

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



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

### ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОЛОГІСНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ ЗАГАЛЬНООСВІТНЬОЇ ШКОЛИ З БОМБОСХОВИЩЕМ м.ОДЕСА

Здобувач Под'ячев В.М.

2 курсу ХМ161 - групи

Керівник к.т.н.доц. Когут В. О.

Консультант: к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

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

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	<u>Холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступень вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньо-уферjdf програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

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

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ р.

## **З А В Д А Н Н Я** **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Под'ячева В'ячеслава Михайловича.  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВОЛОГІСНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ ЗАГАЛЬНООСВІТНЬОЇ ШКОЛИ З БОМБОСХОВИЩЕМ м.ОДЕСА

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Когут В.О.  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 51.03 від 30.01.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 28.05.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Одеса , ШКОЛА З БОМБОСХОВИЩЕМ .

Параметри повітря в приміщенні влітку:  $t = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 50\%$ ;

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

Параметри зовнішнього повітря влітку:  $t = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ ; ентальпія  $h=60 \text{ кДж/ кг}$

Параметри зовнішнього повітря взимку:  $t = -22 \text{ }^\circ\text{C}$  ентальпія  $h=-20 \text{ кДж/ кг}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

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

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

7. Дата видачі завдання:

Керівник \_\_\_\_\_ к.т.н.доц. Когут В.О.  
 Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Под'ячев В.М..

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.26	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.26	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря	01.04-08.04.26	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.26	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-27.04.26	Виконано
6.	Підбір і розрахунок холодильної машини		
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	28.04-30.04.26	Виконано
8.	Економічний розділ	01.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник \_\_\_\_\_ Под'ячев В.М.  
 Керівник роботи \_\_\_\_\_ к.т.н., доц. 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 \_\_\_\_\_ Под'ячев В'ячеслав Михайлович.

## АНОТАЦІЯ

Под'ячев В'ячеслав Михайлович. *«Дослідження енергоефективності тепловологісної обробки повітря загальноосвітньої школи з бомбосховищем»*. – Кваліфікаційна робота магістра.

У магістерській роботі розглянуто питання забезпечення нормативних параметрів мікроклімату та підвищення енергоефективності системи тепловологісної обробки повітря для загальноосвітньої школи, обладнаної захисним укриттям (бомбосховищем). Особливу увагу приділено створенню комфортних та безпечних умов перебування учнів, педагогічного персоналу та інших користувачів будівлі як у звичайному режимі експлуатації, так і під час перебування в укритті.

У роботі виконано аналіз сучасних вимог до параметрів повітряного середовища в навчальних закладах та захисних спорудах цивільного захисту. Проведено розрахунок тепловологісних навантажень для приміщень школи та бомбосховища, визначено необхідні витрати припливного повітря, досліджено процеси нагрівання, охолодження, осушення та зволоження повітря. На основі отриманих результатів обґрунтовано вибір енергоефективної схеми кондиціонування та вентиляції.

Виконано оцінку енергетичних показників системи тепловологісної обробки повітря з використанням сучасних технічних рішень, зокрема рекуперації теплоти вентиляційних викидів та автоматизованого регулювання режимів роботи обладнання. Проведене дослідження дозволило визначити шляхи зниження енергоспоживання та експлуатаційних витрат при забезпеченні нормативних параметрів мікроклімату.

Результати роботи можуть бути використані під час проектування, модернізації та експлуатації систем вентиляції та кондиціонування повітря закладів освіти, оснащених захисними спорудами цивільного захисту.

**Ключові слова:** енергоефективність, тепловологісна обробка повітря, кондиціонування повітря, вентиляція, загальноосвітня школа, бомбосховище, мікроклімат, рекуперація теплоти, повітрообмін, енергозбереження.

## ANNOTATION

Master's degree work Podyachev Vyacheslav Mikhailovich. topic: : RESEARCH OF ENERGY EFFICIENCY OF THERMAL AIR TREATMENT OF A GENERAL EDUCATIONAL SCHOOL WITH A BOMB SHELTER IN ODESSA

consists of \_\_\_\_\_ pages, figures, tables, a list of references from sources.....

This scientific work deals with the design of an air conditioning system for a hotel bomb shelter with an improved filtration system and effective air distribution.

The work includes a calculation of air conditioning processes: selection of design parameters for internal and external air; and a model for calculating heat inflows and moisture inflows; calculation of air filters; air distribution, justification of the choice and selection of equipment for an air conditioning system for a bomb shelter.

Keywords: air conditioning systems, heat inflows, filtration, bomb shelter, refrigerants

## ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	3
1. ІСНУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ КОНДИЦІОНУВАННЯ БОМБОСХОВИЩ....	8
1.1 Основні технічні рішення.....	11
2. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	13
2.1 Характеристика будівельних конструкцій.....	13
3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	16
3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря.....	16
3.5 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди.....	22
3.6 Розрахунок тепловиділень у залі взимку.....	23
4. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	28
5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК АППАРАТІВ ЦЕНТРАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	35
5.1 Підбір центрального кондиціонера .....	35
5.3 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для повітрянагрівачів .....	41
5.7 Розрахунок повітроохолоджувача.....	52
6. УДОСКОНАЛЕННЯ СКП.....	68
6.1 Кондиціювання бомбосховища та правила облаштування	70
6.2 Види та правила облаштування повітроводів .....	74

6.3 Фільтрація бомбосховищ.....	.77
7. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	77
8. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗИКІВ ПРОЕКТУ.....	74
ВИСНОВКИ	86
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	..88

## ВСТУП.

### Актуальність теми.

Системи кондиціонування повітря, відомі також як системи кондиціонування або кліматичні системи, є комплексом технічних пристроїв, що використовуються для контролю та регулювання температури, вологості, чистоти та руху повітря в приміщенні. Вони широко використовуються в житлових будинках, комерційних приміщеннях, офісах, фабриках, лікарнях, готелях та інших типах будівель.

Основні функції систем кондиціонування повітря включають:

1. Охолодження: Системи кондиціонування можуть охолоджувати повітря в приміщенні, щоб створити комфортну температуру під час спекотних днів.
2. Обігрів: Деякі системи кондиціонування також можуть нагрівати повітря, щоб забезпечити комфортну температуру в холодну пору року.
3. Вентиляція: Системи кондиціонування забезпечують циркуляцію свіжого повітря в приміщенні, зменшуючи рівень забруднення і підтримуючи здорову атмосферу.
4. Очищення повітря: Деякі системи кондиціонування мають фільтри, які затримують пил, бактерії, алергени та інші забруднюючі речовини, покращуючи якість повітря в приміщенні.
5. Вологість: Деякі системи кондиціонування можуть контролювати рівень вологості в приміщенні, що корисно в умовах занадто сухого або вологого повітря.
6. Шумопоглинання: Сучасні системи кондиціонування також можуть бути оснащені функціями шумопоглинання для зменшення рівня шуму,

**Мета роботи та задачі дослідження.**

Метою даної роботи є підвищення ефективності роботи системи кондиціонування повітря при нестационарних теплових режимах в бомбосховищах

#### **Методи дослідження.**

Ескізна та графічна розробка принципової схеми та експерименти з визначенням показників економічної ефективності системи кондиціонування повітря, чисельні методи та методи оптимізації.

#### **Теоретична цінність.**

Визначається в дослідженні та розробці системи кондиціонування повітря при нестационарних теплових режимах бомбосховищ

#### **Фактологічна база.**

Фактологічною базою дослідження є різні схемні рішення систем кондиціонування повітря. В якості джерел інформації використані: методичні рекомендації, видання кондиціонування повітря та веб-сайти.

#### **Задачі дослідження.**

Проаналізувати існуючі ресурсозберігаючі системи комфортного кондиціонування повітря приміщень громадянського захисту. Провести дослідження і розрахунок систем комфортного кондиціонування повітря

Кондиціонування повітря - це процес контролю та регулювання параметрів повітря, таких як температура, вологість, чистота та рух, в приміщенні з метою створення комфортних умов для проживання або роботи.

Основні хладагенти, які використовуються в системах кондиціонування повітря, включають:

# ІСНУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ КОНДИЦІОНУВАННЯ БОМБОСХОВИЩ

## Приточно-витяжна вентиляція

Щоб система вентиляції підвального приміщення функціонувала правильно, необхідно грамотно скласти її схему. Зовні встановлюється вентилятор, усередині – конвектор, а у приміщенні мають бути проведені канали для подачі та витяжки. Вентилятор нагнітає свіже повітря зовні, конвектор нагріває або охолоджує його, відбувається фільтрація від забруднень та домішок, потім чисте повітря надходить у приміщення, а відпрацьоване повітря внаслідок перепадів тиску каналами виходить назовні.

Як обладнання можна використовувати сучасні вентиляційні системи, кондиціонери та спліт-системи, які мають безліч функціональних можливостей та температурних режимів. В нашій компанії величезний вибір вентиляційного обладнання з повним асортиментом можна ознайомитися [тут](#).



Рис 1. Розподіл повітря в бомбосховищі

## **ВЕНТИЛЯЦІЯ ПІДВАЛУ ПРИВАТНОЇ САДИБИ**

Сучасні котеджі будуються з урахуванням цокольних поверхів та підвальних приміщень. Тут зазвичай розміщуються майстерні, комори, пральні, ванні кімнати або сауни, басейн (провітрювання басейнів тут) та спортивний зал. Провітрювання цих приміщень з урахуванням характеру використання та конструктивних особливостей особливо актуальне.

Якщо підвальне приміщення використовуються дуже рідко, для регуляції подачі та виведення повітря можна обійтися шибєрними заслінками. Вони дозволять вентилювати підвал у ручному режимі.

Якщо підвал або цокольний поверх призначені для тривалого перебування, то і система вентиляції в них повинна бути спрямована на створення комфортного і безпечного мікроклімату. Крім того, система провітрювання повинна перешкоджати утворенню плісняви та гребка, накопиченню надлишків вологи, сприятиме збереженню на довгі роки конструкції будинку та комунікації в ньому.

### ***1.1 ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ***

#### **Природна та примусова?**

Якщо площа підвалу або цокольного поверху значна, а вентиляційна система обслуговуватиме і житлові кімнати, потрібна примусова система. Принцип її функціонування полягає в наступному: повітря з вулиці за допомогою

спеціальних вентиляторів нагнітається всередину підвалу, після, при необхідності, він фільтрується, охолоджується або нагрівається, і подається в приміщення.

## **Переваги вентиляційної системи очевидні:**

- працюють незалежно від погодних умов;
- можна вибрати різні режими роботи вентилятора і зробити режим провітрювання інтенсивнішим, щоб запобігти вогкості в підвалі;
- може фільтрувати повітряні маси перед подачею до приміщення;
- внаслідок нагрівання повітря частково замінюють опалювальну систему.

