



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

**Дослідження та розробка системи прецизійного кондиціонування повітря комп'ютерних серверних волонтерського штабу.**

Здобувача Федяніна М. О.  
2 курсу ХМ-161МН групи  
Керівник к.т.н.доц. Когут В. О.  
Консультанти: к.т.н.доц. Жихарева Н.В.  
к.т.н.доц. Когут В. О.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від 31.05.2024 протокол № 12  
Завідувач кафедри ХУКП \_\_\_\_\_ Михайло ХМЕЛЬНЮК

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри  
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ р.

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Федянін Микита Олесьович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Дослідження та розробка системи прецизійного кондиціонування повітря комп'ютерних серверних волонтерського штабу».

Затверджена наказом академії від 31.10.2023р. наказ № 784-03.

2. Термін задачі здобувачем закінченої роботи: 24.06.2024

3. Вихідні дані роботи: м. Одеса, серверне приміщення, температура повітря в приміщенні влітку та взимку +22°C, температура зовнішнього повітря 28,6°C влітку та -20°C взимку.

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):  
актуальність теми, мета роботи та задачі дослідження, методи дослідження.

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.		
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 01.09.2023

Керівник \_\_\_\_\_ Когут В. О.  
Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Федянін М.О.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	27.03-03.04	Виконано
2.	Огляд існуючих рішень підтримки мікроклімату.	04.04-10.04	Виконано
3.	Розрахунок теплопритоків для систем вентиляції.	11.04-18.04	Виконано
4.	Наукове обґрунтування вибору і підбір обладнання.	18.04-27.04	Виконано
5.	Охорона праці та безпека в системах вентиляції та економічна частина.	29.04-17.05	Виконано
6.	Висновки.	18.05-31.05	Виконано

Здобувач – дипломник \_\_\_\_\_ Федянін М.О.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Когут В. О.

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

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

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Федянін Микита Олександрович \_\_\_\_\_

## АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра Федяніна Микити Олесьовича під назвою «Дослідження та розробка системи прецизійного кондиціонування повітря комп'ютерних серверних волонтерського штабу» складається з: 63 сторінок тексту, 4 таблиць, 11 посилань на літературні джерела.

Дана робота присвячена дослідженню можливостей холодильних систем і установок безперебійно підтримувати задані кліматичні умови, що відповідають всім вимогам і стандартам для серверних приміщень з мінімальними відхиленнями.

Проаналізовано параметри теплопритоків та тепловиділень у данному типу приміщення. Здійснено розрахунок параметрів і характеристик систем вентиляції повітря. Підібрана система кондиціонування та вентиляції. Проведено оцінку науково-технічної ефективності розробленої системи кондиціонування.

**Ключові слова:** системи кондиціонування, параметри повітря, прецизійна система кондиціонування, вентиляція, фільтрація повітря, ізоляція, теплообмінник, сервери та серверне приміщення.

## ANNOTATION

The qualification work of the master's degree of Fedyanin Nikita Olesiovych entitled "Research and development of a precision air conditioning system for computer servers of the volunteer staff" consists of: 63 pages of text, 4 tables, 11 references to literary sources.

This work is devoted to the study of the capabilities of refrigeration systems and installations to continuously maintain the given climatic conditions that meet all the requirements and standards for server rooms with minimal deviations.

The parameters of heat inflows and heat emissions in this type of room were analyzed. The parameters and characteristics of air ventilation systems have been calculated. The air conditioning and ventilation system is selected. An evaluation of the scientific and technical efficiency of the developed air conditioning system was carried out.

**Keywords:** air conditioning systems, air parameters, precision air conditioning system, ventilation, air filtration, insulation, heat exchanger, servers and server room.

## ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП .....	3
1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	5
1.1 Типи серверних шасі.....	5
1.2 Вимоги до серверного приміщення.....	7
1.3 Прецизійні кондиціонери.....	13
2 МЕТОДИКА ТЕПЛО-ВОЛОГІСНОГО РОЗРАХУНКУ ПРИМІЩЕНЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ТЕПЛООБМІНІ.....	17
2.1. Моделювання нестационарного теплообміну приміщень.....	17
3. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	40
3.1 Характеристика будівельних конструкцій.....	40
4. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	43
4.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря.....	43

4.3. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом.....	44
4.3.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження..	44
4.3.2 Надходження теплоти через внутрішні огороження.....	45
4.3.3 Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі.....	45
4.4.Розрахунок волого виділень від різних джерел.....	46
4.5 Розрахунок тепловиділень у залі взимку.....	48
5. ВИБІР СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	50
6 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	52
7. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	58
8. ВИСНОВКИ.....	60
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	60

## **ВСТУП**

В наш час розвиток, вдосконалення і впровадження комп'ютерних технологій в різні сфери діяльності набувають вражаючих обертів і уявити сучасне життя без них стає просто неможливо.

Знайти потрібну інформацію, скористатися послугами електронної пошти, виконати необхідні обчислення чи знайти фільм на вечір – це все елементарні речі, що робляться в декілька натискань клавіш і над принципами роботи яких побутові користувачі навіть не задумуються. Великі компанії по типу Google на цим постаралися, розвантаживши і об'єднавши наші обчислювальні пристрої за рахунок своїх серверних потужностей. Але що робити, коли ваші потреби виходять за рамки побутового користувача? Незалежно від того, чи ви власник крупного бізнесу, невеличкої компанії чи стартапу, на певному етапі розвитку у вас виникне потреба у власному сервері.

Сервером називають комп'ютер, спеціалізований або виділений з групи персональних комп'ютерів, для виконання сервісних завдань без безпосередньої участі людини.

Існує велика кількість конструктивних і програмних рішень та варіантів серверного обладнання, його компанування і способів розміщення для виконання різноманітних задач, але у всіх них є одна спільна риса – виділення великої кількості тепла, а також висока чутливість до найменших температурних коливань, що призводять до швидкого виходу з ладу дорогого та високоточного обладнання. І якщо звичайне відведення тепла не є чимось новим в сфері холодильного обладнання і кондиціонування повітря, то надчутливі до перепадів температури кристали комп'ютерних чіпів вносять деякі труднощі у виконання поставленої задачі, тим самим обмежуючи нас у

виборі систем кондиціювання та роблять прецизійну систему поза конкуренцією, тому на ній ми і зупинемось.

### **Мета роботи та задачі дослідження.**

Метою даної роботи є дослідження та розробка системи прецизійного кондиціювання.

### **Методи дослідження.**

Розрахунки з визначенням показників тепловиділень ІТ-устаткування та інших теплопритоків. Підбір та проектування системи.

### **Теоретична цінність.**

Визначається в дослідженні ефективності прецизійних систем в роботі з високоточним обладнанням, що виділяє велику кількість тепла, чутливим до коливань температур.

### **Фактологічна база.**

Фактологічною базою дослідження є різні розраховані, спроектовані та випробувані варіанти систем, методичні данні і данні від виробника. В якості джерел інформації використані: методичні рекомендації, видання та веб-сайти.

### **Структура роботи.**

Включає вступ, 8 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації.

### **Задачі дослідження.**

Провести дослідження та оцінити виділення тепла серверним обладнанням. Представити заходи, спрямовані на найбільш ефективне охолодження дорогого, високоточного обладнання та підтримання оптимального мікроклімату. Дослідити роботу прецизійних систем кондиціювання в сфері підтримки мікроклімату серверних приміщень.

## **1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ**

## 1.1 Типи серверних шасі

За типами серверних шасі розділяють:

- стічний сервер (Мал.1)
- блейд-сервер (Мал.2)
- Tower сервер (Мал.3)

*Стійкові*, або як їх ще називають «Rack-сервери», зазвичай є серверами загального призначення, які підтримують широкий спектр додатків та обчислювальної інфраструктури. Мета вертикального розташування - економія площі в центрі обробки даних.

Плюси:

- *Автономність*, адже кожний такий сервер має власне джерело живлення, процесор і пам'ять.
- *Ефективність*, що виражена компактністю, здатністю до покращень, а також до «гарячої заміни» (без необхідності зупинки робочих процесів).

Мінуси:

- *Споживання енергії* доволі високе через автономність, а висока щільність збільшує витрати на охолодженні.
- *Технічне обслуговування* займає більше часу, знову ж таки, у зв'язку з високою щільністю.

*Блейд-сервер* представляє собою систему, в якій блок живлення, система охолодження, мережеві з'єднання та інші периферійні елементи винесені до «корзини», тобто шасі для блейд-серверів. Як правило, за межі серверної материнської плати виносять комплектуючі, що займають багато місця, виділяють багато тепла чи повторюються за своїми функціями, що дає змогу розподілити їх ресурси між серверами.

Плюси:

- *Енергоефективні* за рахунок спільного шасі.
- *Потужні*.

- *Багатоцільові*

Мінуси:

- *«Корзина»* виділяє багато тепла при високих навантаженнях, а також має єдині точки відмов, що можуть привести до непрацездатності всіх «лез».

Сервери баштового типу «Tower» - це автономні сервери, укомплектовані у власний корпус. Вони виготовляються і поставляються з мінімальною кількістю компонентів і програмного забезпечення базового рівня, що дає можливість точно налаштувати сервери для своїх потреб. Зовні вони нагадують настільні ПК, і як і настільні комп'ютери, не мають спільних пристроїв введення. Для установки декількох веж будуть потрібні окремі клавіатури, миші і монітори, або перемикачі, які дозволяють спільно використовувати периферійні пристрої.

Плюси:

- *Відмінна масштабованість* за рахунок мінімальної початкової комплектації, що дає можливість налаштовувати та оновлювати сервери відповідно до вимог компанії. Базова комплектація значно удешевлює їх у порівнянні зі стієчними серверами.
- *Низька щільність* компонентів значно полегшує охолодження всієї системи.

Мінуси:

- *Витрати на оновлення* доволі високі, за рахунок базового комплектування.
- *Габарити Tower-серверів* не завжди дозволяють вільно розміщувати їх на стійках, що може викликати урізання площі в центрі обробки даних.
- *Незадовільне управління периферійними пристроями* у середовищах з декількома серверами Tower, що змушує інвестувати в комутатори

або повторно підключати зовнішні пристрої до кожного окремого сервера.



Рис.1.1



Рис.1.2



Рис.1.3

## 1.2 Вимоги до серверного приміщення.

Всі серверні приміщення мають відповідати певним вимогам і стандартам для забезпечення їх ефективної, безпечної та тривалої роботи.

### - Розміщення

- Серверне приміщення необхідно розмішувати якомога ближче до магістральних кабельних каналів або проектувати майбутню кабельну інфраструктуру відповідним чином. Водночас, слід уникати близького розміщення потужних джерел електричних і магнітних полів, а також обладнання, яке може викликати підвищену вібрацію. Напруженість електричного поля не має перевищувати 3 В/м у всьому спектрі частот, а амплітуда коливань в діапазоні частот до 25 Гц не має перевищувати 0,1 мм.
- Рекомендується розмішувати апаратну недалеко від вантажних або вантажопасажирських ліфтів для використання у транспортуванні важкого обладнання і в той же час пам'ятати, що сходові прольоти, ліфтові шахти, великі вентиляційні канали та

подібні елементи будівлі, чиє переміщення економічно недоцільне чи конструктивно неможливе, можуть обмежити розширення серверного приміщення в майбутньому.

- Через апаратну не повинні прокладатися транзитом трубопроводи інженерних систем будівлі, а саму апаратну заборонено розміщувати під приміщеннями, пов'язаними зі споживанням води: туалети, душові, їдальні, буфети і т. д., суміжно з приміщеннями виробництв з мокрими технологічними процесами, а також на верхніх поверхах будівлі, оскільки вони найбільш схильні до пошкоджень у разі пожежі і затоплень при протіканнях даху.

- **Рекомендовані розміри**

- Висота серверного приміщення повинна бути не менше 2,44 метра.
- Мінімально рекомендований розмір серверної кімнати повинен бути не менше 14 м<sup>2</sup>.
- Підлога має бути рівною та мати антистатичне покриття з опором 106 Ом. Настил повинен мати незгораючі властивості. Покриття має бути піддатливим до очитки пилососом і вологого прибирання.
- Максимально допустиме навантаження на підлогу в апаратній повинне становити: розподілене навантаження не більше 12 кПа; зосереджене навантаження не більше 4,4 кН.
- Дверний отвір повинен бути в ширину не менше 0.91 м і висотою не менше 2 метрів.
- Вхідні двері в апаратну повинні виготовлятися з важкогорючих матеріалів, мати протизнімні пристосування і відкриватися назовні з кутом розкриття 180 градусів. Двері повинні мати ущільнюючу прокладку і замикатися на внутрішній замок.
- Мінімальна висота стелі апаратної повинна становити 2,44 м.

