщеннях з місцевими кондиціонерами менше 0,2 м / с.
3. Для настінних внутрішніх блоків мінімальна висота установки повинна становити 2,7 метра.
4. Оптимальне розподіл повітря в режимі охолодження дають касетні внутрішні блоки.
5. Для роботи в режимі обігріву кращими характеристиками розподілу повітря мають підлогові внутрішні блоки.

Фактичні параметри критичних значень припливної струменя для теплого і холодного періодів року в значній мірі залежать від конструкції місцевого кондиціонера і особливостей його установки в приміщенні, що обслуговується. Згідно даних параметрів розглянемо епюри температур і швидкостей повітря в приміщеннях з касетним типом кондиціонерів.

Касетний тип місцевого кондиціонера. Режим охолодження.

Швидкість вентилятора – максимальна.



Рис. 6. Епюра температур повітря в припливній струмені касетного кондиціонера в режимі охолодження.

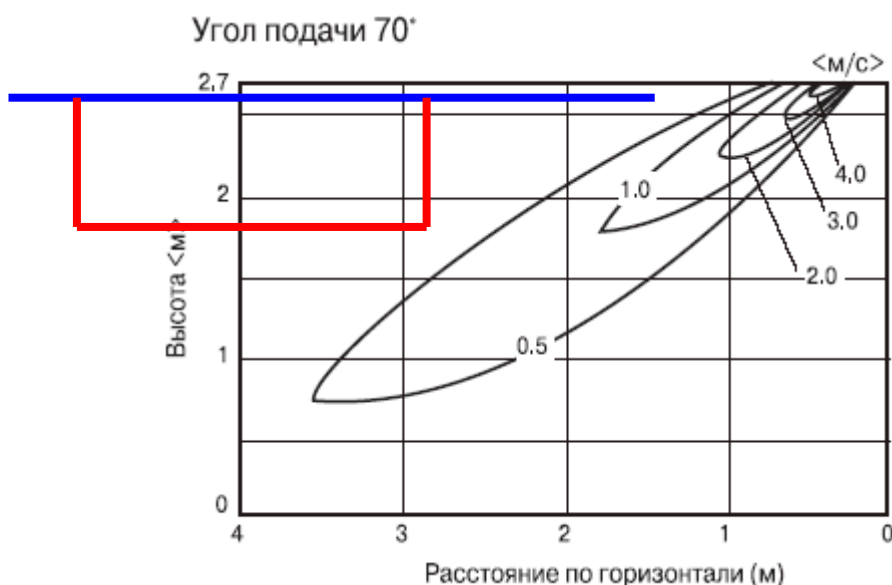


Рис. 7. Епюра швидкостей повітря в припливній струмені касетного кондиціонера (режим вентилятора).

На відміну від настінних кондиціонерів класичні касетні блоки розподіляють повітря в чотирьох напрямках, а не в одному (рис. 6). При однаковій висоті приміщення рівень роздачі кондиціонованого повітря в касетних моделях максимально наближений до площини стелі і значно вище, ніж, наприклад, у настінних кондиціонерів. Завдяки цьому при однаковій

потужності внутрішніх блоків касетні блоки забезпечують більш рівномірну обробку внутрішнього повітря і менші градієнти температур в приміщенні.

При роботі касетного кондиціонера в режимі охолодження повітря в приміщення подається максимально наближеним до горизонтальному напрямку. При перетині робочої зони параметри повітряного струменя: максимальна швидкість повітря - 0,7 м / с (у настінних 3 м / с), температура повітря - 23 °С (рис. 6 і рис. 7). Для касетних внутрішніх блоків критичним параметром є тільки швидкість повітряного струменя при надходженні в робочу зону.

Касетний тип місцевого кондиціонера. Режим обігріву.

Швидкість вентилятора - максимальна.

Кут подачі - 30 °

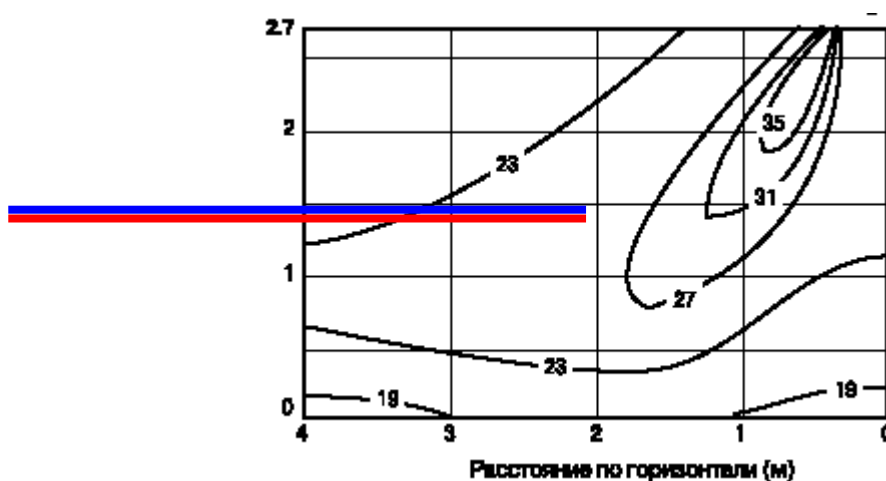


Рис. 8. Епюра температур повітря в припливній струмені касетного кондиціонера в режимі обігріву.