Більш доступним і простим способом провітрювання підвальних приміщень є природна система, яка багато років вважалася класичною і набула широкого застосування в будівництві. Принцип полягає у створенні різниці температурних показників усередині та зовні приміщення. Для влаштування такої системи достатньо двох труб – припливної та витяжної. Але природна система залежить від кліматичних умов, що заважає контролю температурного режиму та вологості. Серед переваг можна відзначити:

- простий пристрій та легкий монтаж елементів;
- невеликі фінансові витрати на облаштування;

- відсутність додаткових витрат під час експлуатації;
- виключення будь-яких механічних поломок.

Якщо площа підвалу невелика, і власники заміської нерухомості практично не користуються нею або не висувають особливих вимог до повітрообміну споруди, тоді природна система витяжки — оптимальне рішення для приватного будинку.

До природного повітрообміну можна віднести і спеціальні отвори-віконця невеликого діаметру в цоколі або фундаменті будови, які забезпечують постійне провітрювання в підвальному приміщенні, перешкоджаючи застою вологи.

\ , Приклад комфортності згідно ISO 7730 [12]. Як видно , комфортність перебування в укритті (бомбосховищі) залежить від температури повітря та від його відносної вологості. Відносна вологість повітря % Температура повітря в приміщенні °C , 20 , некомфортно волого некомфортно сухо ще комфортно комфортно ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 В роботі [13] показано, що система створення штучного мікроклімату являє собою складний технологічний процес, який характеризується зміною вихідних параметрів. При цьому динамічним елементом у системі керування штучним мікрокліматом є саме приміщення (у нашому випадку укриття). Наприклад, при моделюванні процесів у приміщеннях укриттів, де є кондиціонування та змінне теплове навантаження, а вологість є відносно сталою – повітряне навантаження потребує витрати зовнішнього повітря. В ході досліджень запропоновано особливу увагу при побудові систем

моніторингу параметрів мікроклімату приділяти вибору та обґрунтуванню мережі Інтернет. Зокрема це стосується вимог щодо використання інтерфейсів та протоколів обміну даних. Наприклад, в роботі [14] для цих цілей пропонується застосовувати хмарні технології (протоколи JSON (Java Script Object Notation)). Крім того проведений аналіз існуючих рішень щодо регулювання мікроклімату в приміщеннях в т.ч. укриттів дозволив запропонувати три варіанти алгоритму його регулювання: 1) аналіз параметрів зовнішнього та внутрішнього середовища мікроклімату та вибір на їх основі існуючих алгоритмів; 2) вибір за допомогою інформаційної системи найбільш оптимальних комбінацій схемних рішень; 3) зміна алгоритмів управління на основі застосування адаптивної інформаційної системи.

На рис. 2 наведено узагальнену схему процесу регулювання мікроклімату за допомогою інтелектуальної системи: ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 Рис 2. – Структурна система регулювання мікроклімату. Де  $T$  – температура,  $P$  – тиск,  $\phi$  – відносна вологість, що отримана з внутрішніх і зовнішніх сенсорів приміщення. Блок управління являє собою експертну систему, яка «навчається» протягом усієї своєї роботи. Тобто, поповнює або коригує свою базу знань в залежності від змін внутрішніх або зовнішніх факторів приміщення, обліку днів тижня або сезону року, в якому вона працює. Сучасний розвиток і впровадження мікропроцесорної техніки дозволяє будувати системи регулювання комфортних умов мікроклімату з урахуванням показів значної кількості сенсорів. При цьому одним з пріоритетних конструктивних рішень є застосування технології виготовлення сенсорів декількох вимірювальних величин (температура, вологість, тощо) в одному конструктиві. Це дозволяє об'єднати всі сенсори в єдину вимірювальну мережу і тим самим зменшити похибку вимірювання. Тобто підвищити достовірність інформації, що контролюється і якість регулювання параметрів контролю [3]. В роботі [15]

доведено, що для побудови системи моніторингу параметрів мікроклімату будь-якого приміщення в т.ч. і укриттів (бомбосховищ) доцільно застосовувати мікроконтролери. Проте для їх ефективного використання потрібно враховувати оперативну та постійну пам'ять, рівень підтримки в мережі Інтернет (кількість та Кліматичні пристрої Обігрів Вентиляція Охолодження Експертна система (блок управління) Т, Р, ф Внутрішні та зовнішні сенсори ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 якості бібліотек), можливість підключення необхідних сенсорів та керуючих пристроїв для збору інформації щодо параметрів мікроклімату. На рис 3 наведено типову структурну схему застосування мікроконтролеру для оцінки параметрів мікроклімату укриттів (бомбосховищ). Як видно з рис. 3 до системи моніторингу (контролю) входять сенсори, які дозволяють проводити сканування мікроклімату укриття (бомбосховища) за параметрами комфортності (температури, вологості, шуму, вібрації, тиску, освітлення, запилення, електромагнітного випромінювання, якості та складу повітря). При цьому мікроконтролер дозволяє опрацювати надану сенсорами інформацію щодо поточних значень цих параметрів та у разі необхідності розробляти коригуючі або попереджуючі заходи, щодо дотримання їх в заданих нормах. ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 Рис. 3. – Типова структурна схема контролю параметрів мікроклімату укриттів Таким чином при розробці інтелектуальних систем моніторингу мікроклімату слід враховувати притаманні їм наступні особливості: 1) залежність параметрів (температури, вологості, швидкості руху повітря тощо) від зовнішніх та внутрішніх факторів, які динамічно змінюються як на протязі доби, так і в різні періоди року; 2) розосередженість у широких межах параметрів, які контролюються і регулюються як по об'єму, так і у часі. За результатами досліджень в основу системи інтелектуального моніторингу запропоновано застосовувати «смарт»-пристрої, які випускаються українською компанією smart-MAC [16]. Перевагами застосування таких систем є те, що всі отримані

дані в процесі моніторингу доступні до огляду в режимі реального часу на будь-якому пристрої (ПК, планшет, смартфон) і можуть в подальшому

Мікроконтролер    Блок управління    Блок індикаторів    Сенсори: – електромагнітного випромінювання; – тиску; – освітлення; – якості повітря; – запилення; – вібрації (пасивної і активної); – шуму; – температури та вологості

Параметри: – регулювання електромагнітного випромінювання; - регулювання атмосферного тиску; – яскравість світла; – регулювання складом якості повітря; – регулювання механічної та акустичної характеристики; – опалення та кондиціонування; – вентиляція

WEB - інтерфейс

ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 зберігатися у хмарному сховищі. Крім того веб-додаток системи дозволяє представляти дані за допомогою візуалізації, що значно спрощує їх сприйняття. Наприклад, для визначення параметрів мікроклімату доцільно застосовувати універсальні енергомонітори D105 smart-MAC, які обладнані сенсорами вологості, температури і концентрації CO<sub>2</sub>. Конструктивно ці енергомонітори розміщуються у пластикових електрощитках та для дистанційної передачі даних приєднуються до мережі WiFi. Це проводиться у веб-додатку системи. Останнім часом набули значного розвитку інтелектуальні системи управління побудовані на основі штучних нейронних мереж. Це такі системи, які здатні аналізувати, розпізнавати зміни в об'єкті і зовнішньому середовищі, навчатися протягом свого функціонування, здійснювати діагностику, прогнозування і розвиток як керованого об'єкта, так і самої системи управління. Перевагами застосування інформаційних систем керування на основі нейронних мереж є: – швидкість роботи та надійність системи за рахунок організації паралельної обробки інформації; – здатність реалізації функцій керування, що мають значну складність; – застосування мінімальної інформації щодо об'єкту управління; – можливість самонавчатися будь-яких функцій за наявності обсягу наданих даних; – реалізація завдань з істотними нелінійностями. Крім того слід зазначити, що

технології штучного інтелекту (на основі застосування нейромережі) дозволяють в реальному часі контролювати параметри мікроклімату в режимі 24/7 [17]. Це пов'язано з тим, що інтелектуальний аналіз даних (у нашому випадку значень параметрів мікроклімату) являє собою процес виявлення

ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 реальних даних, щодо подальшої їх обробки за допомогою математичних методів аналізу. Відомо, що більшість процесів неможливо описати за допомогою статистичних моделей. Це пов'язано їх нелінійністю. Проте інструментарій штучного інтелекту, зокрема нейронні мережі дозволяють вирішити ці завдання. Як правило моделі нейронних мереж можна поділити на 3 типи (рис 4). Рис. 4. – Моделі нейронних мереж

Мережі першого типу застосовуються для прогнозування і розпізнавання образів. Мережі другого типу для оптимізації обчислень та асоціативної пам'яті. Мережі третього типу для кластерного аналізу. Для моніторингу параметрів мікроклімату найбільш придатними є мережі першого типу. Вони дозволяють прогнозувати, створювати експертні системи, обробляти аналогові та цифрові сигнали тощо. Проте для цього потрібно мати спеціальні алгоритми. Одним із перспективних інструментів в сфері побудови алгоритмів є застосування самоорганізуючої нейронної мережі, яка дозволяє ефективно проводити аналіз даних за допомогою карти Кохорена. При цьому слід зазначити, що на сьогодні забезпечення необхідних показників надійності нейромережевих систем обробки інформації досягається різними шляхами. Зокрема розробкою та модифікацією навчальних алгоритмів, введенням апаратної та інформаційної надмірності, проведенням повторного навчання нейронної мережі тощо. Моделі нейронних мереж

Мережі першого типу Мережі другого типу Мережі третього типу

ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 Таким чином проведені дослідження дозволили вибрати найбільш суттєві та перспективні механізми та інструменти щодо контролю мікроклімату укриттів за параметрами комфортності, які доцільно

застосовувати для укриттів медичних та освітніх закладів. Висновки. 1. Проведений аналіз існуючих методів, принципів та підходів пбудови систем контролю параметрів мікроклімату показав, що для укриттів найбільш перспективним є інструментарій в основу якого покладено засобів штучного інтелекту, наприклад нейронних мереж. 2. До основних параметрів комфортності мікроклімату укриттів медичних закладів та закладів освіти, з урахуванням їх діяльності віднесено температуру, вологість, освітлення, електромагнітне випромінювання, запиленість, якість повітря. 3. Технології штучного інтелекту (на основі застосування нейромережі) дозволяють в реальному часі контролювати параметри мікроклімату укриттів в режимі 24/7 та своєчасно застосовувати організаційно технічні заходи щодо їх підтримки в заданих нормах. Це є особливо актуальним для закладів освіти

У багатоквартирних будинках підвальні приміщення часто використовуються під спортивні клуби або здаються під офіси та магазини. В теперішніх реаліях - як бомбосховище. А оскільки через погану вентиляцію та відсутність природного світла великою проблемою підвалів є вогкість і затхле повітря, при переобладнанні приміщення на перший план виходить необхідність якісної вентиляції. Розв'язання цього завдання не є скрутним. Адже канали, що є трубою, яка проходить по всьому стояку будинку до даху, з отворами для вентиляції кожної квартири природної вентиляції, беруть свій початок саме в підвалі. Отже, для вентиляції підвальної зони можна врізатися в загальну вентиляційну магістраль багатоквартирного будинку. Виведення відпрацьованого повітря з підвалу або цокольного поверху можна організувати окремо. Але для виведення витяжної труби потрібно знайти таке місце, щоб неприємні запахи не стали проблемою для оточуючих. Роль природної вентиляції також відіграють вентиляційні ґратки у стінах цокольних поверхів. Залежно від площі підвалу, частоти та характеру використання приміщення можна розрахувати їх необхідну кількість та розташування.