- **Оснащення**

Апаратна повинна бути в максимальному ступені забезпечена підсистемами:

- Охоронної та пожежної сигналізації.
- Пожежогасіння.
- Контролю доступу.
- Кондиціонування.
- Освітлення.
- Аварійного освітлення (для роботи при відключенні робочого освітлення).
- Захисного і телекомунікаційного заземлення з можливістю підключення безпосередньо до головної пластини заземлення.

- **Мікроклімат (температура, вологість, вентиляція, фільтрація)**

Температура по сухому термометру – від 20°C до 25°C.

Відносна вологість – від 40% до 50%.

Точка роси – не більше 21°C

Швидкість коливань – не більше 5°C/год.

- Система контролю і управління мікрокліматом повинна забезпечити заданий рівень вологості і температури, необхідний для нормального функціонування активного обладнання, а також підтримку температурного режиму не тільки влітку, а й взимку, та бути розрахованою на цілодобову безперервну роботу.
- Система підтримки мікроклімату повинна бути підключена до системи резервного електроживлення.
- Повітряний тиск в серверній має бути більше, ніж в прилеглих приміщеннях.
- Рекомендується повна зміна повітря не рідше 1 разу на годину з використанням системи очищення і фільтрації повітря, що поступає в апаратне приміщення. Застосування масляних фільтрів в апаратних не допускається.

- **Захист від шкідливих речовин**

Серверне приміщення має бути захищене від пилу і шкідливих речовин, які можуть негативно впливати на роботу обладнання та на матеріали обладнання.

Концентрації шкідливих речовин не повинні перевищувати гранично допустиму норму:

- Хлор - 0.01 ppm (проміле)
- Пил - 100 мг/м<sup>3</sup>/ на добу
- Вуглеводні - 4 мг/м<sup>3</sup>/ на добу
- Сірководень - 0.05 ppm (проміле)
- Оксид азоту - 0.1 ppm (проміле)
- Діоксид сірки - 0.3 ppm (проміле)

- **Протипожежна безпека**

- Після прокладки кабелів всі кабельні вводи необхідно закрити вогнетривким матеріалом.
- Стельові перекриття, стіни і перегородки повинні бути негорючими та забезпечувати вогнестійкість не менше 45 хвилин, а двері - не менше 36 хвилин. Двері можуть бути виготовлена з важко згораємого матеріалу товщиною не менше 40 мм без внутрішніх порожнеч або з дерева, покриті шаром азбесту або листової сталі товщиною не менше 4 мм з двох сторін.
- У приміщенні повинні встановлюватися витяжні шахти з ручним або автоматичним відкриванням.
- Опори, стояки та плити (дозволяється використання матеріалу з межею вогнестійкості 30 хвилин) фальшпідлог повинні бути виконані з вогнетривкого матеріалу.

Вимоги до нашого об'єкту будуть братися, здебільшого, відповідно до обраного класу надійності (Tier I-IV) за американським стандартом ТІА 942 (Telecommunications Industry Association), що також містять вимоги і до системи охолодження.

#### - Базовий рівень надійності Tier I

У центрів обробки даних (ЦОД) може не бути фальшпідлог, резервного ІТ-устаткування, резервних джерел електропостачання та безперебійного живлення. Кожна помилка і відмова в роботі систем та устаткування призводить до збоїв та часткової або повної непрацездатності всього ЦОД. Також робота ЦОД призупиняється при проведенні профілактичних і ремонтних робіт.

- Інженерна інфраструктура забезпечує лише поточні проблеми, тобто не передбачає резервування (забезпечення потреб виражається у вигляді літери «N»)
- Час простою за рік - 28,8 годин
- Коефіцієнт відмовостійкості 99,671%

#### - Рівень надійності Tier II

Має невеликий рівень резервування працездатності систем, а також невеликі надлишкові ресурси в інженерних системах. Але ЦОД все ще схильний до перебоїв через планові і непланові відмови в роботі обладнання. Робота ЦОД призупиняється при проведенні профілактичних і ремонтних робіт.

- Система не має повного резервування, проте встановлені додаткові елементи в системах охолодження і енергопостачання ЦОД (забезпечення потреб виражається у вигляді формули "N+1")
- Час простою за рік – 22 години
- Коефіцієнт відмовостійкості 99,749%

### - Рівень надійності Tier III

Дата-центр з даним рівнем надійності дозволяє провести ремонтно-профілактичні роботи без зупинки роботи ЦОД. Система охолодження має вже передбачати два трубопроводи, а також необхідне забезпечення резервними потужностями усю систему з урахуванням виходу з ладу або профілактики системи електропостачання. Але ЦОД все ще схильний до перебоїв через непланові відмови в роботі обладнання.

- Має кілька шляхів (каналів) для розподілу електроживлення та охолодження, але лише один з них активний; має резервовані компоненти (забезпечення потреб виражається у вигляді формули "N+1")
- Час простою за рік - 1,6 години
- Коефіцієнт відмовостійкості 99,982%

### - Рівень надійності Tier IV

Відмовостійкий дата-центр з дублюванням системи і резервуванням за схемою "N+1" кожної. Це дозволяє виконувати будь які планові та непланові роботи без переривання роботи ЦОД. На цьому рівні забезпечується надійний захист від збоїв. Відмови можуть мати місце у випадках ручного аварійного відключення системи електропостачання та спрацювання системи пожежної безпеки. На 4-му рівні навіть структурована кабельна система повинна бути повністю зарезервована.

- Системи мають подвійне резервування з урахуванням, як мінімум, додаткового компонента. Має кілька активних шляхів розподілу навантаження й охолодження з резервними компонентами 2 (N+1), тобто 2 системи з надмірністю N+1 кожен (забезпечення потреб виражається у вигляді формули "2 (N+1)")
- Час простою за рік - 0,4 години
- Коефіцієнт відмовостійкості 99,995%

Для забезпечення нормальної роботи волонтерського штабу з оптимальними фінансовими витратами були взяті за основу вимоги рівня надійності Tier II.

Вимоги для проектів апаратних (серверних) приміщень були розроблені на основі наступних документів:

*TIA 942 – Telecommunications Industry Association – Telecommunications Infrastructure Standard for Data Centers.*

*Стандарт TIA/EIA-569. Commercial Building Standard for Telecommunication Pathways and Spaces.*

*Стандарт ANSI/NECA/BICSI 568-2001. Installing Commercial Building Telecommunication Cabling.*

*Стандарт ANSI/TIA/EIA-607. Commercial Building Grounding and Bonding Requirements for Telecommunications.*

*СН 512-78. Інструкція з проектування будинків і приміщень для електронних обчислювальних машин. Будівельні норми.*

*РД 45.120-2000. Норми технологічного проектування.*

### **1.3 Прецизійні кондиціонери**

Головною особливістю прецизійних кондиціонерів є можливість підтримки заданого мікроклімату в приміщенні, тобто температури, вологості, чистоти і рухливості повітря упродовж всього року, що є вкрай важливим при обслуговуванні серверних приміщень.

Прецизійні системи здатні підтримувати задану температуру повітря з точністю до 1°C, а окремі спеціалізовані моделі до 0,2°C. Відхилення рівня вологості складає до 2%, а цілодобова безвідмовна працездатність

забезпечується при діапазоні температур зовнішнього повітря від +50°C до -60°C, що є ще однією перевагою даного виду систем.

Ще однією особливістю прецизійних кондиціонерів є функція енергозбереження «free cooling». Економія енергії відбувається за рахунок природного охолодження приміщення зовнішнім повітрям, при цьому компресор починає споживати менше енергії або взагалі зупиняється.

#### - Види прецизійних кондиціонерів

Прецизійні кондиціонери бувають:

- одноконтурні;
- двоконтурні.

В одноконтурних кондиціонерах в якості теплоносія застосовується або фреон, або вода, в той час як в двоконтурних кондиціонерах фреон і вода працюють в парі, обмінюючись теплом між собою за допомогою теплообмінників. Останній застосовується не так часто, адже є більш складним в обслуговуванні ніж одноконтурний.

Також прецизійні кондиціонери поділяють за своєю конструкцією на:

- шафові;
- моноблочні;
- стельові.

*Шафові кондиціонери.*



Рис.1.4

Розроблені для досить великих серверних кімнат. Робоча потужність таких установок досягає 120 кВт, що дозволяє виводити великі обсяги тепла і повністю ігнорувати штатну систему кондиціонування. Шафові кондиціонери можуть забезпечувати повний контроль мікроклімату, тобто охолодження, обігрів, зволоження, осушення. Ще одною їх перевагою є те, що всі основні компоненти холодильного контуру (за виключенням теплообмінника конденсатора повітряного охолодження та вентилятора) встановлені у внутрішньому блоці і не схильні до негативних впливів погодних факторів. Також вражає різноманіття комплектацій прецизійних кондиціонерів шафового типу, що робить можливим підбір систем для самих вузькоспрямованих завдань. Вони можуть мати вбудовані конденсатори водяного охолодження, додаткові теплообмінники вільного охолодження, модулі прямого вільного охолодження та ін. Окрім того, існують моделі для особливо точної підтримки параметрів мікроклімату в приміщенні ( $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$  по температурі і  $\pm 2\%$  відносної вологості).

Класичні шафові прецизійні кондиціонери мають три стандартних способи повітрообміну: нижній або верхній видув та витіснення.

(Рис.1.5)

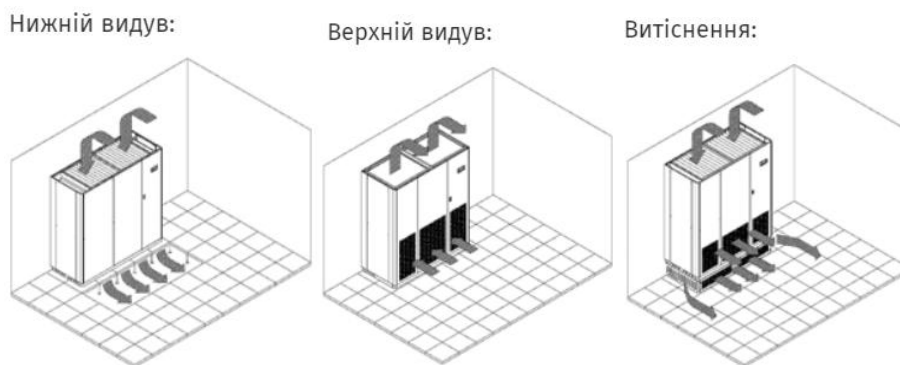
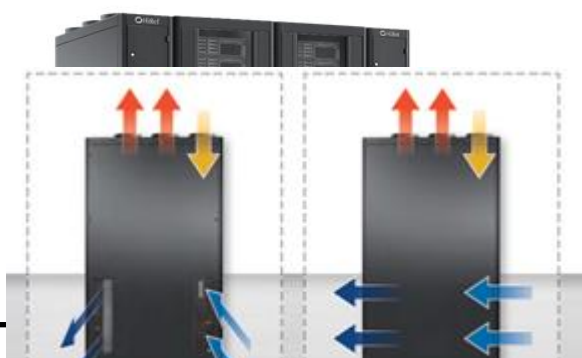


Рис.1.5



*Моноблочні кондиціонери.*

Розроблені під невеликі серверні і

телекомунікаційні станції, так як мають меншу потужність ніж шафові – близько 13 кВт. Цієї потужності цілком достатньо щоб забезпечити ідеальні умови для роботи великої кількості електроніки одночасно. Завдяки тому, що конденсаторний блок повітряного охолодження вже вмонтований всередині зібраного корпусу, а система заправлена фреоном, монтаж значно прискорюється та спрощується до підключення електроживлення і повітропроводів, сполучених із зовнішнім середовищем або системою припливно-витяжної вентиляції. Також відсутність потреби у прокладці фреонових магістралей виключає можливість виникнення ризиків, пов'язаних з монтажем, вакуумуванням та заправкою. Тож основними перевагами моноблочної системи є: мініатюрні розміри та спрощений монтаж.

#### *Стелеві прецизійні кондиціонери.*



Рис.1.6

Найбільш універсальні, так як мають найкраще співвідношення розмір/ефективність. Ще однією особливістю є доволі широкий ціновий діапазон. У таких прецизійних кондиціонерах компресор встановлений в

зовнішньому компресорно-конденсаторному блоці, а от парозволоження для данного типу кондиціонерів конструктивно не передбачається, тож для регулювання рівня вологості необхідно окремо встановлювати зовнішні парозволожувачі. Натомість, внутрішні блоки можуть бути обладнані опціональним модулем вільного охолодження (Free Cooling).