Рис. 9. Епюра швидкостей повітря в припливній струмені касетного кондиціонера.

У режимі обігріву, як і настінні кондиціонери, касетні блоки дають значні відхилення від нормативних значень як по температурі, так і за швидкістю повітря в робочій зоні (рис. 5 і рис. 6). Якщо по швидкості повітря відхилення виникають тільки в області безпосередньо під кондиціонером (до 2-х метрів від осі вентилятора), то по нормованій температурі граничне значення 23,5 °С не витримується практично у всій робочій зоні. При перетині робочої зони параметри повітряного струменя: максимальна швидкість повітря - 1,2 м / с, температура повітря - 31 °С.

Згідно розробки вище розглянемо комплексні мультизональні VRF системи кондиціонування повітря за каталогами різних виробників. Дані занесемо в таблицю 4.2.

Згідно вхідних даних та розрахунків обираємо комплексну мультизональну VRF систему фірми Daikin, модель REYHQ-P (макс. енергоефективність і рекуперація тепла). Опис серії - серія REYHQ-P - це, мабуть, одна з найпотужніших серій серед VRF-систем. Унікальні режими Daikin забезпечили максимальну економію при загальній високій потужності кондиціонера. За рахунок модифікації зовнішніх блоків VRF III була досягнута найвища ступінь енергоефективності, як сезонної, так і загальної. Найбільш вражаючі результати демонструє блок Daikin REYHQ12P - він, на сьогоднішній день, є найекономічнішим зовнішнім блоком VRF третього покоління. Зовнішні блоки VRF-систем серії REYHQ-P - це компактні, але дуже ефективні і продуктивні інверторні моделі, які забезпечують прискорений вихід на необхідну температуру і стабільно підтримують комфортний мікроклімат в приміщенні. Блоки не тільки ефективно вирішують поставлені завдання, а й здатні знизити споживання енергії та значно знижувати рахунки за електрику. Економія досягається за рахунок суперсучасного інвертора і компресора кондиціонера. Основна відмінність кондиціонерів даного класу - це різноманітність оригінальних режимів і функцій Daikin, завдяки яким, забезпечується краща економія енергії і максимальний комфорт в будь-який час року. Однією такою функцією є рекуперація тепла. За допомогою рекуперації кондиціонер значно економить електроенергію в міжсезоння - коли внутрішні блоки одночасно працюють на охолодження та обігрів. Холодоагент (фреон), який брав участь в охолодженні повітря, направляється на нагрівання повітря. Таким чином, збільшується загальна корисна робота і досягається значна економія електроенергії.