Але в лабіринтах підвалів природної циркуляції повітря явно не вистачає, тому для організації якісного повітрообміну краще використовувати примусову вентиляцію.

### **Приточно-витяжна вентиляція**

Щоб система вентиляції підвального приміщення функціонувала правильно, необхідно грамотно скласти її схему. Зовні встановлюється вентилятор, усередині – конвектор, а у приміщенні мають бути проведені канали для подачі та витяжки. Вентилятор нагнітає свіже повітря зовні, конвектор нагріває або охолоджує його, відбувається фільтрація від забруднень та домішок, потім чисте повітря надходить у приміщення, а відпрацьоване повітря внаслідок перепадів тиску каналами виходить назовні.

Як обладнання можна використовувати сучасні вентиляційні системи, кондиціонери та спліт-системи, які мають безліч функціональних можливостей та температурних режимів. В нашій компанії величезний вибір вентиляційного обладнання з повним асортиментом можна ознайомитися тут.



Рис 1. Розподіл повітря в бомбосховищі

## **ВЕНТИЛЯЦІЯ ПІДВАЛУ ПРИВАТНОЇ САДИБИ**

Сучасні котеджі будуються з урахуванням цокольних поверхів та підвальних приміщень. Тут зазвичай розміщуються майстерні, комори, пральні, ванні кімнати або сауни, басейн (провітрювання басейнів тут) та спортивний зал. Провітрювання цих приміщень з урахуванням характеру використання та конструктивних особливостей особливо актуальне.

Якщо підвальне приміщення використовуються дуже рідко, для регуляції подачі та виведення повітря можна обійтися шибєрними заслінками. Вони дозволять вентилювати підвал у ручному режимі.

Якщо підвал або цокольний поверх призначені для тривалого перебування, то і система вентиляції в них повинна бути спрямована на створення комфортного і безпечного мікроклімату. Крім того, система провітрювання повинна перешкоджати утворенню плісняви та гребка, накопиченню надлишків вологи, сприятиме збереженню на довгі роки конструкції будинку та комунікації в ньому.

### ***1.1 ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ***

#### **Природна та примусова?**

Якщо площа підвалу або цокольного поверху значна, а вентиляційна система обслуговуватиме і житлові кімнати, потрібна примусова система. Принцип її функціонування полягає в наступному: повітря з вулиці за допомогою

спеціальних вентиляторів нагнітається всередину підвалу, після, при необхідності, він фільтрується, охолоджується або нагрівається, і подається в приміщення.

## **Переваги вентиляційної системи очевидні:**

- працюють незалежно від погодних умов;
- можна вибрати різні режими роботи вентилятора і зробити режим провітрювання інтенсивнішим, щоб запобігти вогкості в підвалі;
- може фільтрувати повітряні маси перед подачею до приміщення;
- внаслідок нагрівання повітря частково замінюють опалювальну систему.

Більш доступним і простим способом провітрювання підвальних приміщень є природна система, яка багато років вважалася класичною і набула широкого застосування в будівництві. Принцип полягає у створенні різниці температурних показників усередині та зовні приміщення. Для влаштування такої системи достатньо двох труб – припливної та витяжної. Але природна система залежить від кліматичних умов, що заважає контролю температурного режиму та вологості. Серед переваг можна відзначити:

- простий пристрій та легкий монтаж елементів;
- невеликі фінансові витрати на облаштування;

- відсутність додаткових витрат під час експлуатації;
- виключення будь-яких механічних поломок.

Якщо площа підвалу невелика, і власники заміської нерухомості практично не користуються нею або не висувають особливих вимог до повітрообміну споруди, тоді природна система витяжки — оптимальне рішення для приватного будинку.

До природного повітрообміну можна віднести і спеціальні отвори-віконця невеликого діаметру в цоколі або фундаменті будови, які забезпечують постійне провітрювання в підвальному приміщенні, перешкоджаючи застою вологи.

\

## 2.РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

### 1.ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

Барометричний тиск -  $P = 1010$  мм.рт.ст.овпа.

Ентальпія зовнішнього повітря -  $h = 62$  кДж/кг.

Температура зовнішнього повітря –  $t = 32^{\circ}\text{C}$ .

Розрахункова швидкість вітру –  $1$  м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

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

Температура повітря в приміщенні взимку –  $t_{\text{в}} = 21^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку –  $\varphi_{\text{в}} = 62\%$ .

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку –  $\varphi_{\text{в}} = 50\%$ .

Розглянутий об'єкт являє собою чотириповерховий будинок сучасної будівлі, що складає із залу-ресторану, конференц-залу, 14 готельних номерів й адміністративно-господарських приміщень , а також бомбосховище місткістю 100 осіб у підвалі.

Зал-ресторан місткістю на 20 місць. Конструктивне оформлення стін вирішує акустичну проблему й створює гарне декоративне оформлення залу.

Конференц-зал місткістю на 30 місць розташований на другому поверсі.

На третьому й четвертому поверхах розташовані готельні номери.

В підвалі розташоване бомбосховище місткістю 100 осіб .

## ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

Техніко-економічне обґрунтування проекту кондиціонування бомбосховища полягає у визначенні практичної доцільності та ефективності встановлення системи кондиціонування для забезпечення оптимальних умов у бомбосховищі. Ключовими аргументами для встановлення системи кондиціонування у бомбосховищі:

1. **Забезпечення безпеки персоналу:** Кондиціонування бомбосховища дозволяє контролювати температуру, вологість та інші параметри повітря, що сприяє комфортним умовам для праці і підтримує здоров'я персоналу, що забезпечує їх продуктивність та безпеку а також зниження витрат на можливе лікування або поховання персоналу.
2. **Збереження обладнання та матеріалів:** Система кондиціонування допомагає підтримувати стабільні умови у бомбосховищі, що сприяє збереженню інфраструктури та запасів, що можуть бути чутливими до коливань температури, вологості та інших факторів.
3. **Зниження ризику пожежі та вибуху:** Кондиціонування повітря може забезпечити ефективне відведення та контроль над небезпечними газами та паром, що можуть утворюватися всередині бомбосховища. Це допомагає знизити ризик пожежі та вибуху і забезпечує безпеку приміщення.
4. **Збереження енергії:** Система кондиціонування може бути спроектована з урахуванням енергоефективних рішень, що дозволяє знизити споживання енергії та оптимізувати енергетичні витрати. Це може призвести до значних економічних вигод у майбутньому.
5. **Дотримання нормативних вимог:** Встановлення системи кондиціонування може бути обов'язковим згідно з нормативними вимогами, що регулюють умови зберігання певних матеріалів або обладнання.

### 3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря

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

Керуючись нормами проектування, приймаю наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні [9]:  
теплий період року –  $t_{в} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi_{в} = 50 \%$ ;  $\omega = 0,3 \text{ м/с}$   
холодний період року -  $t_{в} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi_{в} = 50 \%$ ;  $\omega = 0,2 \text{ м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням СКП.

У випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. Керуючись [3], приймаю наступні параметри зовнішнього повітря:  
теплий період року –  $t_{н} = 32 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $h_{н} = 62 \text{ кДж/кг}$ ;  
холодний період року -  $t_{в} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $h_{в} = -19 \text{ кДж/кг}$ ;

3. Розрахунок теплопритоків і вологопритоків до повітря, що вентилює.

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і покрівлі:

Стіни виконані з залізобетону ( $\delta_{ст} = 700 \text{ мм}$ ), покритого із двох сторін цементною штукатуркою ( $\delta_{шт} = 20 \text{ мм}$ );

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

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

залізобетон  $\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

Коефіцієнт теплопередачі для стін:

$$\kappa_{ст} = \left( \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1},$$

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

$\delta_i$  и  $\lambda_i$  - товщина й теплопровідність і шару огороження;

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

$$\kappa_{ст} = \left( \frac{1}{8} + \frac{0,7}{2,04} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 1,76 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

Паркетні дошки

$$\delta = 16 \text{ мм}; \lambda = 9 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

цементно-піщана стяжка

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

пенополеуретан

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

залізобетонне збірне перекриття

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

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$\kappa_{кр} = \left( \frac{1}{8} + \frac{0,016}{9} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,37 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплозасвоєння матеріалу  $S$ . Потім розраховуємо опір  $R$ , теплову інерцію огороження  $D$ , теплову інерцію огороження  $D$  по формулах наведеним нижче:

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

де  $\delta$ - товщина огороження;

$\lambda$ - теплопровідність матеріалу .

$$D = R \cdot S$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Теплова інерція матеріалів

Конструкція й матеріал	Щільність, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина, $\delta$ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, $\lambda$ , Вт/(мК)	Теплоувоєння, $S$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)	Термічний опір, $R$ , (м <sup>2</sup> К/Вт)	Теплова інерція, $D$
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
залізобетон	2500	0,7	2,04	18,7	0,343	6,41
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
Покриття першого поверху						
Паркетні дошки	650	0,016	9	5,8	0,0017	0,00986
цементно-піщана стяжка	1800	0,02	0,93	11,1	0,0215	0,239
Пінополіуретан	80	0,12	0,05	0,7	2,4	1,68
Залізобетонне перекриття	2500	0,22	2,04	18,7	0,107	2,001

### 3.2. 1.1 Розрахунок теплопритоків у бомбосховищі

#### 3.2.1.2. Розрахунок теплопритоків від різних джерел теплопритоків від людей

$$Q_{л} = n \cdot q_{л}, \text{ Вт},$$

де  $n$  - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{л}$  – теплопритоки від однієї людини, Вт.