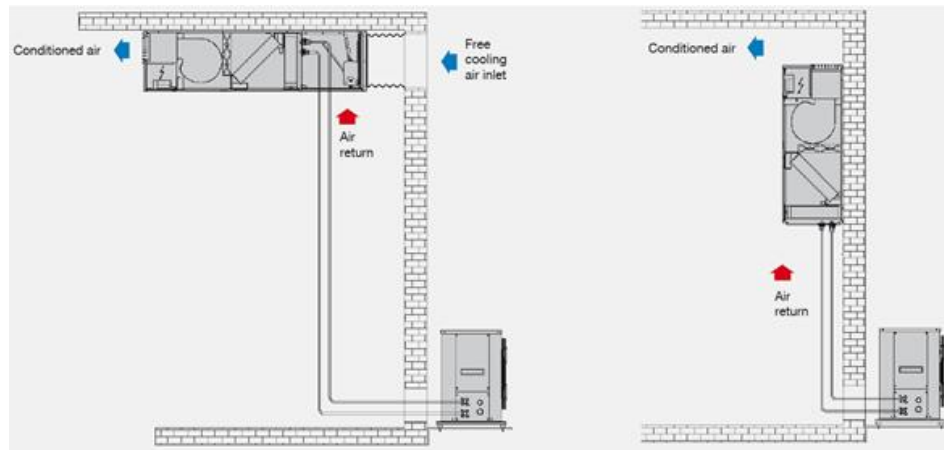


Рис.1.7 Моделі для стельового та настінного монтажу.

## 2. МЕТОДИКА ТЕПЛО-ВОЛОГІСНОГО РОЗРАХУНКУ ПРИМІЩЕНЬ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНОМУ ТЕПЛООБМІНІ

### 2.1. Моделювання нестационарного теплообміну приміщень

Для визначення теплоприпливів через огороження в приміщення різних за призначенням і архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку.

В реальності відсутні об'єкти, теплоприпливів які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестационарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш яскраво виражений нестационарний характер тепло припливів протягом добового циклу в приміщення громадських будівель і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір

холодопродуктивності систем кондиціонування за сумою усіх видів максимальних тепло припливів без урахування їх нестационарності в протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. Розглянута методика розрахунку тепло припливів дозволяє обґрунтовано вибрати холодопродуктивність системи кондиціонування, як правило меншу, ніж при традиційному розрахунку по максимуму теплових завантажень без урахування їх неспівпадання за часом доби і теплової інерції огорожень. Особливо ефективно використання запропонованої методики для великих об'єктів, що працюють в яскраво вираженому нестационарному режимі: театри, заводські їдальні, конференц зали та ін.

Критерієм вибору холодопродуктивності кондиціонера є, як правило, умова забезпечення в приміщенні з кондиціонером заданої температури при розрахунковій нормованій температурі зовнішнього повітря і певної, з урахуванням вимог нормативних документів, величини подачі свіжого повітря.

Для визначення теплоприпливів в приміщення різних за призначенням та архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку. Строго кажучи, в реальності відсутні об'єкти, теплоприпливи які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестационарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш яскраво виражений нестационарний характер теплопритоків протягом добового циклу в приміщення громадських будинків і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір холодопродуктивності систем кондиціонування по сумі всіх видів максимальних теплопритоків без урахування їх нестационарності протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить

до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. З іншого боку, для розрахункової оцінки теплоприпливів в прості типові об'єкти, як наприклад житлові кімнати 20-40 м<sup>2</sup> у звичайних типових будинках (висота стель 2,7-3 м, площа вікон 0,8-1 м<sup>2</sup> на 10 м<sup>2</sup> площі), може бути використано найпростіше співвідношення 100 Вт на 1м<sup>2</sup>. Така найпростіша оцінка буде досить коректною у багатьох випадках підбору кондиціонерів для житлових кімнат зазначеної вище площі, але в окремих випадках похибка такої оцінки може перевищити 25%.

Для зниження похибки пропонується коефіцієнтний метод уточнення оцінки теплоприпливів, виконаної за вищенаведеним найпростішим співвідношенням. При використанні коефіцієнтного методу похибка оцінки теплоприпливів в приміщенні в більшості випадків не перевищує 15%. Завдяки простих апроксимаційних залежності можливе підібрати кондиціонер, але з великою похибкою.

При наявності в приміщенні ліхтаря, скляних стін, потужних внутрішніх джерел тепла та інших особливостей визначення необхідної холодопродуктивності кондиціонера за найпростішим співвідношенням і уточнення його по Коефіцієнтний метод може виявитися неприйнятним через занадто великий похибки. Тому використання певного вище розрахунку і його уточнення коефіцієнтним методом можливо тільки при виконанні оцінки холодопродуктивності побутового кондиціонера досвідченим фахівцем для простого випадку його установки в звичайній житловій кімнаті. При виконанні проектних робіт або у разі, що відрізняється від вищевказаного, необхідно використовувати для визначення тепло припливів через зовнішні і внутрішні стіни, стеля, підлога, скління світлових прорізів і теплоприпливів від внутрішніх джерел тепла чинні в Україні нормативні документи та довідкові джерела, узгоджені для використання проектними організаціями. У зв'язку з великою різноманітністю об'єктів, що вимагають кондиціонування повітря, нормативні документи не призводять жорсткого

алгоритму (на відміну, наприклад, від розрахунку котлів) для розрахунку необхідної холодопродуктивності системи кондиціонування, обмежуючись методами і таблицями для розрахунку окремих видів теплоприпливів, допускаючи можливість адитивного підсумовування їх максимальних значень на момент максимальних теплоприпливів через світлові прорізи і в деякі інші моменти часу доби, за вибором проектанта. Такий розрахунок розрахунок другого рівня.

Для деяких великих громадських приміщень при розрахунку теплоприпливів в стаціонарному режимі за сумою їх максимумів, які адитивно сумуємо за часом максимуму теплопритоків через світлові прорізи, може бути отримана неприпустима помилка будь-якого знака.

Неприпустимо велике заниження необхідної потужності системи кондиціонування, при розрахунку по стаціонарній методикі, може бути допущено, наприклад, для приміщень які мають не постійне навантаження.

Для випадків розрахунку холодопродуктивності для великих громадських приміщень, де ціна помилки може бути неприйнятною, потрібно використання методикі розрахунку нестационарного режиму теплоприпливів протягом добового циклу. Виконання розрахунку за цією методикою назвемо «Розрахунок третього рівня». Резюмуючи, можна відзначити, що кожна методика має практичну нішу доцільного застосування.

Нами розглянута методика розрахунку необхідної холодопродуктивності кондиціонера, яка враховує теплову інерцію огорожень і повітря в приміщенні, нестационарність протягом добового циклу зовнішньої температури повітря, сонячної радіації, освітлення, тепловиділень людей, обладнання та інших джерел.

Нестационарні розрахунки при виборі комплектів обладнання кондиціонування і вентиляції житлових і громадських будівель, наведені в, будуть частіше використовуватися у міру зростання важливості та актуальності проблеми енергозбереження.

Пропонований метод - це інструмент, який би дозволив фахівцям розрахувати річні витрати холоду систем кондиціонування повітря.

Теплота сонячної радіації характеризується інтенсивністю прямої та розсіяної радіації  $q_{\text{рад}}$  та залежать від пори року, години доби, географічної широти і стану атмосфери. Наявність зовнішнього скління сприяє передачі тепла в приміщення внаслідок різниці температур і сонячної радіації. Але короткохвильове сонячне (видиме) випромінювання, проникаючи через прозоре скло, не змінює їх температури.

Нестаціонарні розрахунки при виборі комплектів обладнання кондиціонування і вентиляції житлових і громадських будівель, наведені в, будуть частіше використовуватися у міру зростання важливості та актуальності проблеми енергозбереження.

Розрахунок теплопривів в приміщення розраховуємо за формулою:

$$Q_{\text{пов}} = Q_{\text{огор}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{вип}}, \text{кВт} \quad (2.1)$$

Для визначення продуктивності систем з урахуванням теплоінерційності приміщення розрахункові зміни теплоприпливів апроксимують правильними періодичними змінами (гармонійними, переривчастими або їх сумою).

Для вибору комплекту обладнання систем забезпечення мікроклімату в громадських об'єктах, що експлуатуються при нестаціонарних теплоприпливах протягом добового, сезонного і річного циклів проведено математичне моделювання.

Метою математичного моделювання є вибір такого набору кліматичного обладнання, який дозволить:

- забезпечити необхідні параметри мікроклімату в приміщеннях, які кондиціонуються в умовах максимальних теплоприпливів влітку і максимальних тепловтрат взимку;

- забезпечити високу енергетичну ефективність при невеликій тепловій навантаженні в міжсезоння.

Результати математичного моделювання дозволили визначити по середньомісячним температур необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи.

Тепловий баланс об'єкта для цих цілей описується системою звичайних неоднорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Моделювання виконано в середовищі Mathcad 15 за допомогою двох службових інструментів, наявних в цьому програмному продукті блоку Given-Odesolve і службової функції.

При проведенні розрахунків систем кондиціонування повітря не завжди враховуються нестационарні характери процесу передачі тепла через конструкції, що огороджують поверхонь, інтенсивності сонячної радіації. В результаті вводиться запас при визначенні витрати повітря в приміщення, а значить, зростають витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря. Облік нестационарних теплоприпливів дозволяє знизити розрахункову теплове навантаження в порівнянні з максимальною, тобто, скоротити енергетичні витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря.

При створенні такої установки повітря обробки необхідно знати статичні і динамічні характеристики огороджувальних поверхонь (перехідні їх характеристики). В умовах нестационарної теплопровідності, при дослідженні динамічних властивостей огороджувальних конструкцій ми врахували вплив на радіаційну температуру повітря в приміщенні і не тільки зовнішньої температури повітря, дії сонячної радіації, а й рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером, а також використовувані способи подачі повітря в приміщення та температуру на різних шарах стіни.

Виходячи з відомих положень теорії теплопередачі, тепловий потік через огороджувальні конструкції може бути представлений функцією

температури зовнішнього і внутрішнього повітря, температури поверхні огорожі, його конструктивними теплофізичними характеристиками, тобто в наступному вигляді

$$Q_{огор} = F(t_n, t_{огр}, R_{огр}, q_{рад}), \quad (2.2)$$

Де  $t_{огр}$  - температура поверхні конструкції;  
 $R_{огр}$  - опір теплопередачі огороження.

Реальна величина температури поверхні зовнішньої огорожувальної конструкції враховується при обґрунтуванні величини температури повітря в приміщенні. Необхідно, щоб температура  $t_{огр}$  була на 1-2 °С вище температури точки роси при нормованих значеннях температури і відносної вологості внутрішнього повітря. Виконання цієї умови запобіжить випадання конденсату і зволоження матеріалу огорожувальних конструкцій. Крім того, при розрахунку теплоприпливів через внутрішні огорожувальні конструкції проектувальники виходять з того, що температура повітря в коридорах, на 1-3 °С вище (влітку) або нижче (взимку), ніж в жилу приміщенні.

Визначаються середні параметри зовнішнього повітря за час роботи систем в теплий та холодний періоди року: температура, °С та ентальпія, кДж/кг.

Розрахункова кількість тепла надходить в приміщення, залежить від орієнтації будівлі і форми їх в плані. Гармонійні зміни теплоприпливів характеризують середніми за добу теплоприпливи  $Q_{ср}$ , часом настання максимуму  $Q_{макс}$  і амплітудою  $A_Q$ :

$$A_Q = Q_{макс} - Q_{ср}. \quad (2.3)$$

Кількість теплоти, що надходить в приміщення через зовнішні стіни і перекриття площею  $R_{от}$  - необхідний опір теплопередачі, ( $m^2$  К/Вт), що характеризує ступінь теплового захисту огорожувальної конструкції.

Теплоприпливи через зовнішні стіни та перекриття визначаються залежностями

$$Q_{ст} = F_{ст} \left[ K_{ст} \left( t_{н.ср} + \frac{\rho_{ст} J_{ср}^6}{\alpha_{нар}^6} - t_6 \right) + \frac{\alpha_{вн}^6 \beta_{к}}{\nu} \left( 0,5\theta_1 A_{тн.} + \frac{\rho_{ст} \theta_2 A_j}{\alpha_{нар}^6} \right) \right] \quad (2.4)$$

$$Q_{перек} = F_{перек} \left[ K_{перек} \left( t_{н.ср} + \frac{\rho_{перек} J_{ср}^2}{\alpha_{нар}^2} - t_6 \right) + \frac{\alpha_{вн}^2 \beta_{к}}{\nu} \left( 0,5\theta_1 A_{тн.} + \frac{\rho_{перек} \theta_2 A_j}{\alpha_{нар}^2} \right) \right] + \quad (2.5)$$

де  $K$  – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни або перекриття,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  та дорівнює  $K=1/R_o$ .