Рис.10. Мультizonальна VRF система фірми Daikin, модель REYHQ-P

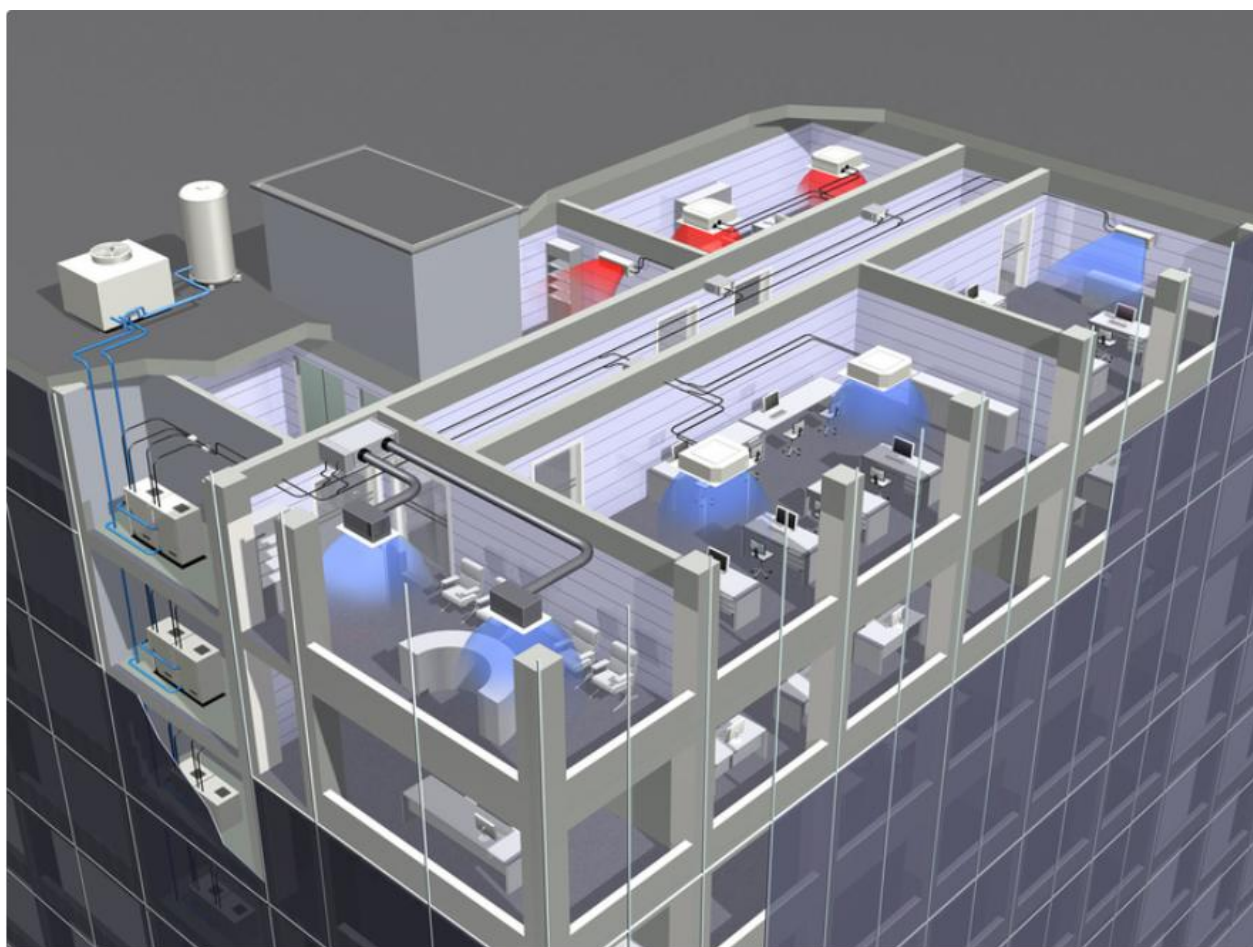


Рис.11. Приклад розподілення мультizonальної VRF системи

Економія електроенергії і оптимальні умови роботи

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

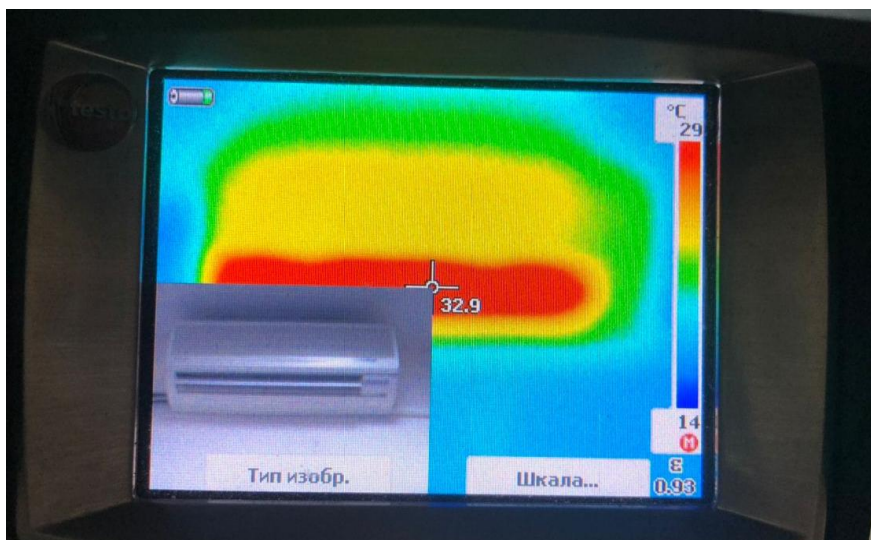
- Вибирайте правильний напрямок повітряного потоку, уникаючи прямого впливу струменя повітря на знаходяться в приміщенні людей.
- При установці температури повітря в приміщенні намагайтеся забезпечити найбільш комфортні умови. Уникайте переохолодження або перегріву.
- При роботі системи в режимі охолодження 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 °C
При нагріванні	20-24 °C

- 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 чистити фільтр), для проведення цієї операції зверніться до кваліфікованих фахівців.

- Внутрішній блок і пульт дистанційного керування повинні перебувати на відстані не менше 1 м від телевізійних і радіоприймачів, стереосистем та іншого аналогічного обладнання. В іншому випадку можливе створення перешкод прийому радіо- і телепрограм.
- Не ставте під внутрішнім блоком предмети, які можуть бути пошкоджені водою. При вологості повітря понад 80% і при засміченні зливного отвору можливе утворення конденсату.