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

Визначаю явні й сховані теплопритоки від людей

$$Q_{л}^{скр} = n \cdot q_{л}^{скр}, \text{ Вт}$$

де  $n$  - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{л}^{скр}$  – сховані тепловиділення від однієї людини, Вт

$$Q_{л}^{скр} = 100 \cdot 28,6 = 2860 \text{ Вт},$$

$$Q_{л}^{явн} = Q_{л} - Q_{л}^{скр}, \text{ Вт},$$

$$Q_{л}^{явн} = 15000 - 2860 = 12140 \text{ Вт}.$$

від висвітлення

$$Q_{ос} = \beta \cdot F_{п} \cdot n, \text{ Вт}$$

де  $\beta$ - коефіцієнт обліку частки тепла;

$F_{п}$ – площа підлоги,  $\text{м}^2$ ;

$n$  - відсоток освітленості.

$$Q_{ос} = 0,5 \cdot 231,5 \cdot 30 = 3472,5 \text{ Вт}.$$

Визначаємо повне теплонадходження

$$Q_{нов} = Q_l + Q_{осв} + Q_{огр}, \text{ Вт}$$

$$Q_{нов} = 15000 + 3472,5 + 1465 = 19937,5 \text{ Вт.}$$

### 3.2.1.3 Розрахунок вологовиділення від різних джерел

Виділення вологи від людей

$$W_{л} = n \cdot w_{л}, \text{ кг/з}$$

де  $n$  - число людей у приміщенні;

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

$$W_{л} = 100 \cdot 0,02 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Визначаю вологовиділення від вологого збирання

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

$\sigma$  - коефіцієнт вологообміна  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

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

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9 + 18)/2} = 0,007758 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

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

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

$$W_{вл.у.} = 0,007 \cdot 250,4 \cdot (18 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

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

де  $r$  - схована теплота паротворення

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

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

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

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = 2462,05 \cdot 10^3 \cdot 1,57 \cdot 10^{-3} = 3884 \text{ Вт.}$$

Визначаю повне вологовиділення

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

$$W_{\text{пол}} = 0,405 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-3} = 2,405 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Визначаю тепловологу характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг},$$

$$\varepsilon = \frac{19937}{1,98 \cdot 10^{-3}} = 10069 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаю загальну сховану теплоту

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

$$Q_{\text{скр}} = 2860 + 3884 = 6744 \text{ Вт}$$

Визначаю загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}}, \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{явн}} = 19937,5 - 6744 = 13193,5 \text{ Вт}$$

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

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_B - h_{\text{II}}}, \text{ кг/с,}$$

$$G_1 = \frac{19,93}{50 - 35,5} = 1,37 \text{ кг/с,}$$

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

$$G_2 = \frac{13,193}{1,0186 \cdot 5} = 2,59 \text{ кг/с,}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 1,0186 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_B - d_{\text{II}}}, \text{ кг/с.}$$

$$G_3 = \frac{2,405 \cdot 10^{-3}}{(10,8 - 7)10^{-3}} = 0,63 \text{ кг/с.}$$

Вибираю  $G = 0,65 \text{ кг/с.}$

Таблиця 3.2 - Підсумки розрахунків теплоприпливів

приміщення	$Q_{\text{пол}}$ , кВт	$W_{\text{пол}}$ , кг/с	$\varepsilon$ , кДж/кг·К	$G$ , кг/с
Бомбосховище	19,93	0,00240	10069	0,65

3.2. 1.4 Побудова процесу в h-d діаграмі (літній процес).

Для побудови процесу в h-d діаграмі необхідно визначити тепловологу характеристику

### 3.2.2 Розрахунок тепловиділень у бомбосховищі взимку

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

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

$$G_x = G_T, \text{ кг/с,}$$

$$G_x = 0,65 \text{ кг/с.}$$

#### 3.2.2.1 Розрахунок тепловиділень від конструкцій, що обгороджують

$$Q_{огр} = Q_{ст} \text{ Вт,}$$

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

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

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

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

$$Q_{ст} = 0,35 \cdot 432 \cdot (-17,8 - 20) = -5715 \text{ Вт,}$$

#### 3.2.2.2 Розрахунок тепловиділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{л}^3 = Q_{л}^л, \text{ Вт,}$$

$$Q_{л}^3 = 12140 \text{ Вт.}$$

Тепловиділення від висвітлення

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^л, \text{ кВт,}$$

$$Q_{осв}^3 = 3,472 \text{ кВт.}$$

Повний теплоприплив

$$Q_{пол} = Q_{л} + Q_{осв} + 0,4Q_{огр}, \text{ Вт,}$$

$$Q_{пол} = 12140 + 3,472 - 0,4 \cdot 5715 = 13326 \text{ Вт.}$$

Повне вологовиділення

$$W_{пол}^3 = W_{пол}^л, \text{ кг/с,}$$

$$W_{пол}^3 = 2,405 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,}$$

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

$$\Delta h_p = \frac{13,326}{0,81} = 16,45 \text{ кДж/кг,}$$

Визначаємо тепловолугову характеристику

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

$$\varepsilon = \frac{13,326}{2,405 \cdot 10^{-3}} = 5552 \text{ кДж/кг.}$$

приміщення	$Q_{пол}$ , кВт	$W_{пол}$ , кг/с	$\varepsilon$ , кДж/кг·К	G, кг/с
Бомбосховище	13,32	0,00240	5552	0,65

### 3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Місце розташування об'єкту : місто Одеса

Найменування об'єкту : спортивний комплекс

Географічна широта: 48

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б.

Барометричний тиск – 990 мм рт. ст.

Ентальпія зовнішнього повітря –  $h = 58,1$  кДж/кг

Температура зовнішнього повітря –  $t=30,7$  °С

Розрахункова швидкість повітря - 1 м/с

Розрахункові параметри повітря в приміщенні.

Температура повітря в приміщенні влітку -  $t_b=23$  °С

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

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

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку -  $\phi_b=35\%$

Амплітуда добових коливань температури  $\Delta t = 10.8$

Висота приміщення фітнес центру поверх  $H_{т.з.} = 5$  м

Кількість персоналу в залі фітнес центру  $n_{т.з.} = 5$  ч.

Кількість відвідувачів  $n_{відвід.} = 45$  ч.

Стіни виготовлені з ракушняка ( $\delta_{кр} = 480$ мм),вкритого з двох сторін цементною штукатуркою( $\delta_{шт} = 20$  мм), утеплювача Пінополіуретан ( $\delta_{ут} = 15$  мм).

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка  $\lambda = 0,93$  Вт/(мК);

ракушняка  $\lambda = 0,40$  Вт/(мК);

утеплювач Пінополіуретан  $\lambda = 0,06$  Вт/(мК).

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

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

$$\kappa_{cm} = \left( \frac{1}{8} + \frac{0.48}{0.4} + \frac{0.20}{0.093} + \frac{0.15}{0.06} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.166 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

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

$\delta_i$  та  $\lambda_i$  - товщина та теплопровідність і-го шару огороження;

$\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни.

Для перегородки коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

$$\kappa_{неp} = 1 / \left( \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right), \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (3.2)$$

$$\kappa_{неp} = 1 / \left( \frac{2}{8} + \frac{0.020 * 2}{0.93} + \frac{0.05 * 2}{0.06} + \frac{0.18}{0.93} + \frac{1}{23} \right) = 1.12 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Вибираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу S шару на границі розділення. Потім розраховуємо опір R, теплову інерцію шару огороження D, теплову інерцію огороження  $\Sigma D$  за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (3.3)$$

де  $\delta$  - товщина шару огороження;

$\lambda$  - теплопровідність шару огороження.

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

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.1.

Таблиця 3.1- Характеристика огороджуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і 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 $\Sigma D$
3	Внутрішні перегородки						
	штукатурка	1800	0.020	0.93	8.65	0.043	0.38
	Пенополістерол	150	0.05	0.06	0.99	0.83	0,825
	Ракушняк	2100	0.18	0.40	12.2	0.45	5.49
	Пенополістерол	150	0.05	0.06	0.99	0.83	0,825
	штукатурка	1800	0.020	0.93	8.65	0.043	0.38

### 3.1.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря 21°C.

Характеристика огороджуючих конструкцій приміщення приведена в таблиці 2.1. Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для одинарного скління в дерев'яних переплетах  $K_4=0,75$ (ДБН-2013) та відсутності захисних споруд на вікнах  $K_1=1; K_2=1, K_3=1$ .

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \quad (3.1)$$

Де  $q_n, q_p$  - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>, через осклений світловий отвір в липні в дану годину доби відповідно прямої та розсіяної сонячної радіації, яка приймається для вертикального та горизонтального скління за БНІП II-3-79;

$K_1 = K_{n,e} \cdot K_{n,6}$  - коефіцієнт опромінення сонячною радіацією для врахунку площі світлового отвору, незатіненого горизонтальною та вертикальною площинами в будівельному виконанні.

Параметри за сторонами світу.

На південній стороні:

площа  $6,8 \text{ м}^2$  ;

максимальна щільність потоку прямої радіації  $317 \text{ Вт/ м}^2$  ;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації  $88 \text{ Вт/ м}^2$ .

Таким чином максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна на південній стороні:

$$Q_{oc,i} = (317 \cdot 1 + 88 \cdot 1) \cdot 0.75 \cdot 6.8 = 2065.5$$

на західній стороні:

$$Q_{oc,i} = (542 \cdot 1 + 129 \cdot 1) \cdot 0.75 \cdot 10.2 = 5133.15$$

Для знаходження показника  $a_{п}$  поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти тепло засвоєння  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.2)$$

Де  $R_{oc}$  – термічний опір теплопередачі осклених світлових отворів, який приймається з додатку 6 БНіП II-3-79.

$\alpha_{вн}$  – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 БНіП II-3-79.

$$Y_{oc} = \frac{1}{0.18 - 1/8} = 18,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача:  $D=2.5 > 1$ , то  $Y_{ст} = S_{ут.} = 0.99 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини ракушняка:  $D/2 = 5,49 > 1$ , то  $Y_{пер} = S_{пер.} = 12.2$

$$Y_{пер} = R_{м} S_{м}^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.3)$$

Де  $R_{м}$  – термічний опір частини шару перегородки, розділеної по осі симетрії,  $[(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}]$ ;

$S_{м}$  – коефіцієнт тепло засвоєння матеріалу шару на кордоні розділення,  $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$ .

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} A_{oc} + Y_{ct} A_{ct} + Y_{nep} A_{nep} + Y_{nep} A_{nep} \quad (3.4)$$

Де  $A_{ct}$  – внутрішні поверхні огорожень приміщення,  $m^2$

$$\sum Y = 18,8 \cdot 17 + 0,99 \cdot 46,7 + 0,99 \cdot 39,8 + 0,99 \cdot 53,5 + 12,2 \cdot 50 = 1068,2 \text{ Вт/К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{oc} + A_{ct} + A + A_{нок} + A_{обор}), m^2 \quad (3.5)$$

$$\Delta = 2,55(17 + 46,7 + 39,8 + 53,5 + 50) = 527,85 m^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi(\sum Y / \Delta) \quad (3.6)$$

$$a_{п} = \varphi(1068,2 / 527,85) = \varphi 2,02$$

Загальна тривалість радіації через південні вікна  $\Delta Z = 10$  годин та початок радіації  $Z = 7$  годин; при  $a_{п} = 2,02$  знаходимо величини показника для всіх годин доби та заносимо їх в табл.3.1( лит 4)

Загальна тривалість радіації через західні вікна  $\Delta Z = 7$  год та початок радіації  $Z = 12$  год, при  $a_{п} = 2,02$  знаходимо величини показника та заносимо їх в табл. 3.1

Помножаємо  $Q_{oc i}$  на показники  $a_{п}$ ; отриманні годині поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу стоку табл.3.1

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна і значення заносимо в табл.3.1

$$Q_{\Delta} = (t_{н} + 0,5\theta_1 A_{м.с.} - t_{п}) A_{oc} / R_{oc}, \text{Вт} \quad (3.7)$$

Для південної стіни:

$$Q_{\Delta} = (30,7 + 0,5\theta_1 10,8 - 21) 6,8 / 0,18 = 204\theta_1 + 366 \text{ Вт}$$

Для західної стіни:

$$Q_{\Delta} = (30,7 + 0,5\theta_1 10,8 - 21) 10,2 / 0,18 = 306\theta_1 + 550 \text{ Вт}$$

Де  $t_{нар}$  – середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» БНіП 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

$A_{мс}$  – максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні, яка приймається за БНіП 2.01.01-82.