Опір теплопередачі  $R_o$ ,  $(\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$ , огорожуючої конструкції необхідно визначати за формулою з врахуванням конструкції стін:

$$R_o = \frac{1}{\alpha_n} + R_k + \frac{1}{\alpha_{нар}}, \quad (2.6)$$

де  $R_k$  - термічний опір огорожуючої конструкції,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}$ , визначається для одношарової  $\delta/\lambda$ . Термічний опір  $R_k$ ,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ , огорожуючи конструкцій із послідовно розташованих однорідних шарів слід визначати як суму термічних опорів окремих шарів.

$J_{ср}$  - середньодобова кількість теплоти сумарної (прямої і розсіяної сонячної радіації), що на поверхню стін або перекриттів.

$t_6$  - розрахункова температура повітря в приміщенні;

$\beta_k$  - коефіцієнт, що враховує повітряний прошарок,  $\beta_k=0,6$ , без прошарку  $\beta_k=1$ ;

$\nu$  - значення гасіння коливань температури зовнішнього повітря в конструкції стіни і перекриття

$$\nu = 2^{\Sigma D} (0,83 + 3 \frac{\Sigma R}{\Sigma D}) (0,85 + 0,15 \frac{S_2}{S_1}) \quad (2.7)$$

$A_{\text{тн}}$  - середньодобова амплітуда коливань температури;

$A_j$  - кількість теплоти, рівна різниці сумарної сонячної радіації в кожен годину (прямої і розсіяної)

$$J_{\text{max}} = J_{\text{пр}} + J_{\text{р}} \quad (2.8)$$

і середньої за добу сумарної сонячної радіації  $J_{\text{ср}}$

$$A_j = [(J_{\text{пр}} + J_{\text{р}}) - J_{\text{ср}}] \quad (2.9)$$

$\theta_1$  - коефіцієнт гармонійної зміни зовнішньої температури визначається;

$\theta_2$  - коефіцієнт гармонійної зміни температури внутрішньої поверхні

Всі ці показники визначаються з врахуванням запізнювання температурних коливань в огороджувачій конструкції

$$\varepsilon = 2,7 \cdot \Sigma D - 0,4. \quad (2.10)$$

та внутрішніх стін Тим саме показаний вплив цих змін.

Перша модифікація - це розрахунок змінюються погодинних теплоприпливів протягом добового циклу, друга - визначення необхідної змінюється погодинної холодопродуктивності системи кондиціонування для підтримки з необхідною точністю заданої температури в приміщенні об'єкта у робочі та неробочі години добового циклу. наведені ці модифікації розрахунку для заводській їдальні по одним і тим же вихідним даним. Різниця результатів розрахунку максимальної середньогодинної величини теплопритоків по першій модифікації третій рівня і максимальної необхідної середньогодинної холодопродуктивності, визначеної за методикою

розрахунку другого модифікації третій рівня, що забезпечує необхідну точність підтримки заданої температури, складає в цьому випадку менш 1%.

За методикою другого модифікації показано, що якщо протягом 1,1 години з 12,1 до 13,2 годин допустити підвищення температури в приміщенні і до температури 29 °С при середньоінтегральній значенні в цей період 28,67 °С, то можна знизити потрібну установочну холодопродуктивність системи кондиціонування. Така економія дозволить всього на кілька десятків (кВт/ год) знизити загальне електроспоживання всього об'єкта, але при цьому сумарне місячне споживання дозволить перейти в більш низьку категорію споживачів електроенергії, така економія має сенс. Якщо цього не станеться, але комфортний мікроклімат в їдальні погіршиться, то може бути така економія абсолютно недоцільна і призведе до втрат виручки їдальні при роботі в спекотні літні місяці.

Розглянуті методики розрахунку на реальних об'єктах. Аналіз відповідності результатів розрахунку третього рівня для магазину та кількості оплаченої електроенергії, використаної магазином, показало, що для цього магазину необхідна система кондиціонування холодопродуктивністю не менше 10,2 кВт. Для великих об'єктів з чітко вираженим нестационарним режимом функціонування процесі добового циклу доцільно виконати розрахунок третього рівня в двох модифікаціях.

Показаний вплив гармонійних змін температур огорожень для зовнішніх. Приведена модель розрахунку теплоприпливів через огороження дозволяє врахувати вплив сонячної радіації та конструкції огорожень.

Запропонований метод був апробований на основі розрахунку «DanX» - установки для вентиляції і кондиціонування повітря фірми Dantherm (Данія) з використанням матеріалів, одного зі світових лідерів в секторі. Установки DanX оснащені інтелектуальною системою управління, що дозволяє використовувати економічні і ефективні режими комфортного кондиціонування повітря, де нагрівається або охолоджується повітря з

рекуперацією (або без рекуперації) припливного і витяжного потоків з використанням рециркуляції внутрішнього повітря при підмішування зовнішнього повітря або без рециркуляції. Протягом цілорічної експлуатації той чи інший режим є найкращим для конкретного діапазону співвідношення ентальпій повітря в об'єкті зі штучним мікрокліматом і зовнішнього повітря.

Наприклад, в певному діапазоні температур і ентальпій зовнішнього повітря доцільно відключати тепловий насос, в тому числі найбільш енергоємних елемент - компресор, залишаючи тільки вентиляцію, або подавати зовнішнє повітря по байпасу повз рекуператора. Пропонований метод комплексно використовує ітераційні процедури і кубічні інтерполяції залежностей всіх теплофізичних властивостей повітря, виконані по фірмовим таблицям фірми Dantherm і включені в розрахунковий лістинг, від температури, що змінюється на кожному витку ітерації. Використано можливості обчислювальної середовища Mathcad, зокрема в окремих випадках для зменшення числа внутрішніх ітерацій використовувалися: підпрограми з відповідними циклами і службові обчислювальні блоки «Given-Minerr» або «Given-Find». Для основних величин, які ітеруються в кінці кільця проводиться оцінка відносної похибки у відсотках.

Метод може бути використаний для різних теплових розрахунків і звичайно для 2-х основних режимів роботи зазначених установок: режим 1 - вентиляція через тепловий насос без рециркуляції витяжного повітря і без рекуперації повітряних потоків та режим 2 - рециркуляція внутрішнього повітря при підмішування свіжого повітря тільки за нормами для дихання людей, рекуперація припливного і витяжного потоків. Режим 2 враховує необхідність доведення ентальпії припливного потоку до значення ентальпії, що компенсує тепловтрати або теплоприпливив об'єктів, як правило, вимагає додаткової наявності в складі установки секції змішування потоків і секції калорифера-довідника з водяним або електричним нагріванням повітря (рис.3.1).

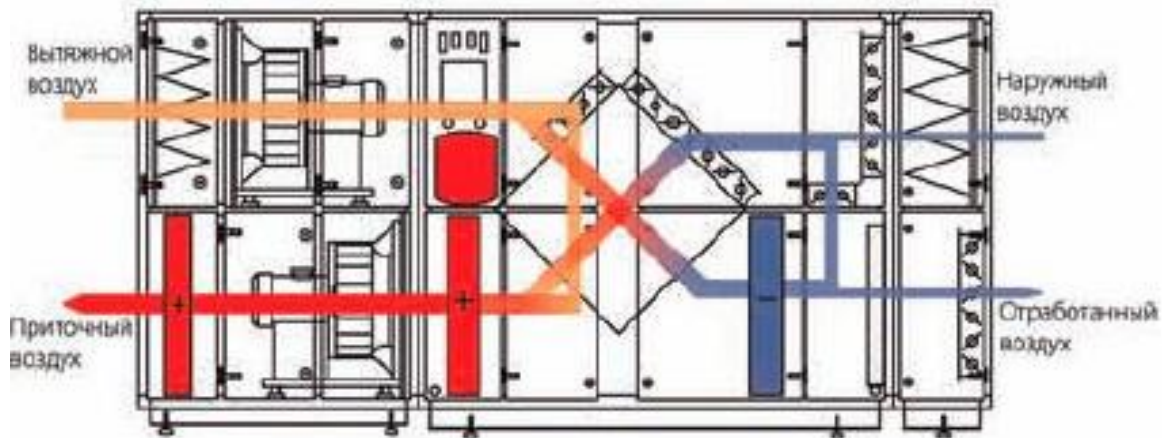


Рис 3.1. Схема Dan-X для денного зимового режиму з підмішування свіжого повітря з нагріванням, регенерацією і тепловим насосом.

Приміщення відчують істотний вплив коливань зовнішніх умов на мікроклімат повітряного середовища. Умови комфорту повітряного середовища, що формуються температурної обстановкою, характеризуються як температурою внутрішнього повітря, так і його радіаційної температурою, що є результатом впливу температур всіх огороджувальних поверхонь приміщення.

Для стаціонарних кліматичних умов методи визначення теплових навантажень через огороджувальні конструкції з зовнішнім середовищем досить добре вивчені. Ці методи можуть використовуватися як основоположні і при дослідженнях приміщень в умовах нестаціонарної теплопровідності їх огороджувальних поверхонь.

Теплові навантаження приміщення, як відомо, визначаються: теплом, що надходять через зовнішні огороження ( $Q_{огр.}$ ) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ( $t_{в}$ ) і зовнішнім ( $t_{н}$ ); теплом, що надходять через внутрішні огороження ( $Q_{в.огр.}$ ) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення ( $t_{в}$ ) і за перегородкою ( $t_{к}$ ); теплом, що надходять внаслідок впливу сонячної радіації ( $Q_{рад}$ ), враховуючі особливості конструкції огороження  $t_i$ . Проведеними дослідженнями

встановлено, що для приміщень, обладнаних системами кондиціонування повітря (СКП), теплоприпливи  $Q_{огр}$  становлять 30-40 сумарних теплонадлишків в приміщеннях ( $Q_{надл}$ ). Значна частина тепла, що надходить через зовнішні поверхні огороження і скління, багато в чому визначається сонячною радіацією. Результати статистичного аналізу проектних матеріалів показують, що при постійній тепловій навантаженні зовнішнього повітря коливання теплового навантаження в приміщеннях за рахунок сонячної радіації можуть становити до 50%.

При розрахунках ми розглядаємо зовнішні кліматичний вплив як ймовірно-невизначений, що не є чітких кореляційних зв'язків із сонячною радіацією. Інтенсивність сонячної радіації протягом доби, а також температура зовнішнього повітря не постійні. Зовнішні поверхні опромінюються періодично з врахуванням запізнення. У момент передачі через огороження найбільшої кількості тепла інтенсивність опромінення і зовнішня температура збігаються. В результаті починається частковий зворотний перехід поглиненого тепла від зовнішніх огорожень до повітря. Отже, процес передачі тепла, інтенсивність сонячної радіації носять яскраво виражений нестационарний характер. Така невизначеність призводить до широких діапазонів відхилень теплофізичних властивостей огорожень (коефіцієнтів теплопередачі, тепловіддачі і т.д.) від прийнятих при розрахунках значеннях.

При проведенні розрахунків систем кондиціонування повітря не завжди враховуються нестационарні характери процесу передачі тепла через конструкції, що обгороджують поверхонь, інтенсивності сонячної радіації. В результаті вводиться запас при визначенні витрати повітря в приміщення, а значить, зростають витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря. Облік нестационарних теплоприпливів дозволяє знизити розрахункову теплове навантаження в порівнянні з максимальною, а

значить, скоротити енергетичні витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря.

У роботах, присвячених дослідженням динамічних властивостей огорожувальних поверхонь приміщень що кондиціонують, рекомендується використовувати метод, заснований на складанні рівнянь теплових балансів для огорож при різних прийнятих припущеннях. В результаті, при складанні рівнянь теплових балансів не завжди враховується радіаційна складова теплопривів, з врахуванням температури слоїв огородження, а також вплив рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером на динамічні властивості огорожувальних конструкцій. Однак, як показують проведені розрахунки, що в умовах нестационарної теплопровідності, при дослідженні динамічних властивостей огорожувальних конструкцій, необхідно враховувати вплив на радіаційну температуру повітря в приміщенні і не тільки зовнішньої температури повітря, дії сонячної радіації, а й рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером, а також використовувані способи подачі повітря в приміщення та температуру на різних шарах стіни.

Розглядаючи динамічні процеси на кордонах повітряних середовищ і багат шарового огородження, після спільного рішення рівнянь теплового балансу для сталого та несталого режимів, були отримані диференціальні рівняння теплових балансів. Також при розрахунку теплового навантаження враховується нестационарні теплоприпливи від людей, обладнання, освітлення.

Запишемо матрицю правих частин системи диференціальних рівнянь I-го порядку, що описують нестационарний теплообмін основних будівельних елементів приміщення із зовнішнім середовищем і суміжними приміщеннями, які не кондиціонуються, з урахуванням зміни інтенсивності джерел тепла протягом доби.