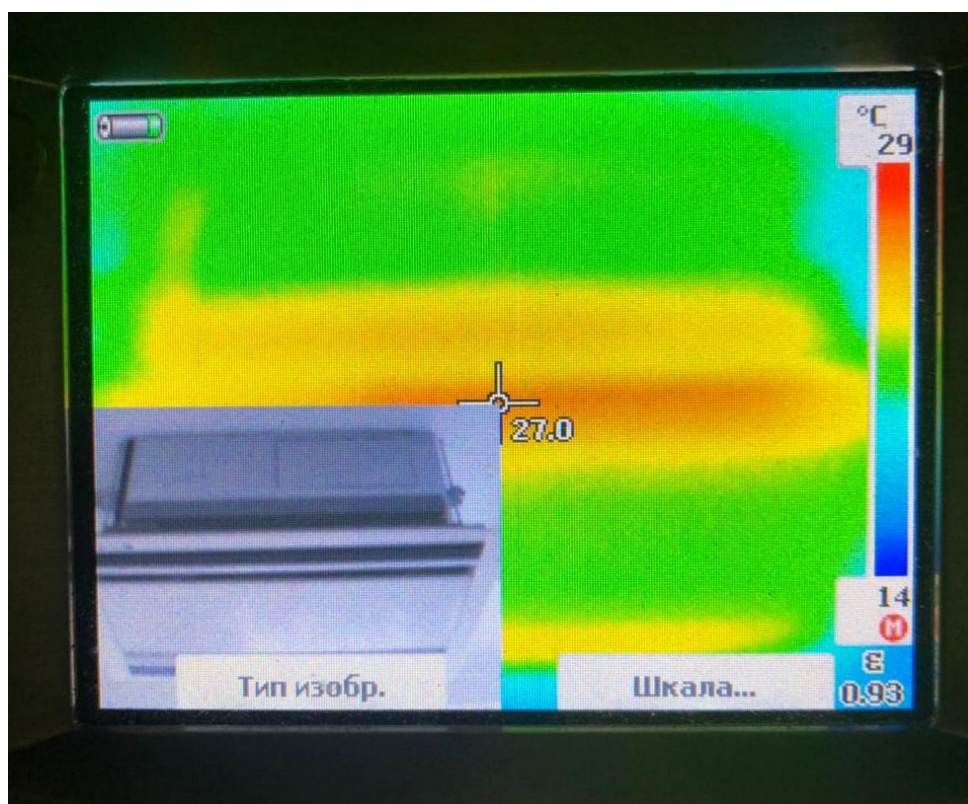
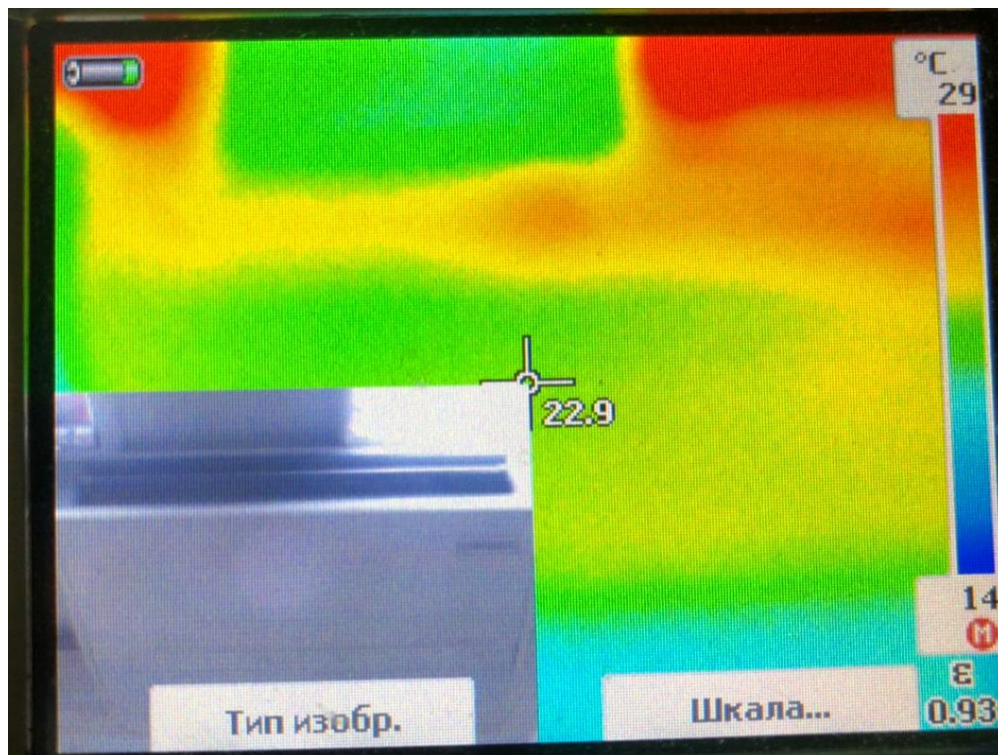


Рис.12. Експериментальна VRF система

5. РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО ФІЛЬТРА

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

$$A_m = ((C_{\text{вх}} - C_{\text{вых}})/C_{\text{вх}}) \cdot 100\%. \quad (5.1)$$

Концентрація пилу в приточном 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 $A_m = 80\%$

$$C_{\text{вых}} = C_{\text{вх}} - (A_m \cdot C_{\text{вх}})/100, \text{ мг/м}^3, \quad (5.2)$$

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

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, м^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, $\text{м}^3/\text{ч}$;

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

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

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

Тривалість у робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

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

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

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.

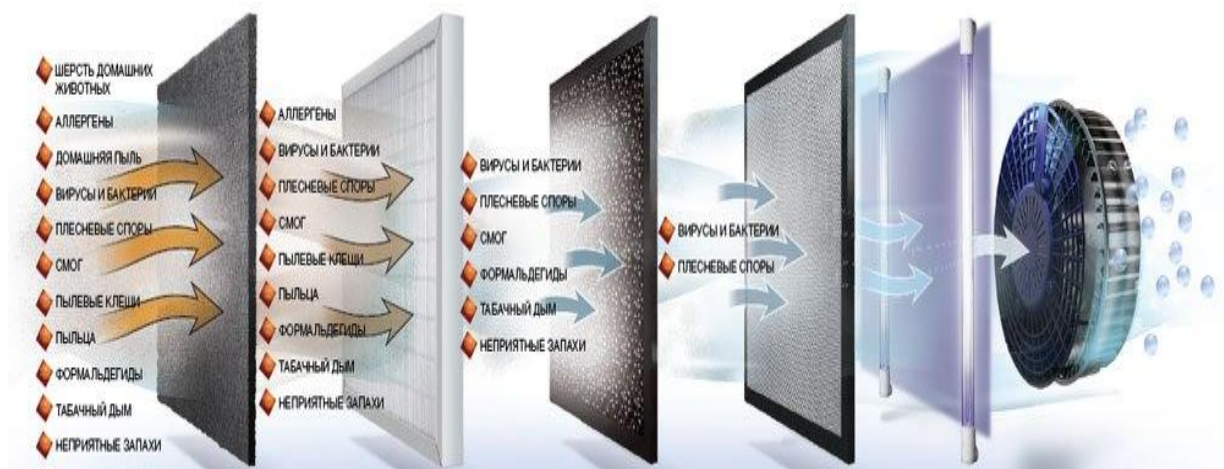


Рис.13. Разные виды загрязнений в воздухе

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 елементу 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 каталізуючим 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.