$\Theta_1$  – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до БНіП 2.04.05-91.

$t_{п}$  – температура повітря в приміщенні, °С, яка приймається за БНіП 2.04.05-91.

$A_{ос}, R_{ос}$  – площа,  $m^2$ , та приведений опір теплопередачі,  $m^2K/вт$ , скління світлового прорізу, яке приймається за посібником до БНіП 2.04.05-91.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

$$Q_M = \left[ \frac{1}{R} \cdot \left( t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left( 0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м,с} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_M \quad (3.8)$$

Де  $R$  – опір теплопередачі масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття),  $m^2°C/Вт$ , яке приймається у відповідності до вимог

$t_{нар}, t_n$  – середня температура зовнішнього повітря в липні за БНіП 2.01.01-82, та температура повітря в приміщенні.

$\rho$  – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій , який приймається за додатком 7 ДБН-16;

$J_{cp}$  – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямої та розсіяної),  $Вт/m^2$ , яка поступає в липні, приймаємо по табл.7 для горизонтальної та по табл.8 для вертикальної поверхні за посібником

$\beta_k$  – коефіцієнт, який дорівнює 1 при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні(перекритті) та дорівнює 0,6 для усіх інших захисних конструкцій;

$V$  – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції, яка визначається за п. 3.4\* БНіП II-3-79 або за формулою:

$$V = 2^{\Sigma D} \left( 0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.9)$$

$$V = 2^{16.36} \left( 0.83 + 3 \cdot \frac{3.54}{16.36} \right) \cdot 1.09 \cdot 1 = 220$$

Де  $\Sigma R$  – термічний опір огороження, Вт/(м<sup>2</sup>°С)

$\Sigma D$  – теплова інерція огороження.

Для багат шарових конструкцій:

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.10)$$

$$V_c = 0.85 + 0.15 \frac{13.7}{8.65} = 1.09$$

Де  $S_1$  і  $S_2$  – коефіцієнти тепло засвоєння матеріалів першого та другого шару по ходу теплової хвилі, Вт/м<sup>2</sup>°С, за ДБН-16

$V_a = 1$ , оскільки немає повітряного прошарку;

$\theta_1$   $\theta_2$  – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до БНіП 2.04.05-91, відповідно при  $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$ ,  $\varepsilon_2 = \varepsilon + z$ .

$\varepsilon$  – запізнювання температурних коливань в огороженні;

$z$  – час максимуму сумарної(прямої та розсіяної) сонячної радіації, яке приймається за табл.7 та 8 за посібником до БНіП 2.04.05-91.

$A_m$  – площа масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), м<sup>2</sup>.

$\alpha_n$ ,  $\alpha_{вн}$  – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, Вт/(м<sup>2</sup>°С), яке визначається за БНіП II-3-79\*\*.

$\rho = 0,3$  для штукатурки (зовнішній шар стіни)

$J_{cp} = 125$  Вт/м<sup>2</sup> для західної та східної орієнтації,  $J_{cp} = 159$  для південної орієнтації;

$A_j = 685 + 129 - 328 = 486 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$  для східної стіни,  $A_j = 733 + 133 - 328 = 538 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$  для південної стіни,  $A_j = 356 + 99 - 328 = 127 \text{ (Вт/м}^2\text{)}$  для західної стіни;

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4 \text{ (ч)} \quad (3.11)$$

$\varepsilon_1 = 30 + 15 = 45 \text{ (ч)}$ ,  $\varepsilon_2 = 30 + 8 = 38 \text{ (ч)}$  для П стени;

$\varepsilon_1 = 30 + 15 = 45 \text{ (ч)}$ ,  $\varepsilon_2 = 30 + 6 = 36 \text{ (ч)}$  для З стени;

$\varepsilon_2 = 30 + 15 = 45 \text{ (ч)}$ ,  $\varepsilon_2 = 30 + 13 = 43 \text{ (ч)}$  для С стени.

Якщо  $\varepsilon = a > 24$  год, то значення коефіцієнта  $\theta$  приймається для відповідної години доби при  $\varepsilon = a - 24$  год. Тоді:

$\varepsilon_1 = 45 - 24 = 21 \text{ (ч)}$ ,  $\varepsilon_2 = 38 - 24 = 14 \text{ (ч)}$  для П стени;

$\varepsilon_1 = 45 - 24 = 21 \text{ (ч)}$ ,  $\varepsilon_2 = 36 - 24 = 12 \text{ (ч)}$  для З стени;

$\varepsilon_2 = 45 - 24 = 21 \text{ (ч)}$ ,  $\varepsilon_2 = 43 - 24 = 19 \text{ (ч)}$  для С стени.

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення доводиться на 12 годин сонячного часу. Він становить 5,3кВт.

### 3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{нов}^n = n_{люд} \cdot q_{нов} \text{ Вт} ; \quad (3.12)$$

$n_{люд} = 50$  чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні (45 відвідувачів та 5 чол. персоналу);

Приймаємо роботу середньої важкості, тоді

$$Q_{нов}^n = 46 \cdot 230 \cdot 0.85 + 4 \cdot 100 \cdot 0.85 = 8993 \text{ Вт} ;$$

Тепловиділення від штучного освітлення

$$Q_{осв} = q_{осв} \cdot F_{пол} \cdot z, \text{ Вт} \quad (3.13)$$

$q_{осв}$  – тепловиділення від висвітлення на  $1 \text{ м}^2$  площі підлоги;

$F_{пола}$  – площа підлоги;

$Z$  – освітленість.

$$Q_{осв} = 16 \cdot 107 \cdot 1 = 1712 \text{ Вт}$$

(3.14)

Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{обл} = N_{обл} \cdot n = 400 \cdot 0.8 \cdot 0.8 \cdot 0.85 \cdot 2 + 500 \cdot 0.8 \cdot 0.8 \cdot 0.85 \\ + 500 \cdot 0.8 \cdot 0.8 \cdot 0.85 = 979.2 \text{ Вт}$$

(3.15)

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{нов} = 8993 + 979.2 + 1712 + 4500 = 16184.2 \text{ Вт}$$

### 3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

$$W_l = n \cdot W_{люд}, \text{ кг/с} \quad (3.16)$$

де  $n$  - число людей у приміщенні;

$W_l$  - вологовиділення від однієї людини;

$$W_l = 46 \cdot 0.000047 + 4 \cdot 0.000038 = 0.00231 \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від вологого приборання:

$$W_{вол.пр.} = \sigma F_n (d_g'' - d_g) \cdot 0.1, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

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

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.18)$$

$$\sigma = \frac{8}{1.012} = 0.0078 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

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

$d_g, d_g''$  - вологовміст повітря при заданій відносній вологості і на лінії насичення.

$$W_{вол.пр.} = 0.0078 \cdot 107 \cdot (15.6 - 6.2) \cdot 10^{-3} \cdot 0.1 = 0.000751 \text{ кг/с}$$

Сумарні вологовиділення в приміщення:

$$W_{нов} = W_l + W_{вол.пр.}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

$$W_{нов} = 0.00231 + 0.000751 = 0.00306 \text{ кг/с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{скр} = \sum Q_{скр}, \text{ Вт} \quad (3.20)$$

$$Q_{вол.пр.}^{cx} = r \cdot W_{вол.пр.} = 2464 \cdot 0,000751 = 1850 \text{ Вт} \quad (3.21)$$

$$Q_{л}^{cx} = r \cdot W_{л} = 2464 \cdot 0,00231 = 5691 \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$\sum Q_{cx} = 7541 \text{ Вт}$$

$$Q_{явн} = Q_{пов} - Q_{cx}, \text{ Вт} \quad (3.23)$$

$$Q_{явн} = 16,2 - 7,51 = 8,69 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\varepsilon = \frac{Q_{пов}}{W_{пов}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.24)$$

$$\varepsilon = \frac{16,2}{0,00306} = 5294 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{пов}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с;} \quad (3.25)$$

де  $h_g = 41$  кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 29$  кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{16,2}{41 - 29} = 1,35 \text{ кг/с,}$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.26)$$

Приймаємо  $\Delta t_p = 6^\circ\text{C}$ .

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (3.27)$$

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 1,0227 \text{ кДж}$$

$$G_2 = \frac{8,69}{1,0227 \cdot 6} = 1,41 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{\text{ноє}}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.28)$$

де  $d_g$  - вологовміст повітря в приміщенні, кг/кг<sub>св</sub>;

$d_n$  - вологовміст припливного повітря, кг/кг<sub>св</sub>;

$$G_3 = \frac{0,00306}{(7,9 - 5,8) \cdot 10^{-3}} = 1,46 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо  $G_T = 1,46 = 1,46 \text{ кг/с.}$

### Холодний період року

$$G_x = G_T = 1,46 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q_l^3 = Q_l^1 = 8993 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{\text{осв}}^3 = Q_{\text{осв}}^1 = 1712 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через огородження:

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{вік}} = -976,1 - 430 = -1406,1 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F(t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (3.29)$$

$$Q_{\text{ст}} = 0,166 \cdot 140 \cdot (-22 - 20) = -976,1 \text{ Вт}$$

де  $F_{\text{ст}}$  – площа стін, м<sup>2</sup>;

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

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

$$Q_{\text{ок}} = F_{\text{вік}} \cdot k_{\text{вік}} (t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (3.30)$$

$$Q_{\text{вік}} = 1,2 \cdot 17 \cdot (-22 - 20) = -430 \text{ Вт}$$

де  $F_{\text{ок}}$  – площа вікон, м<sup>2</sup>;

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

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

Теплопритоки через перегородку

$$Q_{\text{пер}} = 1,12 \cdot 50 \cdot (8 - 20) = -672 \text{ Вт} \quad (3.31)$$

Повний теплоприток і вологовиділення:

$$Q_{нов} = Q_l + Q_{осв} + Q_{уст} + 0.4Q_{озр} + Q_{пер}, \text{ Вт} \quad (3.32)$$

$$Q_{нов} = 8993 + 1712 + 979 - 0.4 \cdot (-1406,1 - 672) = 10577 \text{ Вт}$$

$$W_{нов}^3 = W_{нов}^l = 0,00306 \text{ кг/с}$$

$$h_n = h_g - \frac{Q_{пол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.33)$$

$$h_n = 33 - \frac{10,57}{1,46} = 25,8 \text{ кДж/кг}$$

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

$$\varepsilon = \frac{10,577}{0,00306} = 3454 \text{ кДж/кг}$$

## 4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

- 1) Вибір діаметрів для круглих повітровідів і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;
- 2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуючих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);

- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки.