Ця оціночна методика може бути використана для спільного вибору агрегату кондиціонування 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 зіврка уточненого 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.

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt} t_o(\tau) - \frac{\sigma n_{01}}{Cv} (t_1(\tau) - t_o(\tau)) + \\
& + \frac{\sigma z_{06}}{Cv} (t_6(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{\sigma k_{011}}{Cv} (t_{11}(\tau) - t_o(\tau)) + \\
& + \frac{Q_{oksum}(\tau) + Q_{vent}(\tau) + Q_l(\tau) + Q_{ob}(\tau) - Q_x(\tau)}{Cv} = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_1(\tau) + \frac{\sigma n_{01}}{Csvnn} (t_1(\tau) - t_o(\tau)) - \frac{\sigma n_{12}}{Csvnn} (t_2(\tau) - t_1(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_2(\tau) + \frac{\sigma n_{12}}{Cn} (t_2(\tau) - t_1(\tau)) - \frac{\sigma n_{23}}{Cn} (t_3(\tau) - t_2(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_3(\tau) + \frac{\sigma n_{23}}{Cn} (t_3(\tau) - t_2(\tau)) - \frac{\sigma n_{24}}{Cn} (t_4(\tau) - t_3(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_4(\tau) + \frac{\sigma n_{34}}{Cn} (t_4(\tau) - t_3(\tau)) - \frac{\sigma n_{45}}{Cn} (t_5(\tau) - t_4(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{st1}(\tau) + \frac{\sigma s_{ia}}{Csnz} (t_{st1}(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{dq}{dt} (t_{st1}(\tau) - t_o(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_6(\tau) + \frac{\sigma z_{06}}{Csvnz} (t_6(\tau) - t_o(\tau)) - \frac{\sigma z_{67}}{Csvnz} (t_7(\tau) - t_6(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_7(\tau) + \frac{\sigma z_{78}}{Cz} (t_7(\tau) - t_6(\tau)) - \frac{\sigma z_{78}}{Cz} (t_8(\tau) - t_7(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_8(\tau) + \frac{\sigma z_{78}}{Cz} (t_8(\tau) - t_7(\tau)) - \frac{\sigma z_{89}}{Cz} (t_9(\tau) - t_8(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_9(\tau) + \frac{\sigma z_{89}}{Cz} (t_9(\tau) - t_8(\tau)) - \frac{\sigma z_{910}}{Cz} (t_{10}(\tau) - t_9(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{10}(\tau) + \frac{\sigma z_{910}}{Csnz} (t_{10}(\tau) - t_9(\tau)) - \frac{\sigma z_{1011}}{Csnz} (t_{11}(\tau) - t_{10}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{st2}(\tau) + \frac{\sigma s_{ia}}{Csnz} (t_{st2}(\tau) - t_o(\tau)) + \frac{dq}{dt} (t_{st2}(\tau) - t_o(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{11}(\tau) + \frac{\sigma k_{1011}}{Csvk} (t_{11}(\tau) - t_{10}(\tau)) - \frac{\sigma k_{1112}}{Csvk} (t_{12}(\tau) - t_{11}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{12}(\tau) + \frac{\sigma k_{1112}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) - \frac{\sigma k_{1213}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{13}(\tau) + \frac{\sigma k_{1213}}{Ck} (t_{13}(\tau) - t_{12}(\tau)) - \frac{\sigma k_{1314}}{Ck} (t_{14}(\tau) - t_{13}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{14}(\tau) + \frac{\sigma k_{1314}}{Ck} (t_{14}(\tau) - t_{13}(\tau)) - \frac{\sigma k_{1415}}{Ck} (t_{15}(\tau) - t_{14}(\tau)) = 0 \\
& \frac{d}{dt} t_{15}(\tau) + \frac{\sigma k_{1415}}{Csnk} (t_{15}(\tau) - t_{14}(\tau)) - \frac{\sigma k_{s15}}{Csnk} (t_{svn}(\tau) - t_{15}(\tau)) = 0
\end{aligned} \tag{2.11}$$

де ключові параметри температури:

$t_0, ^\circ\text{C}$  – температура повітря в приміщенні;

$t_1-t_c, ^\circ\text{C}$  – середньо інтегральні температури слоїв північної сторони;

$t_{st1}-t_{st2}, ^\circ\text{C}$  – середньо інтегральні температури вікон;

$t_6-t_{10}, ^\circ\text{C}$  – середньо інтегральні температури слоїв південної сторони;

$t_{11}-t_{15}, ^\circ\text{C}$  – середньо інтегральні температури внутрішньої стіни;

$q, \text{Вт/м}^2$  – пряма та розсіяна сонячна радіація з впливом запізнення.

Визначаємо  $C_z, C_n, C_{snz}, C_{snn}, C_{svnz}, C_{svnn}$  Дж/К – теплоємність слоїв стіни, та теплові проводи мості за слоями стіни  $\Gamma_{ni}, \Gamma_{ki}, \Gamma_{zi}, \text{Вт/К}$  для зовнішніх та внутрішніх огорожень.

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

Для кожного місяця ми визначаємо:

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

$$N = \frac{L}{3600} \rho(t_{st}) \frac{dC(t_{sri}) + dC(t_x)}{2} (t_x - t_{sri}) \quad (2.12)$$

$t_{sri}, ^\circ\text{C}$  середньомісячна температура зовнішнього повітря,

$t_x, ^\circ\text{C}$  температура повітря в приміщенні

2. Температуру припливного повітря після пластинчастого рекуператора, (ТМП – модель)  $^\circ\text{C}$

$$t_{pi} = t_{sri} + \eta_{pi} (t_x - t_{sri}) \quad (2.13)$$

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

$$N = \frac{L}{3600} \rho(t_{st}) \frac{dC(t_p) + dC(t_x)}{2} (t_x - t_p) \quad (2.14)$$

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

$$E_{kpi} = \frac{N_1 - N_{p1}}{1000} m \tau_s \cdot pel \quad (2.15)$$

$\tau_s$ , 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  $E_g$ .

$$E_g = \sum_{j=1}^{12} E_{g_s} \quad (2.16)$$

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

6. Термін окупності визначали з рівняння

$$\frac{Pesobi}{Egi + \frac{Egi}{(1+d-R)^2} + \frac{Egi}{(1+d-R)^3} + \frac{Egi}{(1+d-R)^4} XI} = 1 \quad (2.17)$$

$XI = \text{Temp}(XI)$  - частка останнього року окупності рекуператора до моменту повної окупності

7. Методом кубічного сплайну визначаємо оптимальну товщину ізоляції.

За допомогою математичного моделювання з використанням з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку `Given-Odesolve` визначені середньомасові нестационарні температури елементів заводської їдальні і повітря в обідньому залі (рис.2.2).

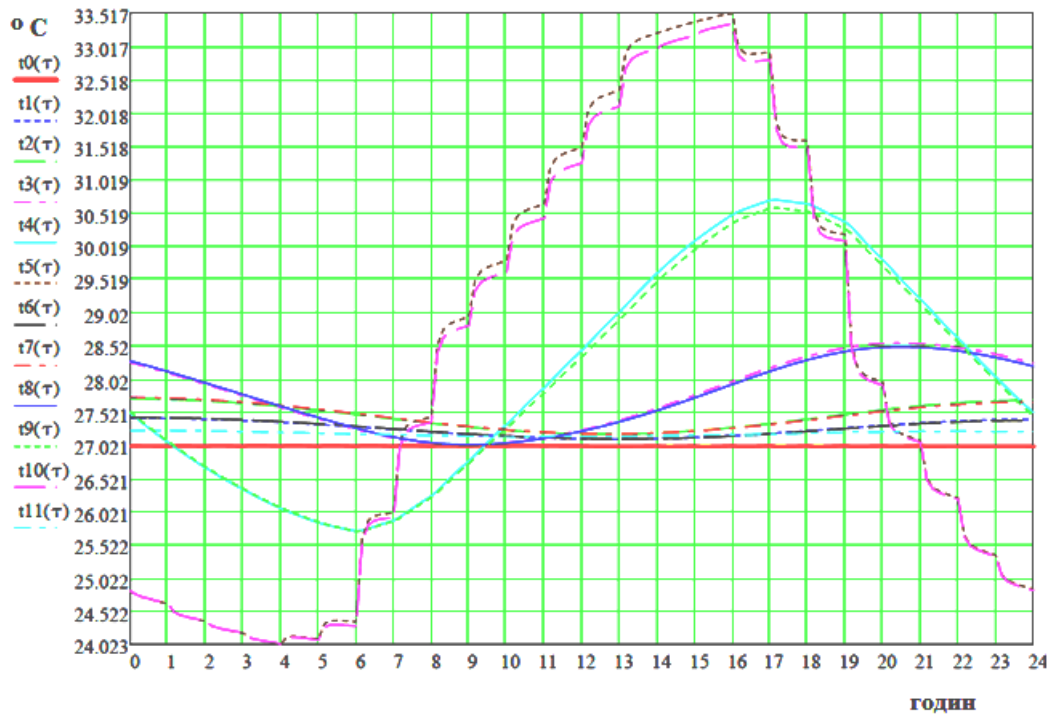


Рис.2.2. Вплив температура елементів об'єкта, що беруть участь в моделюванні погодинного добового теплового балансу

Середня погодинна холодопродуктивність системи кондиціонування, отримана в результаті математичного моделювання добового теплового балансу обіднього залу заводській їдальні з використанням ітераційних процедур.

За розробленою програмою отримали графік відхилення температури повітря в приміщенні їдальні від заданої температури кондиціонування 27° С.

Відхилення температури в приміщенні показано на рис.2.3.

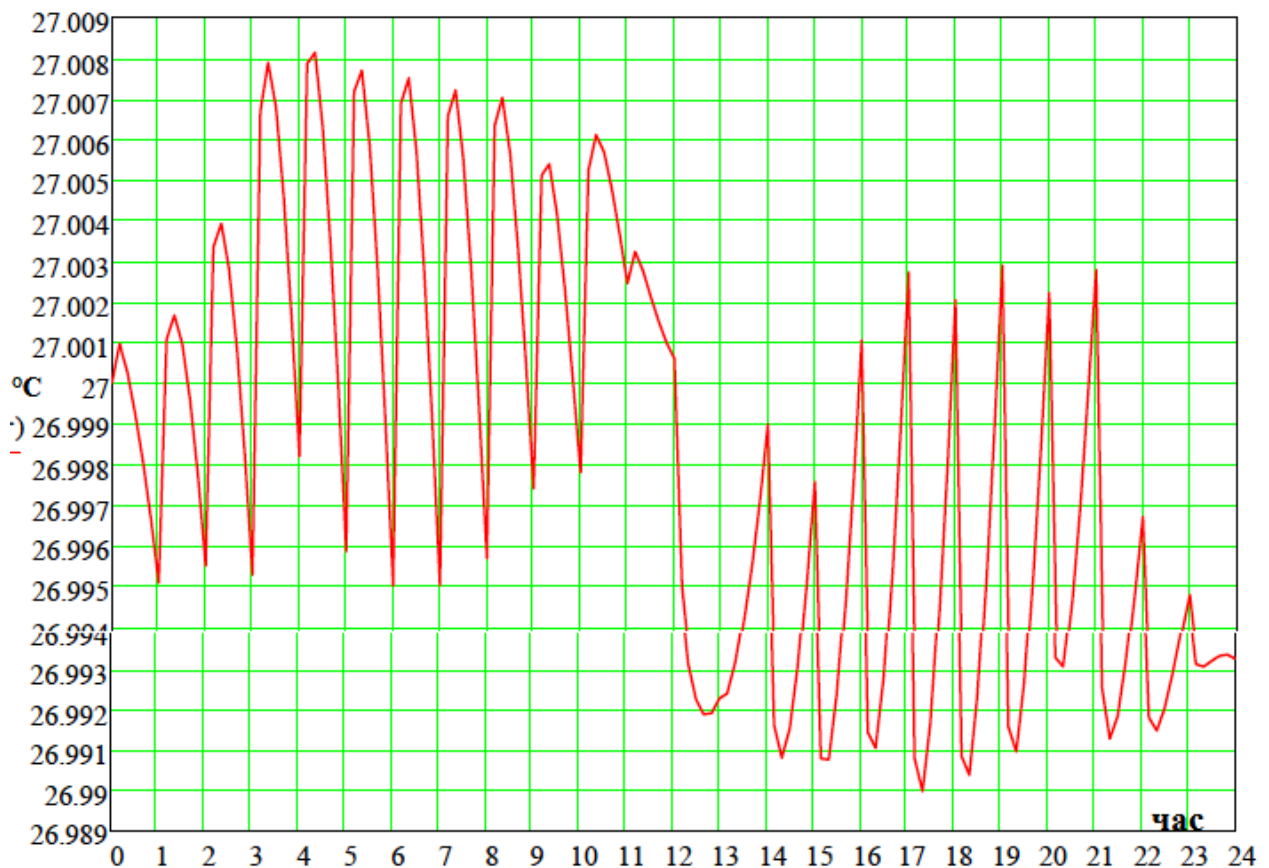


Рис 2.3. Відхилення температури повітря в приміщенні

Максимальна потужність охолодження, необхідна під час обіду о 13 годині. Як показано вище, необхідна максимальна холодопродуктивність системи кондиціонування становить 61.79 кВт. Така холодопродуктивність забезпечить температуру в обідньому залі 27°C о 13 годині дня при пікової теплової навантаженні.