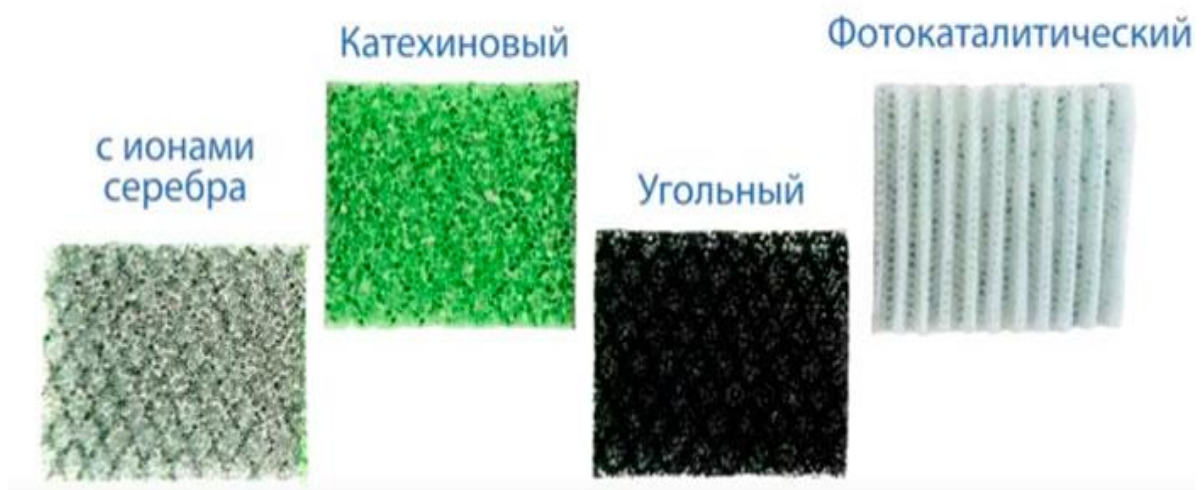


Рис.14. Види фільтрів

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» пластини.



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 плісироване скловолокно. Після закінчення експлуатаційного строку такі фільтри утилізуються. Вони не підлягають чищенню і повторного застосування.

Рациональність 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 елементу, 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, $k_v = 23 \text{ м}^3/\text{ч}$.

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

6. ВИБІР І РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПОВІТРОРозПОДІЛЕННЯ

6.1. Розрахунок розподілу повітря для розрахункового приміщення

Схема розподілу повітря: так як в приміщенні присутній стелю підшивання, то в ньому передбачається встановлення повітророзподільних пристроїв.

Тип розподільників повітря: для даної схеми вибираємо розподільників повітря типу 4 АПР.

Кількість розподільників повітря: приймаємо до установки 8 розподільників повітря і 6 витяжних решіток такого ж типу виходячи з витрати повітря, обчисленого раніше (20427 м³ / год для літнього періоду).

4 АПР - алюмінієві квадратні стельові решітки для подачі і видалення повітря. Розподіл повітряного потоку відбувається в 4-х напрямках. Грати 4 АПР мають клапани регулювання витрати повітря. Стельові решітки 4 АПР виготовляються з алюмінію і пофарбовані методом порошкового напилення білий колір.

6.2. Розрахунок систем вентиляції.

Мета аеродинамічного розрахунку полягає в розподілі розрахункових витрат повітря в усіх напрямках, при цьому підбираються розміри перетину повітроводів і діаметри і обчислюються втрати тиску на ділянках систем. Розрахунок місцевих опорів на ділянках наведено в таблиці 25. Розрахунковий витрата L визначений раніше. Довжина ділянок l визначається за планом. еквівалентний діаметр $d_{\text{эк}}$ визначається за формулою:

$$d_{\text{эк}} = \frac{2AB}{A+B} \quad (6.2.1)$$

Фактична швидкість повітря визначається за формулою:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F} \quad (6.2.2)$$

Втрати тиску на тертя визначається за формулою:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{эк}}}, \quad (6.2.3)$$

де

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{k_{\text{э}}}{d_{\text{эк}}} \right)^{0.25} \quad (6.2.4)$$

Число Рейнольдса Re визначається за формулою:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_{\text{эк}}}{\nu}, \quad (6.2.5)$$

де ν - в'язкість.

Втрати тиску по довжині:

$$\Delta P = R \cdot l \cdot \beta_{\text{ш}}, \quad (6.2.6)$$

де $\beta_{\text{ш}}$ - коефіцієнт шорсткості, для стали дорівнює 1.