Розрахунок мережі повітроводів для системи [8,9,10,20]

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600/\rho, \quad (4.1)$$

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

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L=8861 \text{ м}^3/\text{ч},$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1}{3} \quad (4.2)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#1} = 8861/3 = 2953 \text{ м}^3/\text{с}$$

задаємось швидкістю повітря  $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (4.3)$$

$$d = (2953 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,45 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром:  $d = 0,55 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (4.4)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 2953 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (4.5)$$

$$\text{Re} = (3,46 \cdot 0,55) / 0,0000156 = 1144745, \text{ де } d_{\text{екв}} = d$$

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right). \quad (4.6)$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / \text{Re}^{0,25}. \quad (4.7)$$

$$\lambda = 0,3164 / 1144745^{0,25} = 0,01$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{факт}}^2}{2}. \quad (4.8)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 3,46^2) / 2 = 14,32$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}}. \quad (4.9)$$

$$R = (0,01 / 0,55) \cdot 14,32 = 2,60$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l. \quad (4.10)$$

$$\Delta p_l = 0,54 \cdot 2,3 = 1,25$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (4.11)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 \cdot 14,32 + 19 = 22,80$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно  $\xi = 0,24$ ;

- конфузор  $\xi = 0,25$ .

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi}. \quad (4.12)$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 1,25 + 22,8 = 24,05$$

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = L_{\Pi} - L_{\text{УЧАСТОК}\#1} \quad (4.13)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК}\#2} = 8861 - 2953 = 5908 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємо швидкістю повітря  $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (4.14)$$

$$d = (5908 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,64 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром:  $d=0,70 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (4.15)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 5908 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,64^2) = 4,27 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (4.16)$$

$$Re = (4,27 \cdot 0,7) / 0,0000156 = 191602, \text{ де } d_{\text{екв}} = d,$$

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (4.17)$$

$$\lambda = 0,3164 / 191602^{0,25} = 0,015$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} \quad (4.18)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,27^2) / 2 = 10,93$$

Величину параметра  $R$  визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (4.19)$$

$$R = (0,015 / 0,70) \cdot 10,93 = 0,23$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (4.20)$$

$$\Delta p_l = 0,23 \cdot 2,3 = 0,52$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (3.21)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 \cdot 10,63 + 19 = 21,8$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник  $\xi = 0,24$ ;

- конфузор  $\xi = 0,25$ .

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} \quad (4.22)$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 0,52 + 21,8 = 22,32$$

Для ділянки №3 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК№3}} = L_1^{\text{II}} \quad (4.23)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК№3}} = 8861 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Задаємо швидкістю повітря  $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (4.24)$$

$$d = (8861 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,79 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром:  $d = 0,85 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (3.25)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 8861 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,85^2) = 4,33 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (4.26)$$

$$Re = (4,33 \cdot 0,85) / 0,0000156 = 245336$$

де  $d_{\text{екв.}} = d$

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (4.27)$$

$$\lambda = 0,3164 / 245336^{0,25} = 0,0142$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в.факт}}^2}{2} \quad (4.28)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1.2 \cdot 4.33^2) / 2 = 11.24$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (4.29)$$

$$R = (0.0142 / 0.85) \cdot 11.24 = 0.187$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (4.30)$$

$$\Delta p_l = 0.187 \cdot 2.3 = 0.43$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (4.31)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0.24 + 0.25 \cdot 11.24 + 19 = 22.05$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник  $\xi = 0,24$ ;

- конфузор  $\xi = 0,25$ .

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 0.43 + 22.05 = 22.48 \quad (4.32)$$

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{уч.}} \quad (4.33)$$

$$\Delta P = 24.05 + 22.32 + 22.48 = 68.8$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії «Systemair Україна».

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи. Приймаємо розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser – Дифузор TSD забезпечує комфортну вентиляцію великих високих залів. Завдяки можливості регулювання повітряного струменя дифузор можна використовувати для роздачі охолодженої і нагрітого повітря. Висота установки становить від 4 до 15 метрів. Форма повітряного

струменя регулюється як вручну, так і за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього і зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. В режимі охолодження лопаті знаходяться у відкритому положенні (горизонтальна роздача повітря), в режимі обігріву в закритому (вертикальна роздача повітря). TSD приєднується до круглого воздуховоду безпосередньо або через приєднувальну камеру. При рівні звукової потужності:  $L_A \leq 35 \text{дБ}$ , далькобійність струменя приточування  $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{м}$  в залежності від необхідної швидкості в приміщенні  $v$  від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає:  $\Delta p = 17 \text{ Па}$ .

## 5. ВИБІР І РОЗРАХУНОК АППАРАТІВ ЦЕНТРАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

### 5.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 4,41 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_v} = \frac{3600 \cdot 4.41}{1,2} = 13230 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.1)$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі повітроводів :

$$L_{\text{кд}}^{\text{повн}} = L_{\text{кд}} \cdot 1,04 = 13759,2 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (5.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

Підбираємо центральний кондиціонер фірма, «ВЕЗА-УКРАЇНА»

Модель «КЦКП-А 14»

Кондиціонери типу КЦКП-А виготовляються у сейсмостійкому виконанні. Вибухозахищені кондиціонери призначені для переміщення агресивних газопароповітряних вибухонебезпечних сумішей ІА, ІВ категорій груп Т1, Т2, Т3 згідно з ГОСТ 12.1.011 з температурою сумішей, що переміщуються від мінус 40 С до 80 С.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{кд}} = \frac{\rho_v \cdot L_{\text{кд}}^{\text{повн}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 13759,2}{3600} = 4,58 \text{ кг/с}, \quad (5.3)$$

## 5.2 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря  $t_{\text{зог}} = -18^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{к}} = 24^{\circ}\text{C}$ , витрати повітря  $G_{\text{в}} = 13759,2 \text{ м}^3 / \text{год}$ , початкова та кінцева температура теплоносія  $t_1 = 110^{\circ}\text{C}$ ,  $t_2 = 70^{\circ}\text{C}$ .

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-120-02-2.5-06-2 кондиціонера КЦКП-16 площа фронтального перетину  $1.596 \text{ м}^2$  [8,9,10,20]

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера «ВЕЗА-УКРАЇНА»  $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ . Керуючись [3]

$$v\rho = \frac{G_{\text{в}}}{3600 \cdot F_f} \quad (5.4)$$

де  $F_f$  – площа фронтального перетину кондиціонера,  $\text{м}^2$ ;

$G_{\text{в}}$  – витрата повітря,  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$$v\rho = \frac{13759}{3600 \cdot 1,596} = 2,39 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot C_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{зог}}) \quad (5.5)$$

де  $C_{\text{в}}$  – теплоємність повітря;

$$Q = 0,278 \cdot 1,006 \cdot 13759,2 \cdot (24 - (-18)) = 161616 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія,  $\text{кг}/\text{ч}$ :

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.6)$$

де  $C_w$  – теплоємність води;

$$C_w = \frac{3,6 \cdot 161616}{(4,187 \cdot (110 - 70))} = 3473,9 \text{ кг}/\text{год}$$

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах  $w = 1.2..1.5 м/с$ , визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря.

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{\rho \cdot H_{mp}}{h} \quad (5.7)$$

де  $H_{mp}$  – висота трубної решітки, м;

$h$  – крок труб по висоті, м, для «ВЕЗА-УКРАЇНА» Модель «КЦКП-А 14»

$h = 0.06 м$ .

Приймаємо  $\rho = 1$ ; при  $H_{mp} = 0,95 м$ , загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0.95 / 0.06 = 16$$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.8)$$

де  $f_w$  – площа живого перетину мідної трубки  $м^2$ ;

Приймаємо швидкість руху води в трубках  $w = 1,8 м/с$ .

Тоді

$$m = \frac{3473,9}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.8} = 4,83$$

Приймаємо  $m = 4$  та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.9)$$

$$n = \frac{16}{4} = 4$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.10)$$

$$w = \frac{3473,9}{3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 4} = 2,17 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі,  $Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.11)$$

де  $A$  – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

$$k = 23.11 \cdot (2.79)^{0.37} \cdot 1.88^{0.18} = 37.84 Bm/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \quad (5.12)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{110 + 70}{2} - \frac{-18 + 24}{2} = 87^\circ C.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.13)$$

$$F = \frac{161616}{37.84 \cdot 87} = 49,09 \text{ м}^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (5.14)$$

де  $B, m$  – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 \cdot 2.79^{1.64} = 11.31 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (5.15)$$

де  $l_{\text{хода}}$  – приведена довжина ходу води в трубках визначається як множення числа ходів на довжину трубок.

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1.02 \cdot 4) \cdot 1,88^{1,69} = 23,3 \text{ кПа}$$

Повітрянагрівачі збирають з базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють з біметалевих труб зі спіралью – накатним оребренням. По трубках повітрянагрівачів проходить гаряча вода, а з боку зовнішньої поверхні рухається повітряний потік, що обумовлюється роботою вентиляторів або ежекторів. Ефективність тепловіддачі з боку потоку гарячої води стінки труби значно вище, ніж тепловіддача від зовнішньої поверхні до потоку повітря. Для інтенсифікації тепловіддачі з боку зовнішньої поверхні труби застосовується конструктивний метод розвитку зовнішньої поверхні тепловіддачі до повітря методом зовнішнього оребрення трубок.

Розрахунок повітрянагрівача другого підігріву зводиться до визначення числа рядів труб по ходу повітря і температури теплоносія на вході і виході з апарата.

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-120-02-2.5-06-2 кондиціонера КЦКП-А 14 площа фронтального перетину  $1.596\text{м}^2$ .

Вихідні дані:

- $t_1 = 24\text{ }^\circ\text{C}$  – температура повітря на вході;
- $t_2 = 9\text{ }^\circ\text{C}$  – температура повітря на виході;
- $t_{\omega 1} = 70\text{ }^\circ\text{C}$  – температура води на вході;
- $t_{\omega 2} = 40\text{ }^\circ\text{C}$  – температура води на виході.