За моделлю визначили, яка максимальна температура буде до кінця обіду, якщо максимальна холодопродуктивність системи кондиціонування буде на 10 відсотків нижче, тобто буде дорівнює 55.61 кВт. (рис 2.4).

У ряді випадків таке зменшення максимальної холодопродуктивності дозволяє вибрати кондиціонер меншого тіпономінала і отримати істотну економію капітальних і експлуатаційних витрат. В інших випадках, коли заводська їдальня відкрита більшу частину дня для жителів міста, більший

комфорт може бути більш важливим фактором при виборі тіпономіналу кондиціонера, яке впливає на річне споживання холоду.

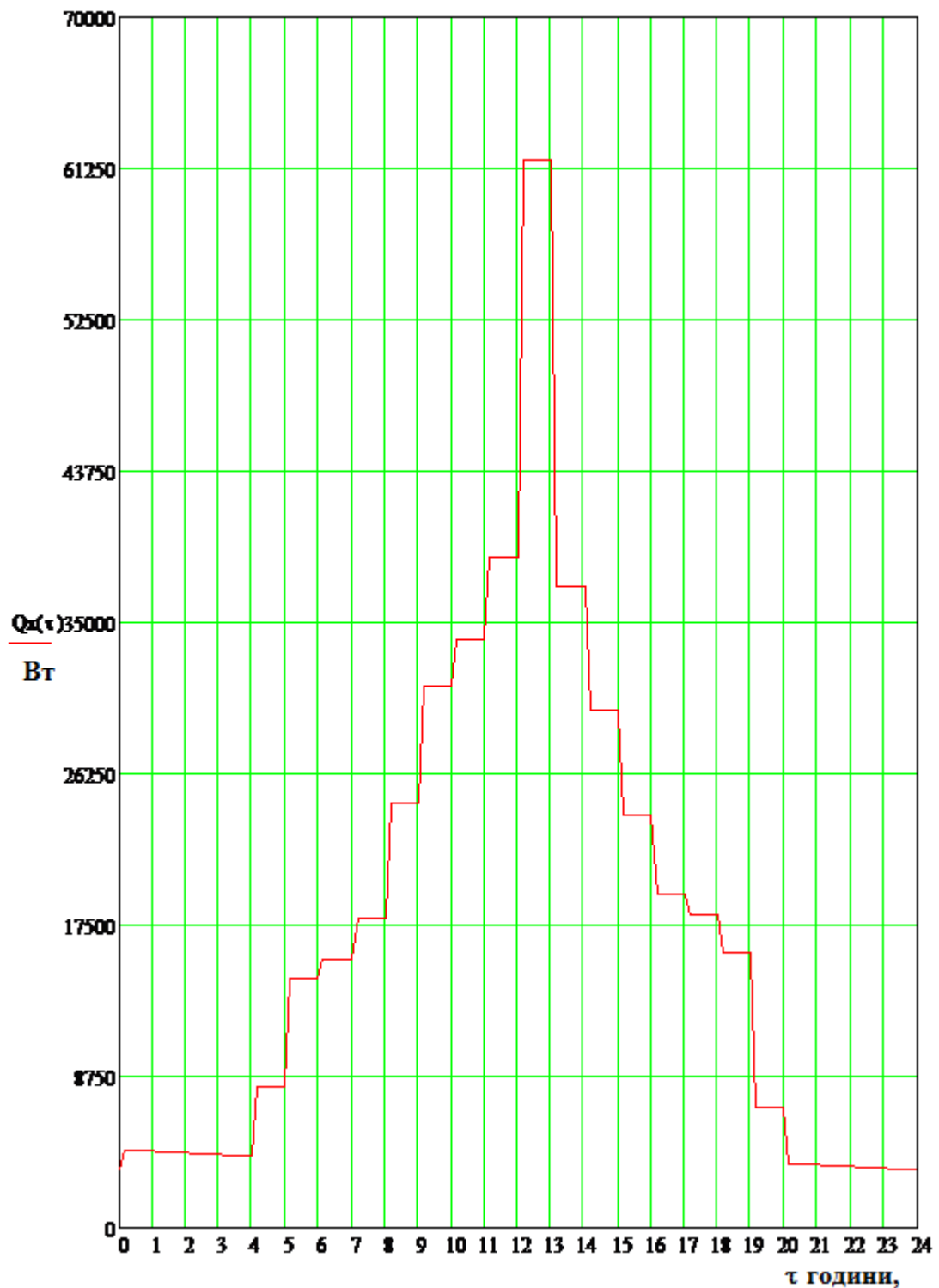


Рис. 2.4. Погодинна зміна необхідної холодопродуктивності кондиціонера для підтримки заданої температури повітря в приміщенні  $t_o = 27\text{ }^\circ\text{C}$

Проведені розрахунки теплового балансу приміщення з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку "Given-Odesolve" обчислювального середовища Mathcad 15, дали аналогічні результати і можуть бути використані для аналізу нестационарного теплового режиму, наприклад, громадських об'єктів. Вибір того чи іншого способу розрахунків визначається досвідом минулих робіт і наданням переваги конкретного методу. Для аналізу нестационарного погодинного теплового балансу було використано 14 звичайних неоднорідних і однорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити по середньомісячним температур необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповнять набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, придбання обладнання, монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби системи, а значить дозволяють оцінити термін окупності системи.

Показане визначення оптимальних параметрів кондиціонування на підставі побудованої математичної моделі.

Критерієм вибору холодопродуктивності кондиціонера є, як правило, умова забезпечення в приміщенні з кондиціонером заданої температури при розрахунковій нормованій температурі зовнішнього повітря і певної, з урахуванням вимог нормативних документів, величини подачі свіжого повітря.

Для визначення теплоприпливів в приміщення різних за призначенням та архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку. Строго кажучи, в реальності відсутні об'єкти, теплоприпливи які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестационарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш

яскраво виражений нестационарний характер теплопритоків протягом добового циклу в приміщення громадських будинків і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір холодопродуктивності систем кондиціонування по сумі всіх видів максимальних теплоприпливів без урахування їх нестационарності протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. З іншого боку, для розрахункової оцінки теплоприпливів в прості типові об'єкти, як наприклад житлові кімнати 20-40 м<sup>2</sup> у звичайних типових будинках (висота стель 2,7-3 м, площа вікон 0,8-1 м<sup>2</sup> на 10 м<sup>2</sup> площі), може бути використано найпростіше співвідношення 100 Вт на 1м<sup>2</sup>. Така найпростіша оцінка буде досить коректною у багатьох випадках підбору кондиціонерів для житлових кімнат зазначеної вище площі, але в окремих випадках похибка такої оцінки може перевищити 25%. Для зниження похибки пропонується коефіцієнтний метод уточнення оцінки теплоприпливів, виконаної за вищенаведеним найпростішого співвідношенню. При використанні коефіцієнтного методу похибка оцінки теплоприпливів в приміщення в більшості випадків не перевищує 15%. Завдяки простих апроксимаційних залежності можливе підібрати кондиціонер, але з великою похибкою.

При наявності в приміщенні ліхтаря, скляних стін, потужних внутрішніх джерел тепла та інших особливостей визначення необхідної холодопродуктивності кондиціонера за найпростішим співвідношенню і уточнення його. Коефіцієнтний метод може виявитися неприйнятним через занадто великий похибки. Тому використання певного вище розрахунку і його уточнення коефіцієнтним методом можливо тільки при виконанні оцінки холодопродуктивності побутового кондиціонера досвідченим фахівцем для простого випадку його установки в звичайній житловій кімнаті. При виконанні проектних робіт або у разі, що відрізняється від

вищевказаного, необхідно використовувати для визначення тепло припливів через зовнішні і внутрішні стіни, стеля, підлога, скління світлових прорізів і теплоприпливів від внутрішніх джерел тепла чинні в Україні нормативні документи та довідкові джерела, узгоджені для використання проектними організаціями. У зв'язку з великою різноманітністю об'єктів, що вимагають кондиціонування повітря, нормативні документи не призводять жорсткого алгоритму (на відміну, наприклад, від розрахунку котлів) для розрахунку необхідної холодопродуктивності системи кондиціонування, обмежуючись методами і таблицями для розрахунку окремих видів теплоприпливів, допускаючи можливість адитивного підсумовування їх максимальних значень на момент максимальних теплоприпливів через світлові прорізи і в деякі інші моменти часу доби, за вибором проектанта. Такий розрахунок розрахунок другого рівня.

Для деяких великих громадських приміщень при розрахунку теплоприпливів в стаціонарному режимі за сумою їх максимумів, які адитивно сумують за часом максимуму теплопритоків через світлові прорізи, може бути отримана неприпустима помилка будь-якого знака. Наприклад, завищення холодопродуктивності системи кондиціонування для залу площею підлоги 200-300 м<sup>2</sup>, розташоване у цокольному приміщенні, для залу показу мод в капітальній будівлі з тривалістю сеансу менше 1,5 годин, для великої заводській їдальні з піком чисельності відвідувачів в обідній час або для складу зберігання фармакологічної продукції, в якому, за відсутності вікон, максимальний тепловий потік на зовнішні стіни доводиться на денні, а максимум теплового потоку від внутрішніх стін в приміщення на нічні години, коли зовнішня температура нижче, а холодопродуктивність системи кондиціонування вище.

Для зазначених вище і подібних випадків розрахунку холодопродуктивності для великих громадських приміщень, де ціна помилки може бути неприйнятною, потрібно використання методики розрахунку

нестационарного режиму теплоприпливів протягом добового циклу. Виконання розрахунку за цією методикою назвемо «Розрахунок третього рівня». Резюмуючи, можна відзначити, що кожна методика має практичну нішу доцільного застосування.

### 3. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

#### 3.1 Характеристика будівельних конструкцій

Місце розташування об'єкта: місто Одеса.

Найменування об'єкта: Серверне приміщення волонтерського штабу.

Географічна широта:  $48^{\circ}$

Температура зовнішнього повітря: влітку  $28,6^{\circ}\text{C}$ , взимку  $-20^{\circ}\text{C}$

#### Початкові дані:

$t_{\text{н}}=28,6^{\circ}\text{C}$ ,  $h_{\text{н}}=36$  кДж/кг,

Параметри у приміщенні:  $t_{\text{в}}=22^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi_{\text{в}}=50\%$ .

Точка роси – не більше  $21^{\circ}\text{C}$

Висота приміщення: 4 м.

Швидкість зміни температури не більше  $5^{\circ}\text{C}$  за годину

**Стіна:** штукатурка  $\delta=25$  мм; залізобетон  $\delta=60$ мм; штукатурка  $\delta=25$  мм.

**Кровля:** безгорищне покриття: залізобетона плита  $\delta=150$  мм;

вирівнюючий слой (цементно-пісчаний)  $\delta=20$  металлочерепиця  $\delta=0,45$  мм.

**Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін:**

**Стіни виконані з таких матеріалів:**

штукатурка  $\delta = 25$  мм;  $\lambda = 0,7$  Вт/(м · К);

залізобетон  $\delta = 60$  мм;  $\lambda = 2,04$  Вт/(м · К);

штукатурка  $\delta = 25$  мм;  $\lambda = 0,7$  Вт/(м · К);

мінеральна вата  $\lambda = 0,037$ Вт/(м · К);

$k$  - коефіцієнт теплопередачі, приймаємо  $k_{\text{cm}} = 0,4$  згідно ДБН В 2.6-31:2006

**Товщина шару ізоляції стіни**

(3.1)

$$\delta_{\text{вс}} = \lambda_{\text{вс}} \left[ \frac{1}{k} - \left( \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right] = 0,0037 \left[ \frac{1}{0,04} - \left( \frac{1}{23} + \frac{1}{7} + 2 \cdot \frac{0,025}{0,7} + \frac{0,06}{2,04} \right) \right] = 0,0072 \text{ м}$$

,приймаємо 0,1 м.