Втрати тиску на тертя:

$$Z = P_{\text{дин}} \cdot \sum \xi, \quad (6.2.7)$$

де $P_{\text{дин}}$ - динамічний тиск, Па;

$\sum \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці.

Повні втрати тиску на ділянці складаються з втрат по довжині і втрат на тертя.

Аеродинамічний розрахунок двох систем: припливної П1 (наведено в таблиці 6.1) і витяжною механічною В1 (наведено в таблиці 6.2).

Таблиця 6.1. Аеродинамічний розрахунок П1

№	L, м/час	Довжина l, м	Розмір перетину		F, м	d _{экв} , мм	v, м/с	ΔР _{тр} , Па	Σξ	Р _{дин} , Па	Z, Па	ΔР _{уч} , Па	ΣР _{уч} , Па
			A, мм	B, мм									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Основним напрямом системи П1													
4АПР	2553		675	675	0,456	675	1,6	–	–		–	15	15
0-1	2553	5,81	800	400	0,320	533	2,2	1	1,98	3	6	8	23
1-2	6118	4,9	1200	500	0,600	706	2,8	2	3,1	5	15	17	40
2-3	9177	4,9	1400	600	0,840	840	3,0	2	3,1	6	17	26	66
3-4	12236	3,91	1400	800	1,120	1018	3,0	1	1,27	6	7	8	74
4-5	20424	14,4	1400	800	1,120	1018	5,1	0	2,54	15	39	39	113
Додаткові ділянки системи П1													
Найвищий тиск ΔР _{уч} . 0,1=17 Па													
4АПР	2553		675	675	0,456	675	1,6					15	15
6-1	2553	1	800	400	0,320	533	2,2	0	1,302	3	4	4	19
												Невязка	16,96
												Діафрагма 275х675	
4АПР	2553		675	675	0,456	675	1,6	0	0	1	0	15	32
7-2	2553	1	800	400	0,320	533	2,2	0	1,302	3	4	4	36
												невязка	10,50
												Діафрагма 177х577	
4АПР	2553		675	675	0,456	675	1,6	0	0	1	0	15	26
8-3	2553	1	800	400	0,320	533	2,2	0	1,302	3	4	4	29
												невязка	55,54
												Діафрагма 177х577	

Таблиця 6.2. Аеродинамічний розрахунок системи В1

№	L, м/час	Довжин и l, м	d мм	F, м	d _{экв} , мм	v, м/с	Re		ΔРтр , Па	Σξ	Рдин , Па	Z, Па	ΔРуч, Па	ΣРуч , Па
1	2	3		6	7	8			9	10	11	12	13	14
Основним напрямом системи В1														
4АП Р	2553	0	0	0,00 0	0	0,0	0	0,00 0	0	0,0	0	0	15	15
0-1	2553	1,5	630	0,31 2	630	2,3	94902	0,01 9	0	0,5	3	2	2	17
1-2	5106	3,5	800	0,50 2	800	2,8	14947 0	0,01 7	0	2	5	1 0	10	27
2-3	1021 2	3,5	112 0	0,98 5	112 0	2,9	21352 9	0,01 6	0	0,6	5	3	3	30
3-4	2042 7	0,6	125 0	1,22 7	125 0	4,6	38270 0	0,01 4	0	0	13	0	0	30
Додаткові ділянки системи В1														
4АП Р	2253	0		0,00 0	0								15	15
1-5	2253	1,5	630	0,31 2	630	2,0	83750	0,01 9	0,1	0,5 3	2	1	1	16
													Невязк а	1,79
4АП Р	2253	0		0,00 0	0								15	15
2-6	2253	1,5	630	0,31 2	630	2,0	83750	0,01 9	0,1	1,5 0	2	4	4	19
													Невязк а	####
							Діафрагма d420			5				2,25 7
4АП Р	2253	0		0,00 0	0								15	15
7-2	2253	1,5	630	0,31 2	630	2,0	83750	0,01 9	0,1	1,5 0	2	4	4	19
													Невязк а	####
							Діафрагма d426			5				2,21

7 ОЦІНКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ, ПРИЙНЯТИХ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ 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

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

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

Використали 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).