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

$$Q_T = Gc_p(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (5.16)$$

де  $G = 4,41\text{ кг/с}$  – витрата припливного зовнішнього повітря яке нагрівається;

$c_p = 1,006\text{ кДж/кг}^\circ\text{C}$  – теплоємність повітря;

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$  - початкова та кінцева температура повітря яке нагрівається,  $^\circ\text{C}$ .

$$Q_m = 4,41 \cdot 1,006(9 + 24) = 146,4\text{ кВт}.$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}})}{c_w \cdot (t_{\text{WBB}} - t_{\text{WВВЫ}})}, \text{ кг/с}, \quad (5.17)$$

де  $c_w = 4,19$  - кДж/кг $^{\circ}$ С - теплоємність води;

$t_{\text{WВХ}}, t_{\text{WВЫХ}}$  - початкова та кінцева температура гарячої води на вході та виході з теплообмінника,  $^{\circ}$ С.

$$G_w = \frac{4,41 \cdot 1,006 \cdot (9 + 24)}{4,19 \cdot (70 - 40)} = 1,16 \text{ кг/с}.$$

При виборі режимів нагріву повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використовувати метод термодинамічної ефективності процесів. Відносно до режимів нагріву в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагріву  $F_H = \infty$  повітря з початковою температурою  $t_{\text{ВХ}}$  і початковою температурою гарячої води  $t_{\text{WВХ}}$ , максимально-можливий нагрів витрати повітря при теплоємності  $c_p$  визначається виразом:

$$Q_{f \text{ max}} = G \cdot c_p \cdot (t_{\text{WBB}} - t_{\text{ВХ}}), \text{ кВт}. \quad (5.18)$$

Реальна поверхня теплообмінника  $F_H$  завжди менше, а повітря не може бути нагріте до початкової температури гарячої води  $t_{\text{WВХ}}$ . Тому реальний нагрів в повітряонагрівачі визначається виразом:

$$Q_T = G c_p (t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}), \text{ кВт}. \quad (5.19)$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається співвідношенням реального процесу підігріву повітря до максимально можливого.

$$\theta_t = \frac{Q_T}{Q_{f \text{ max}}} = \frac{t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}}{t_{\text{WBB}} - t_{\text{ВХ}}}, \quad (5.20)$$

$$\theta_t = \frac{9 + 24}{70 + 24} = 0,35.$$

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (5.21)$$

$$W = \frac{4,41 \cdot 1,006}{1,16 \cdot 4,19} = 0,91.$$

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла:  $N_t = 0,28$  [12].

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (5.22)$$

де  $K$  - коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ .

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (5.23)$$

$$K = 23,11 \cdot (2,79)^{0,37} \cdot 1,2^{0,18} = 34,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$F = \frac{0,28 \cdot 4,41 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{30,4} = 40,8 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m \quad (5.24)$$

де  $B$  – вільний член, що відображає конструктивні особливості теплообмінника [12];

$\nu$  - швидкість руху повітря;

$m$  – показник ступеня [12];

$\omega$  - швидкість руху води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 2,104 \cdot (2,79)^{1,81} = 13,47 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа}, \quad (5.25)$$

де  $l_{\text{хода}}$  - приведена довжина ходу води в трубках, м.

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 4,08 \cdot 2,17^{1,69} = 29,73 \text{кПа.}$$

### **5.3 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для повітрянагрівачів**

Циркуляція теплоносія в контурах системи тепло/ холодопостачання, заповнення систем і створення надлишкового тиску в них забезпечуються за допомогою насосів. Також як і компресори, насоси класифікуються за способом, за допомогою якого здійснюється підвищення тиску і діляться на об'ємні і динамічні. До категорії об'ємних відносяться поршневі, гвинтові, шестерінчасті насоси, до динамічних - в основному відцентрові. Відцентрові насоси - найпоширеніший тип насосів як складова частина систем холодопостачання. Вибір насоса виробляється на основі його характеристик і особливостей вживання (хімічний склад переміщуваного середовища, габаритні показники і так далі).

Для розділення, об'єднання, гідравлічної ув'язки окремих ділянок системи холодопостачання, регулювання її в процесі експлуатації і так далі використовується трубопровідна арматура. Це замочні і регулюючі вентиля, зворотні клапани, запобіжні клапани і багато що інше. Трубопровідна арматура холодильних систем може бути як фреоновою, для використання у фреоновому контурі холодильних машин так і водяний, для систем водяного охолодження.

У циркуляційній системі рух рідини відбувається під дією різниці тисків нагнітання і всмоктування, створюваною при роботі насоса. При цьому рідина рухається від точок системи з більшим тиском до точок з меншим.

При русі рідини по системі відбуваються втрати тиску : на тертя об стінки труби і в місцевих опорах.

Виконаємо гідравлічний розрахунок нашої мережі.

Загальна довжина труб дорівнює:

$$L_{np}^{заг} = 4м$$

Витрата рідини:

$$V = 1.63л/с$$

Швидкість руху рідини приймаємо рівною  $\omega = 0,85$  м/с.

Визначимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{V * 10^{-3}}{0.785 * \omega}} = \sqrt{\frac{1.63 * 10^{-3}}{0.785 * 0.85}} = 0.049(м) \quad (5.26)$$

де  $v=0,85$  м/с – заздалегідь задана швидкість води в трубопроводі (не більш 1,5м/с)

$V=1,63$  л/с – витрата рідини

Вибираємо поліпропіленову трубу Pilsa PN25 із зовнішнім діаметром  $D=75$ мм і завтовшки стінки  $t=12,6$ мм. Уточнимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{вн} = D - 2t = 75 - (2 * 12.6) = 49.8(мм) \quad (5.27)$$

Уточнимо швидкість руху рідини в трубопроводі:

$$\omega = \frac{V * 10^{-3}}{0.785 * d_{вн}^2} = \frac{1.63 * 10^{-3}}{0.785 * 0.0498^2} = 0.84(м/с) \quad (5.28)$$

Визначаємо динамічний тиск:

$$\frac{\rho * \omega^2}{2} = \frac{974,8 * 0,84^2}{2} = 344(Па) \quad (5.30)$$

де  $\rho$  - щільність води при  $t = 75^\circ C$

Розраховуємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega * d_{вн}}{\nu} = \frac{0,84 * 0,0498}{0,389 * 10^{-2}} = 107500 \quad (5.31)$$

$\nu$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини,  $м^2/с$

Коефіцієнт опору по довжині:

$$\lambda = 0,1 * \left( \frac{1,46 * k_s}{d_{\text{вн}}} + \frac{100}{R_g} \right) = 0,1 * \left( \frac{1,46 * 0,004}{0,0498} + \frac{100}{107500} \right) = 0,012$$

(5.32)

$k_s$  - коефіцієнт абсолютної еквівалентної шорсткості поліпропіленових труб.

Втрати тиску від тертя на довжині 1 м:

$$\Delta_{P_{\text{тр}}} = R = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} * \frac{\rho * \omega^2}{2} = \frac{0,012}{0,0498} * 344 = 83 (\text{Па} / \text{м})$$

(5.33)

Втрати тиску по усій довжині труби:

$$R * L_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 83 * 4 = 332 (\text{Па})$$

(5.34)

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$Z = \sum \xi * \frac{\rho * \omega^2}{2} + \Delta_{P_{\text{мн}}}, (\text{Па})$$

(5.35)

$$Z = ((2 * 1.2) + (2 * 5.7) + 1.2) * 344 + 2300 = 7460 (\text{Па})$$

де,  $\xi$  - коефіцієнти місцевих опорів:

- угольник  $90^\circ$   $\xi = 1,2$

- вентиль  $\xi = 5,7$

- тройник  $\xi = 1,2$

$\Delta_{P_{\text{мн}}}$  - гідравлічний опір повітрянагрівача, Па.

Сумарні втрати:

$$\Delta P = R * L_{\text{тр}}^{\text{заг}} + Z = 332 + 7460 = 7792 (\text{Па})$$

(5.36)

Визначимо необхідний натиск насоса:

$$H = \frac{\Delta P}{\rho * g} = \frac{7792}{974,8 * 9.8} = 0.816(\text{м})$$

(5.37)

Вибираємо насос Wilo – Stratos ECO 30/1-5 BMS. Потужність насоса складає 0,047кВт.

Wilo - Stratos ECO - це економічний циркуляційний насос з мокрим ротором для систем водяного опалювання, кондиціонування, закритих контурів охолодження і для промислових циркуляційних установок.

Має функцію автоматичного регулювання, що дозволяє заощадити до 80% електроенергії.

Таблиця 5.1- Розрахунок трубопроводів для повітрянагрівачів

№ Гілянки	1	2	3
Витрата води V, л/с	1,63	0,54	0,214
Довжина ділянки l, м	4	4	4
Внутр. діаметр труби (розр) $d_{\text{ен}}$ , м	0,049	0,028	0,018
Внутр. діаметр труби (Прийнят.) $d_{\text{ен}}$ , м	0,0498	0,0332	0,0166
Швидкість води (уточнена) v, м/с	0,84	0,62	0,99
Динамічний тиск $(\rho v^2)/2$ , Па	344	187	478
Критерій Рейнольдса, Re	107500	52920	42250
Коефіцієнт опору по довжині, $\lambda$	0,012	0,018	0,035
Втрати тиску від тертя R, Па/м	83	101	1008
Втрати тиску по усій довжині R*l, Па	332	404	4032
Втрати тиску в місцевих опорах, Па	7460	15000	8670
Сумарні втрати, $\Delta P$ , Па	7792	15404	12700
Необхідний натиск насоса, м	0,816	1,61	1,33

## 5.6 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє оберегти поверхню подальших технологічних блоків від забруднення пилом.

Згідно Європейським нормам EN 779 и EN 1822-1, действующим з 1992 року, существует класифікація фільтрів залежно від ефективності очищення від пилу таблиця 5.2.

Таблиця 5.2 - Класифікація фільтрів

Клас фільтру EN 779	Ефективність очищення (%)	Клас фільтру EN 1822-1	Ефективність очищення (%)
G3	89	H10	85
G4	92	H11	95
F5	40-50	H12	99,5
F6	60-65	H13	99,95
F7	80-85	H14	99,995
F8	90-95	U15	99,9995
F9	≥ 95	U16	99,99995
		U17	99,999995

У складі припливних і витяжних установок КЦКП поставляють два види блоків, що фільтрують : осередкові фільтри з трьома видами матеріалу, що фільтрує, і кишенькові фільтри.

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

В кишенькових фільтрів поверхня матеріалу, що фільтрує, збільшена шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтру для проходження через нього

повітря, що очищається. Розвиток поверхні, що фільтрує, дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

Як фільтрувальний матеріал в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріал з іглопробивними отворами.

Міра очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_m = ((C_{вх} - C_{вих})/C_{вх}) \cdot 100\% \quad (5.60)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр  $C_{вх}$ , мг/м<sup>3</sup> характеризує початкову запилену. Для житлових районів промислових міст  $C_{вх} = 0,5$  мг/м<sup>3</sup>.