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

$\delta_i$  и  $\lambda_i$  - товщина и теплопровідність 1-го слою огороження;

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

**Кровля плоска, виконана із наступних матеріалів:**

залізобетонна плита  $\delta = 150 \text{ мм}$ ;  $\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

мінеральна вата  $\lambda = 0,037 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

цементно-пеісчаний шар  $\delta = 20 \text{ мм}$ ;  $\lambda = 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

металочерепиця  $\delta=0,45 \text{ мм}$ .

Приймаємо  $k_{\text{кр}} = 0,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ .

$$\delta_{\text{вс}} = \lambda_{\text{вс}} \left[ \frac{1}{k} - \left( \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right] = 0,0037 \cdot \left[ \frac{1}{0,35} - \left( \frac{1}{23} + \frac{1}{7} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{0,45}{27} \right) \right] = 0,0097 \text{ м} \quad (3.2)$$

**Толщина слою ізоляції кровлі**

(3.3)

$$\delta = 0,047 \left[ \frac{1}{0,5} - \left( \frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{2,04} + \frac{0,001}{0,17} + \frac{1}{23} \right) \right] = 0,081$$

Опір теплопередачі приймаємо згідно з ДБН В2.6-31:2006.  $R=0,25 \text{ м}^2\text{К}/\text{В}$  для стіни та  $R=0,3 \text{ м}^2\text{К}/\text{В}$  для покрівля. Обираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалів  $S$  із БНіП. Потім розраховуємо опір  $R$ , теплову інерцію шару огороження  $D$ , теплову інерцію огороження  $\Sigma D$  за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт} \quad (3.4)$$

де  $\delta$  - товщина шару огороження;

$\lambda$  - теплопровідність матеріалу шару.

$$D = R \cdot S$$

(3.5)

Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.1.

Конструкція та матеріал	Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина, $\delta$ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, $\lambda$ , Вт/(мК)	Теплозасвоєння, $S$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)	Термічний опір, $R$ , (м <sup>2</sup> К/Вт)	Теплова інерція, $D$
Металевопластикові вікна					0,36	0,9
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,025	0,7	8,69	0,035	0,304
мінеральна вата	100	0,01	0,037	9,2	2,7	24,84
залізобетон	400	0,15	2,04	17,98	0,073	1,31
штукатурка	1600	0,025	0,7	8,69	0,035	0,304
Безгорищне покриття						
металочерепиця	800	0,45	27	45	0,001	0,045
цементно-пісчаний шар	1800	0,02	0,93	8,69	0,021	0,18
мінеральна вата	80	0,12	0,05	9,2	2,7	24,84

Отже, у цьому розділі розраховано коефіцієнт теплопередачі стіни і перекриття з врахуванням всіх їхніх шарів.

## 4. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

### 4.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б :

- барометричний тиск -  $P = 970$  мм. рт. стовпа;
- ентальпія зовнішнього повітря -  $h = 62$  кДж/кг;
- температура зовнішнього повітря -  $t = 28,6$  °С;
- розрахункова швидкість руху повітря -  $1,0$  м/с.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря.

Керуючись нормами проектування, приймаємо такі значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні :

- температура повітря у приміщенні влітку -  $t_{п} = 23$ °С;
- температура повітря у приміщенні взимку -  $t_{п} = 20$ °С;
- відносна вологість повітря у приміщенні влітку -  $\varphi_{п} = 50\%$ ;
- відносна вологість повітря у приміщенні взимку -  $\varphi_{п} = 50\%$ ;
- амплітуда добових коливань температури  $\Delta t = 10,7$ °С.

### 4.2 Розрахунок надходження теплоти в приміщення

Теплове навантаження приміщення складається з надходження теплоти через огороження  $Q_{огр.}$ , з інфільтрацією  $Q_{інф}$  і витрати теплоти на технологічні потреби  $Q_{т}$ .

$$Q = Q_{огр.} + Q_{інф} + Q_{т}, \text{ Вт}, \quad (4.1)$$

Теплота в приміщення може надходити через: зовнішні непрозорі огороження  $Q_{огр.}$ , внутрішні огороження  $Q_{в}$ , світлові прорізи, за рахунок сонячної радіації  $Q_{р}$ , від виробничого устаткування і технологічних процесів  $Q_{т}$ , з інфільтраційним повітрям  $Q_{інф}$ , від штучного освітлення  $Q_{ос}$ , людей.

Надходження тепла через зовнішні непрозорі огороження в контрольній роботі визначається за спрощеним інженерним методом.

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаються рівнянням:

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{кр}} + Q_{\text{н.ст}} + Q_{\text{в.}} + Q_{\text{ост}}, \text{ Вт}, \quad (4.2)$$

де

$Q_{\text{кр}}$  – кількість теплоти, що надходить крізь покрівлю, Вт;

$Q_{\text{н.ст}}$  - кількість теплоти, що надходить крізь тримальні конструкції, Вт;

$Q_{\text{в}}$  - кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огороження, Вт;

$Q_{\text{ост}}$  - кількість теплоти, що надходить крізь засклені поверхні (вікна),

Вт.

### 4.3. Розрахунок теплоприпливів через огороження за спрощеним інженерним методом

#### 4.3.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огороження

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{\text{кр}} = k_1 \cdot k_{\text{кр}} \cdot F_{\text{кр}} \cdot \theta_{\text{кр}}, \text{ Вт}, \quad (4.3)$$

$k_1$  – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості покрівлі, приймається: для двосхилої покрівлі (без вентиляції горища – 1, з гарною вентиляцією горища – 0,75), для плоскої покрівлі (білого кольору – 1, інших кольорів – 1,5);

$k_{\text{кр}}$  – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, [Вт/(м<sup>2</sup>·К)];

$F_{\text{кр}}$  – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м<sup>2</sup>];

$\theta_{\text{кр}}$  – умовний температурний напір між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні.  $\theta_{\text{кр}} = f(t_3, t_3 - t_{\text{в}}, \Delta t_{\text{с}}, \text{м.огр.})$ ; є складною функцією і визначається за таблицями в залежності від основних величин  
таблиця 1.

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{н.с}} = k_{\text{ст}} \cdot a \cdot (F_{\text{с}} + 0,5 \cdot F_3) \cdot \theta_{\text{ст}}, \text{ Вт}, \quad (4.4)$$

де

$k_{ст}$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни,  $[Вт/(м^2 \cdot К)]$ ;

$a = 0,7...0,9$ —коефіцієнт, що враховує затінення верхнього поверху стіни виступаючою покрівлею;

$F_c$  – площа зовнішніх стін, освітлюваних сонцем, крім північної,  $[м^2]$ ;

$F_3$  – площа затінених стін, включаючи північну,  $[м^2]$ ;

$\theta_{ст}$  - умовний температурний напір через стіну між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні.  $\theta_{ст} = f(t_{н}, t_{н}-t_{в}, \Delta t_{с}, м.огр., колір.стін.)$ ,

#### 4.3.2 Надходження теплоти через внутрішні огороження

Теплоприпливи через внутрішні перегородки і міжповерхові перекриття, що відокремлюють приміщення, які кондиціонують, від приміщень, які не кондиціонують, визначають за формулою:

$$Q_B = k_{в.ст} \cdot F_{в.ст} \cdot (t_{см.п} - t_{п}), \text{ Вт}, \quad (4.5)$$

де

$k$ -коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

а)  $t_{см.п} = 0,5 \cdot (t_{н} + t_{в})$ ,  $[^{\circ}C]$ , - у суміжному приміщенні за малі збитки теплоти;

б)  $t_{см.п} \approx t_{н}$ ,  $[^{\circ}C]$ , - у суміжному приміщенні за малих явних теплоприпливів;

в)  $t_{см.п} = t_{н} + \Delta t$ ,  $[^{\circ}C]$ , - у суміжному приміщенні за великих явних теплоприпливів;

$\Delta t$  – приймають від 3 до  $10^{\circ}C$ .

Теплоприпливи  $Q_B$  розраховують у тих випадках, коли різниця температур складає більше  $5^{\circ}C$ .

Теплоприпливи через підлогу, що лежить на ґрунті або розташована над прохолодним підвалом, приймають рівними нулеві.

### 4.3.3 Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі.

$$Q_{cp} = F \cdot [q_c \cdot k_{п} \cdot k_{заб} \cdot k_{зат} + k_o \cdot (t_3 - t_b)], \text{ Вт}, \quad (4.6)$$

де

$q_c$  - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло,  $[\text{Вт}/\text{м}^2]$

$F$  – площа заскленої поверхні, що піддається прямій радіації,  $[\text{м}^2]$ ;

$k_{п}$ ,  $k_{заб}$ ,  $k_{зат}$  – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заскленої поверхні, можливість забруднення,  $k_{заб} = 0.75$ , затінення шторами, маркізами і т.д.

В серверних приміщеннях не розміщуються вікна, тож  $Q_{cp}$  приймаємо за нуль.

### 4.4 Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Вологовиділення від людей

$$W_{л} = n \cdot w_{л}, \text{ кг/с} \quad (4.7)$$

де  $n$  – кількість людей у приміщенні;

$w_{л}$  – вологовиділення від однієї людини,  $\text{г/с}$ .

$$Q_{л}^{явн} = Q_{л} - Q_{л}^{скр}, \text{ Вт}, \quad (4.8)$$

Теплопритоки від висвітлення, приймаємо  $20 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Теплопритоки від обладнання

$$Q_{об} = K_{од} \cdot N \cdot \gamma \cdot \zeta \cdot K_{зат} \cdot 1000, \text{ Вт}, \quad (4.9)$$

Визначаємо вологовиділення від вологого приборання

$$W_{вл.у.} = \sigma F_{п} (d''_{п} - d_{п}) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (4.10)$$

де  $\sigma$  - коефіцієнт вологообміну,  $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$ .

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^B} = \frac{\alpha}{c_p^{c.B.} + c_p^H \cdot d_{cp}}, \text{ кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с}) \quad (4.11)$$

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

$d_n, d''_n$  - вологовміст повітря у приміщенні при заданій відносній вологості та на лінії насичення.

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = r \cdot W_{\text{вл.у.}}, \text{ (Вт)}, \quad (4.12)$$

де  $r$  - прихована теплота пароутворення.

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, \text{ (кДж/кг)} \quad (4.13)$$

де  $t_w^M$  - температура повітря у приміщенні за мокрим термометром.

Визначаємо повне вологовиділення:

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}}, \text{ кг/с} \quad (4.14)$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг} \quad (4.15)$$

Визначаємо звичайну приховану теплоту:

$$Q_{\text{скр}} = Q_{\text{скр}}^{\text{л}} + Q_{\text{скр}}^{\text{вл.у.}}, \quad (4.16)$$

Визначаємо загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}} \quad (4.17)$$

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

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_v - h_n}, \text{ кг/с} \quad (4.18)$$

$$G_2 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_e - d_n}, \text{ кг/с} \quad (4.19)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (4.20)$$

$$G_3 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (4.21)$$

Обираємо  $G = 4,39 \text{ кг/с}$ .

Результати розрахунку зведені до таблиці 4.1

**Побудова тепловлажностной характеристики і визначення масової витрати повітря**

Сумарний теплоприток	Qпр	Вт	36886,08291
Сумарні вологовиділення	Wсум	кг/с	1,78E-03
Прихований теплоприток	Qприх	Вт	4,46E+03
Явний теплоприток	Qявн	Вт	32425,75581
Тепловологісна х-ка процесу	Eps	кДж/кг.К	20674,53917
<b>Масова витрата вентиляованого повітря</b>			
Температура ВХІД	tв	°С	20
Температура ВИХІД	tn	°С	15
Ентальпія ВХІД	hn	кДж/кг	36
Ентальпія ВИХІД	hv	кДж/кг	30
Вологовміст повітря ВХІД	dn	кг/кг с.в.	7,30E-03
Вологовміст повітря ВИХІД	dv	кг/кг с.в.	6,20E-03
Робоча різниця температур	Δtp	°С	5
Баланс загальної теплоти	G1	кг/с	6,147680485
Баланс явної теплоти	G2	кг/с	6,446472329
Баланс вологи	G3	кг/с	1,62E+00
<b>Мас. Витрата вент. Повітря</b>	<b>Gb</b>	кг/с	<b>6,446472329</b>

Таблиця 4.1 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

#### 4.5 Розрахунок тепловиділень у залі взимку

Зовнішня температура повітря  $t_n = -20^\circ\text{C}$  [3];

Ентальпія зовнішнього повітря  $h_n = -18,9$  кДж/кг.

$$G_x = G_T, \text{ кг/с} \quad (4.22)$$

Розрахунок тепловиділень від огорожуючих конструкцій

$$Q_{огр} = Q_{ст} + Q_{ок} + Q_{пер}, \text{ Вт} \quad (4.23)$$

$$Q_{ст} = k_{ст} F (t_n - t_b), \text{ Вт} \quad (4.24)$$

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

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

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

$$Q_{пер} = k_{пер} F_{пер} (t_{нк} - t_b), \text{ Вт} \quad (4.25)$$

де  $F_{пер}$  – площа перегородки,  $\text{м}^2$

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

$t_{нк} - t_b$  – різниця температур повітря між коридором та приміщенням,  $^\circ\text{C}$ .