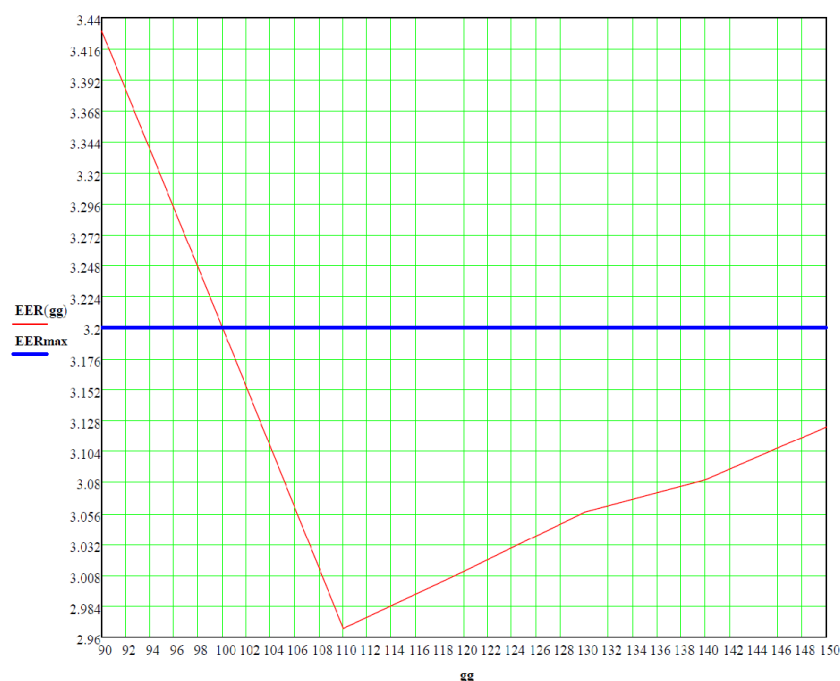


Рис.6.1 Залежність енергетичної ефективності роботи БСКП від сумарного індексу (сумарною номінальною холодопродуктивності в%) підключених внутрішніх блоків)

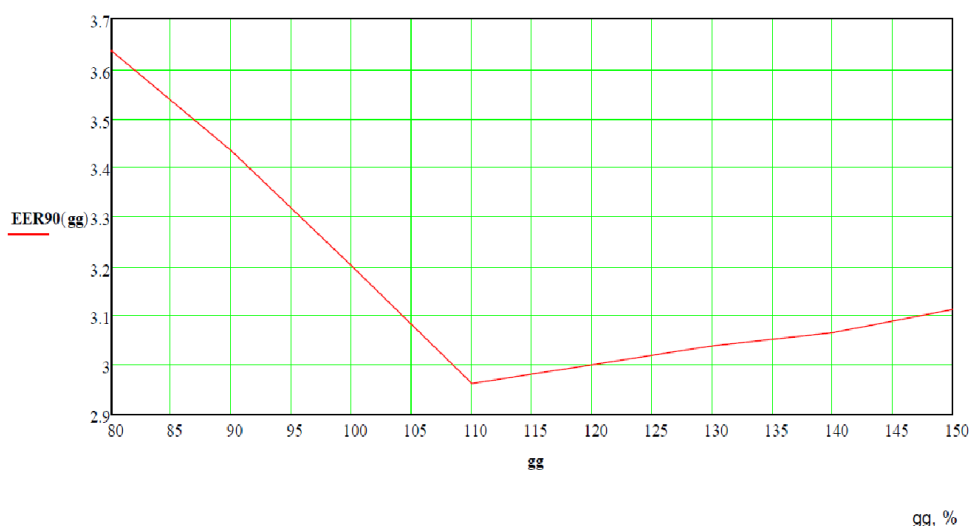


Рис.6.2 Залежність енергетичної ефективності роботи БСКП від сумарного індексу (сумарною номінальною холодопродуктивності) підключених внутрішніх блоків.

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.