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_n - t_b), \text{ Вт}, \quad (4.26)$$

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

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

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

$$Q_{ст} = k_{кр} F (t_n - t_b), \text{ Вт} \quad (4.27)$$

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

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

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

Розрахунок вологовиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей.

$$Q_l^3 = Q_l^l, \text{ Вт} \quad (4.28)$$

Тепловиділення від обладання.

$$Q_l^3 = Q_l^l, \text{ Вт} \quad (4.29)$$

Тепловиділення від освітлення

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^l + Q_{осв}^{местное}, \text{ кВт} \quad (4.30)$$

Повний теплоприплив

$$Q_{пол} = Q_l + Q_{осв} + 0,4Q_{оп}, \text{ Вт} \quad (4.31)$$

Повний вологоприплив

$$W_{пол}^3 = W_{пол}^l, \text{ кг/с} \quad (4.32)$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (4.33)$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг} \quad (4.34)$$

Висновок: В цьому розділі я розраховував сумарні теплопритоки і вологовиділення від всіх їх джерел.

## 5 ВИБІР СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

За наявними даними та даними розрахунків було вирішено використовувати принцип кондиціонування «холодний – гарячий коридор» (Рис.5.1). Це досягається шляхом розміщення стійок з серверним обладнанням таким чином, щоб в одному міжстієчному коридорі концентрувалися тильні сторони, звідки відбувається видув гарячого повітря (формує «гарячий коридор»), а в іншому – лицеві, що виконують забір холодного повітря («холодний коридор»). Подача охолодженого та відфільтрованого повітря до «холодних коридорів» здійснюється через фальшпідлогу, а забір гарячого – через фальшстелю (що не рекомендується встановлювати в серверних приміщеннях) або напряду через верхню частину шафи.

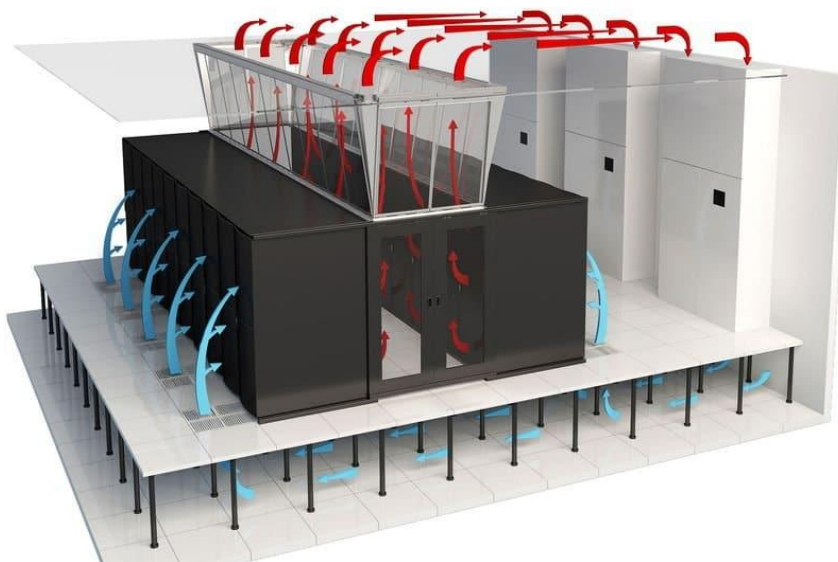


Рис.5.1

На основі отриманих розрахункових даних було підбрано 2 робочих і один резервний прецизійний шафований інвенторний кондиціонер моделі 0241 від фірми Hiref серії NRG (Рис. 5.2).

Окрім того, що інвенторна модель дасть кондиціонеру можливість плавно регулювати холодопродуктивність в залежності від змін мікроклімату за рахунок мінливості тепловиділень серверного обладнання, ми також подовжимо ресурс компресора та отримаємо можливість жити систему від

безперебійного джерела живлення, що добре скажеться на автономності і стабільності.

Робота при 100% навантаженні (повна холодопродуктивність при стандартних умовах базової комплектації)

Модель шафового інверторного кондиціонера серії NRG	Холодопродуктивність	Енергоефективність EER	Енергоспоживання компресорів	Рівень звукової потужності Lw	Розміри
	кВт		кВт	db(A)	(Д x В x Г, мм)
0091	9,6	4,26	2,25	49	600x1875x449
0131	12,9	4,39	2,94	53	900x1875x600
0241	25,9	4,06	6,40	55	1010x1998x795
0341	36,4	3,39	10,79	58	1280x1998x795
0462	48,7	3,63	13,44	65	2030x1998x795
0682	72,1	3,16	22,84	66	2510x1998x795
0902	89,3	3,28	27,18	67	2510x1998x950



Рис.5.2

## 6 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

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):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (5.1)$$

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

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

Значення показника  $K^{\Phi}_{НТЕ}$  визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
	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	
	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
	Ступінь вірогідності досягнення позитивних	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

результатів			
-------------	--	--	--

**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  $K^{\Phi}_{НТЕ}$  на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розробляють 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. 5.1.

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. 5.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 5.2

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 <sup>3</sup>	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:

$$\text{НТЕ} = \sum B_i \times K_i^3, \quad (5.2)$$

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. 5.3).

Таблиця 5.3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

Групи показників	Рейтинг експертів	Середня за	НТЕ

					експертними оцінками	
	Науково- технічний рівень				8,33	2,91 (8,33 x 0,35)
	Перспективність				6,33	2,21 (6,33 x 0,35)
	Потенційний масштаб практичного використання				4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів				7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						6,78

$$НТЕ = 8,33 \cdot 0,35 + 6,33 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 6,78$$

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. 5.3 можна дійти до висновку, що  $K_{НТЕ}$  відповідає 67,8 %, тобто:

$$\frac{6,78}{10} \cdot 100 = 67,8 \% .$$

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.

## 7 ОХОРОНА ПРАЦІ

Основною небезпекою в серверному приміщенні є можливість возгорання через велику кількість обладнання, що виділяє багато тепла.

Для запобігання пожежі слід дотримуватись правил протипожежної безпеки при проектуванні серверної:

- Після прокладки кабелів необхідно закрити вогнетривким матеріалом всі кабельні вводи в серверне приміщення. Для цих цілей можна використовувати спеціальні заглушки, які встановлюються в кабельному вводі, які у разі виникнення пожежі розширюються, перекривають простір і не дозволяють поширитися вогню і диму.
- Стельові перекриття, стіни і перегородки серверного приміщення повинні бути негорючими та забезпечувати вогнестійкість не менше 45 хвилин.
- Двері повинні забезпечити вогнестійкість не менше 36 хвилин. Двері може бути виготовлена з важко згораємого матеріалу товщиною не менше 40 мм без внутрішніх порожнеч або можна використовувати дерев'яні двері, але покрити їх шаром азбесту

або оббити листовою сталлю товщиною не менше 4 мм з двох сторін.

- У приміщенні повинні встановлюватися витяжні шахти з ручним або автоматичним відкриванням. Площа шахт повинна бути не менше 0.2% від площі приміщення і відстань, з будь-якої точки приміщення до шахти повинне бути не більше 20 метрів.
- Якщо в серверному приміщенні встановлюються сплінкери, то головки сплінкерів рекомендується закривати сітчастими захисними ковпачками, щоб уникнути випадкового спрацювання по причині їх механічного пошкодження.
- Опори та стояки фальшпідлог повинні бути виконані з вогнетривкого матеріалу.
- Плити фальшпідлог повинні бути виготовлені з вогнетривкого матеріалу або матеріалу з межею вогнестійкості 30 хвилин. Верхнє покриття плит фальшпола може бути виконано з згораємого матеріалу.



Рис.7.1

Також для безпечного знаходження та пересування в приміщенні необхідно грамотно розподілити кабелі живлення, а також організувати заземлення.

- Для розподілу кабелів і організації кабельних потоків в телекомунікаційному приміщенні необхідно використовувати кабелепроводи і організатори.
- Засоби розподілу і організації кабельних потоків повинні бути надійно закріплені, витримувати вагу кабелю, повинні забезпечити захист і розподіл кабелів з мінімально допустимим радіусом вигину кабелю.
- Кабелепроводи повинні бути встановлені від кабельного вводу в телекомунікаційне приміщення до телекомунікаційних шаф.
- Кабелепроводи розташовані під стелею, повинні бути відкриті і доступні для проведення подальших робіт з прокладання кабелів, шнурів або перемичок.

- Рекомендується розміщувати кабельні вводи в апаратне приміщення поруч з дверима.
- В апаратному приміщенні повинна бути встановлена магістральна телекомунікаційна заземлювальна шина, до якої повинні бути підключені заземлюючі і сполучні провідники від монтажних конструктивів, телекомунікаційного обладнання, металевих кабелепроводів.



Рис.7.2

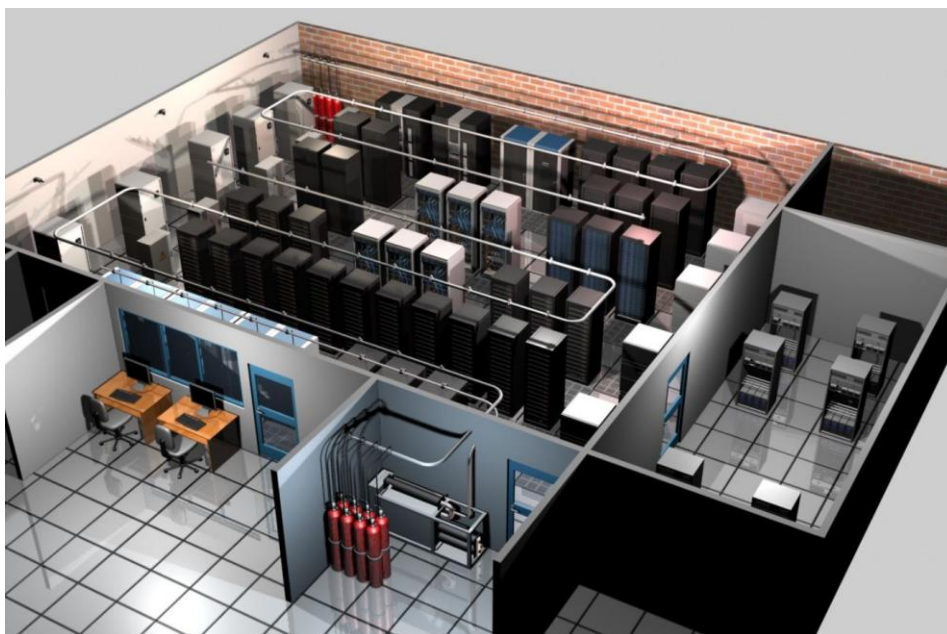


Рис.7.3

## 8. ВИСНОВКИ

За даними досліджень розроблена система кондиціонування повітря при нестационарних теплових режимах серверного приміщення Одеського волонтерського штабу, що включає розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для систем кондиціонування, фільтрації та розподілу повітря.

Використовуючи данні дослідження дозволило підібрати систему кондиціонування серверного приміщення волонтерського штабу, що дозволяє підтримувати стабільний мікроклімат.

### ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря/ Н.В.Жихарєва //–Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
2. Жихарєва, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах монографія / Н. В. Жихарєва ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с.
3. Креслинь А.Я. Оптимізація енергопостачання системами кондиціонування повітря / А.Я. Креслинь. // - Рига: РПИ - 1982. – 155 с.
4. Нимич Г.В. Сучасні системи вентиляції и кондиціонування повітря Нимич / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142
5. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с.
6. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.

7. Веб-сайт Helios. Доступно на:  
[[www.nasa.gov/centers/dryden/news/FactSheets/FS-068-DFRC.html](http://www.nasa.gov/centers/dryden/news/FactSheets/FS-068-DFRC.html)].
8. Веб-сайт Blaze Laboratory. Доступно на: [[www.blazelabs.com](http://www.blazelabs.com)].
9. Ліпа А.Л. " Кондиціонування. Основи теорії. Сучасні технології очищення повітря." Odessa OSAR, ВМВ, 607 л.  
[<https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/13152>]
10. Веб-сайт HyperNet. Доступно на: [<https://shop.hypernet.com.ua/trebovaniya-k-servernoy-komnate/>]
11. Веб-сайт Енергосистеми Луджер. Доступно на:  
[<http://www.esludger.com.ua/uk/kondytsioner-dlia-servernoi-v-servernu-pretsyziinyi.html>]