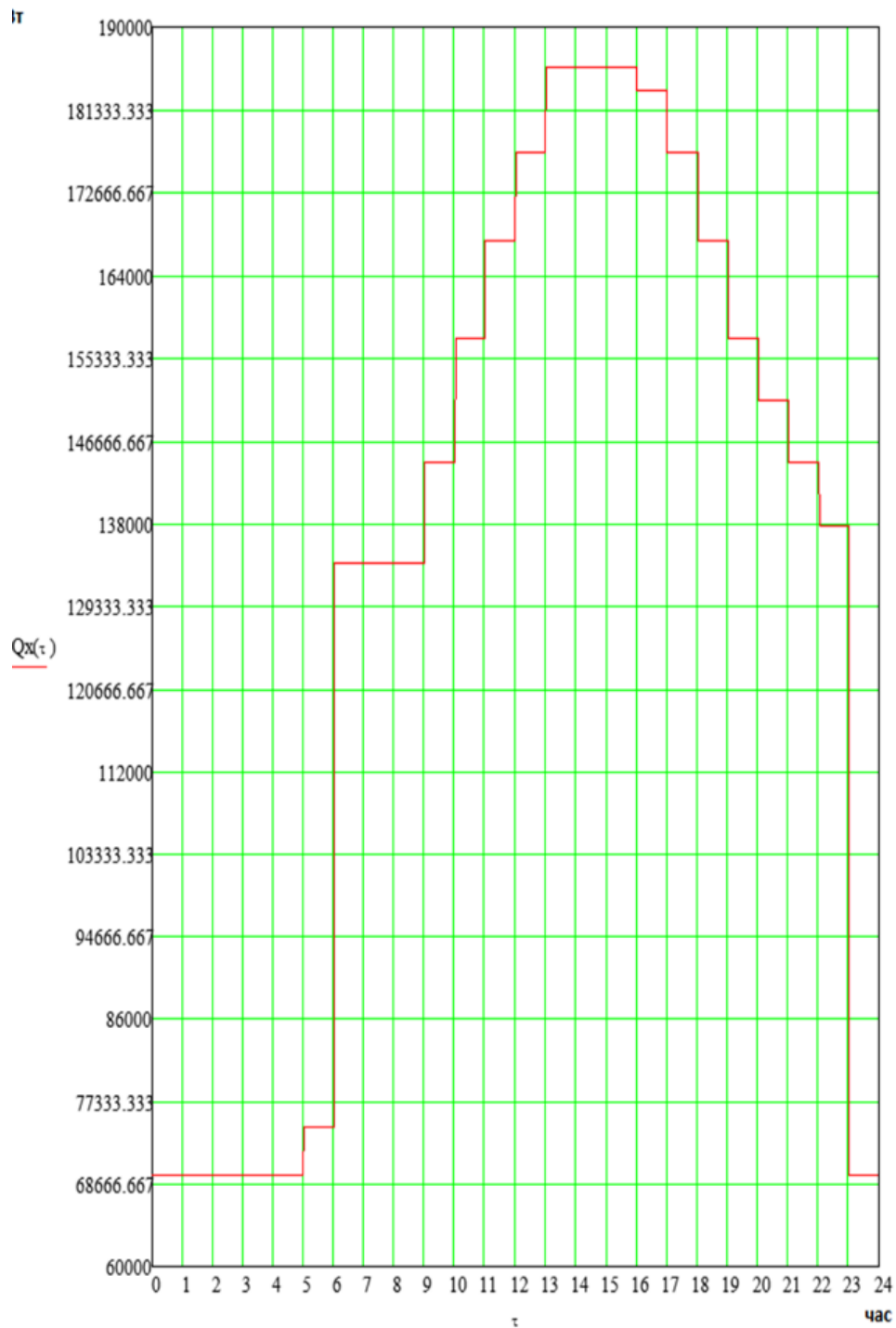


Рис. 6 3 Почасова холод видатність кондиціонера при підтриманні заданої температури повітря $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$

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

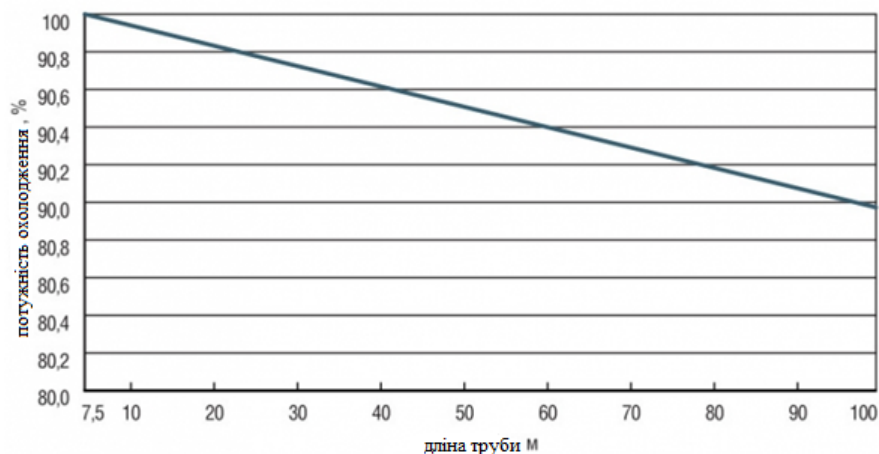


Рис.6 4. Падіння потужності внутрішнього блоку

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

Салон Автомобильний ДІМ , у якому перебуває велика кількість приладів, та автомобілів

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 змісті його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R – 407 складається з декількох компонентів, тому при його витoku 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, подташнивание, 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 - ния 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 плині доби.

На хладоновых 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 Електробезпеність.

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 непожароопасными 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 :

$$G_z = G_{\text{в}} \cdot V_{\text{ном}} \cdot K_{\text{уп}} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг}$$

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

$G_{\text{в}} = 0,7$ - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

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

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{\text{бал}} = \frac{G_z}{V_{\text{б}} \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9$$

де $V_{\text{б}} = 40$ літрів – ємність балона,

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

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо $N_{\text{б}} = 338$ 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 методики 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^{Φ}_{HTE} – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

K^{Π}_{HTE} – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника K^{Φ}_{HTE} визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 10.2).

Таблиця

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^{Φ}_{HTE} 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 $K^{\Phi}_{НТЕ}$ у табл. 10.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця

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

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

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

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 ($K_{НТЕ}$):

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

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

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

В тому випадку, коли значення $K_{НТЕ}$ 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 кондиціювання центрів незламності «Хаджибей!», що включає розрахунок параметрів кондиціювання повітря методом сплайнів, розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції; розрахунок тепло-вологісного навантаження, підбір обладнання системи кондиціювання.

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

За даною програмою розрахунку можливо визначити яке обладнання треба підібрати. Наприклад, визначити залежність величини тепло припливів та потужності повітрянагрівача (нагрів до 23 С) від температури повітря, яке подається.

Враховуючи шляхи підвищення ефективності систем кондиціювання повітря для центрівполучено, що економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витяжної вентиляції агрегат с рекуперацією тепла та з застосуванням байпасу [Застосування такої системи дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах м.Одеси економити понад 4 кВт потужності калорифера. Необхідно відзначити, що при підвищенні зовнішньої температури кількість тепла, передане приточування в

Показано, що використання повітряних систем опалення для обігріву кінотеатра та суміжних приміщень термін окупності рекуператора зазвичай не перевищує 3-4х років

Встановлено також, що має ефект зниження добового споживання енергії та оцінка часу підготовки після функціонування в нічному режимі очікування систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з кінотетром.

Проведений аналіз шляхів підвищення ефективності систем кондиціонування повітря дозволяє проводити зіставлення альтернативних варіантів систем кондиціонування повітря при їх оптимізації

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 кондиціювання 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 плодoовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
11. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного Кондиціювання при зберіганні плодoовочевої 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 плодoовочесховищ. / 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.