Обчислимо запилену припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при  $A_m = 92\%$ , керуючись [5]:

$$C_{вих} = C_{вх} - (A_m \cdot C_{вх})/100, \text{ мг/м}^3, \quad (5.61)$$

$$C_{вих} = 0,5 - (92 \cdot 0,5)/100 = 0,04 \text{ мг/м}^3$$

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_\phi, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2 \quad (5.62)$$

Де  $F_\phi$  – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м<sup>2</sup>;

$$УФ = 8672/9,4 = 922,5 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_\phi = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_\phi}{[(C_{вх} - C_{вих}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (5.63)$$

де  $L$  – витрата очищається повітря, що проходить через фільтр, м<sup>3</sup>/ч;

$F_\phi$  – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м<sup>2</sup>;

$C_{вх}$ ,  $C_{вих}$  – концентрація маси пилу до і після фільтру, мг/м<sup>3</sup>.

$$\tau_\phi = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{9,4}{[[0,5_x - 0,04] \cdot 8672]} = 1343 \text{ год.}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{днів} \quad (5.64)$$

$$\tau = \frac{1343}{12} = 112 \text{днів}$$

В порівнянні з осередковим фільтром використання кишенькового фільтру дозволяє в 4 рази збільшити термін експлуатації фільтру без заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації.

### 5.7 Розрахунок повітроохолоджувача

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінний апарат, призначений для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах – примусовий.

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині ребрення, в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, в тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею ребрення, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача. По висоті ребра інтенсивність вологовипадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підставі ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охоложеного повітря і частини осушеного повітря в підставі ребрення, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

Для розрахунків використовую побудову умовного процесу охолодження і осушення, яке виробляється шляхом з'єднання прямою лінією точок початкового і кінцевого стану повітря.

Вихідні данні для розрахунку повітроохолоджувача: початкові та кінцеві параметри повітря  $t_H = 9$ ,  $t_K = 24$  °С, витрати повітря  $L_{KD} = 13230$  м<sup>3</sup>/год, температура теплоносія  $t_{жн} = 6$  °С.

Приймаю повітроохолоджувач *BOB243,1-103-120-06-3,0-06-1* кондиціонера КЦКП-14 площа фронтального перетину 1,596 м<sup>2</sup>

$$v_p = \frac{G_B}{3600F_f} \quad (5.65)$$

$F_f$  – площа фронтального перетину кондиціонера, м<sup>2</sup>;

$G_B$  – витрата повітря кг/с;

$$v_p = 13230 / (3600 \cdot 1,596) = 2,302 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість холодопродуктивності для охолодження повітря, Вт:

$$Q = 0.278 * C_B * G_B * (t_H - t_K) \quad (5.66)$$

$c_B$  – теплоємність повітря;

$$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 13230 \cdot (24 - 9) = 55500 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$G_w = \frac{3.6 * Q}{c_w * t_{жн}} \quad (5.67)$$

$c_w$  – теплоємність води;

$$G_w = 3.6 \cdot 55500 / (4.187 \cdot 6) = 7953 \text{ кг}/\text{год}.$$

Задаю швидкістю руху теплоносія в трубах  $w =$  от 1.2 до 1.5 м/с, визначаю число ходів та площу живого перетину для проходу води.

Попередньо також маю задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря,  $p$ .

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{\rho * H_{mp}}{h} \quad (5.68)$$

Де  $H_{тр}$  – висота трубної решітки, м;

$h$  – крок труб по висоті, м,

для КЦКП  $h = 0.06$  м.

Приймаю  $p = 1$  ; при  $H_{mp} = 0,6$  м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 * 0.6 / 0.06 = 10$$

Розраховую число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 * \rho_w * f_w * w} \quad (5.69)$$

Де

$f_w$  – площа живого перетину мідної трубки  $m^2$  ;

Приймаю швидкість руху води в трубках  $w = 1.8$  м/с .

Тоді

$$m = \frac{7953}{3600 * 1000 * 0,001188 * 1,8} = \frac{7953}{7698} = 1,033$$

Приймаю  $m = 2$

Визначаю число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.70)$$

$$n = \frac{10}{2} = 5$$

Уточнюю швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 * \rho_w * f_w * m} \quad (5.71)$$

$$w = \frac{7953}{3600 * 1000 * 0.001188 * 2} = 0.9297 \text{ м/с}$$

Визначаю коефіцієнт теплопередачі,  $Bm/(m^2 \cdot C)$

$$k = A * (v\rho)^{0.37} * w^{0.18} \quad (5.72)$$

де  $A$  – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

$$k = 23.11 * (0.94)^{0.37} * 0.9297^{0.18} = 20.29 Bm$$

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_H + t_k}{2} - t_{жн} \quad (5.73)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{24 + 9}{2} - 6 = 10,5^\circ C$$

Знаходжу потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.74)$$

$$F = \frac{55500}{20.29 * 10,5} = 260,50 m^2$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B * (v\rho)^m \quad (5.75)$$

де  $B, m$  – емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 2.104 * 0.94^{1.64} = 1.9 kPa$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 * l_{хода} * w^{1.69} = 17,01 kPa \quad (5.76)$$

## 6 УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

### 6.1 Кондиціювання бомбосховища та правила облаштування

Бомбосховище — це місце, де люди можуть сховатись під час бомбардування чи артилерійського обстрілу. В Україні є багато бомбосховищ, збудованих під час Другої Світової та Холодної війни. З 1950 років було створено багато укриттів, щоб впоратись з ризиками ядерних загроз. Після набуття незалежності у мирний час в містах України не будували бомбосховищ, тому більшість сучасних споруд не мають укриттів. З початком війни підходи до будівництва змінились.

Бомбосховища бувають різними та здатні захистити людей від авіанальотів, артилерійських та ракетних обстрілів, та навіть радіації. Повітря — головна умова виживання людей у сховищі. Для забезпечення ним встановлюють системи вентиляції, припливно-витяжні установки та інше обладнання, яке можна купити в нашій компанії.

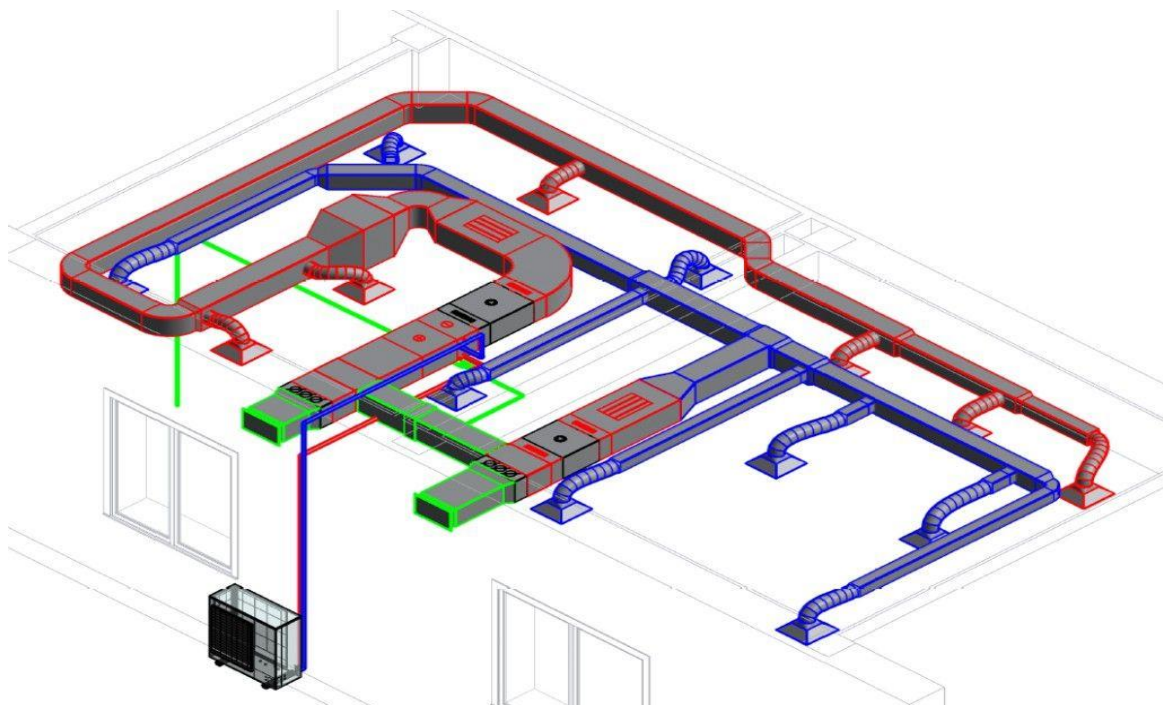


Рис 6.1 Повітророзподіл в бомбосховищах

## 6.2 Види та правила облаштування повітроводів

Якщо укриття з високим ступенем захисту було повністю зайнято протягом кількох днів у теплу чи жарку погоду, у ньому стало б настільки жарко та волого, що мешканці задихнулись. Важливо розуміти, що тепло та водяна пара, що виділяються тілами людей у переповненому, довго зайнятому укритті, можуть бути смертельними. Доступ свіжого повітря здатен врятувати життя.

Адекватну природну вентиляцію для підземних укриттів зробити складно. Навіть якщо дме легкий вітерець, небагато повітря зробить поворот під прямим кутом і спуститься вниз по вертикальному входу, зробить ще один поворот під прямим кутом, щоб вийти назовні. У теплу погоду природної вентиляції димохідного типу зазвичай недостатньо для більшості сховищ з високим ступенем захисту, які повністю зайняті протягом кількох годин. А в жарку погоду повітря в укритті не легше повітря на вулиці. За цих умов вентиляція димохідного типу повністю виходить з ладу.

Будь-якому бомбосховищу потрібна вентиляція, але її тип залежить від конкретного укриття. Сховище малого або середнього розміру має бути сконструйоване таким чином, щоб більшу частину часу воно могло мати достатню природну вентиляцію через вхідний отвір і запасний вихід. Річ у тому, що бомбосховища відрізняються за типами:

- Перша категорія — міцні укриття, здатні захистити навіть за прямого влучання ракети, бомби чи снаряду. Такі сховища не мають замкнутої системи, в якій повітря надійно захищене від радіації чи хімічних речовин.
- Друга категорія — сховища, здатні захистити від обвалу будівель, пожежі, осколків, ударної хвилі, отруєння. На пряме влучання снаряда укриття не розраховане.
- Закриті укриття хімічного захисту — сховище, здатне врятувати від хімічної, біологічної та ядерної зброї. Вентиляція оснащена фільтрами, які не пропускають отруйні речовини.

Зазвичай бомбосховища облаштовують у підвалах та підземних паркінгах. У приміщеннях, що пристосовуються під захисні споруди, слід передбачати системи вентиляції, опалення, водопостачання та каналізації для забезпечення необхідних умов перебування в них. При обладнанні вентиляції не слід забувати про використання цих споруд за прямим призначенням у мирний час. Сховища можуть бути обладнані як частина будівель або як окремі споруди у місті. Часто їх облаштовують у підземних паркінгах.



Рис 6.2 . Кондиціонер в бомбосховищі

### **Вимоги до кондиціонування сховищ**

Систему вентиляції укриттів слід проєктувати на два режими: чисту вентиляцію та фільтровентиляцію. У місцях, де можливий доступ повітря зі шкідливими речовинами та продуктами горіння, слід передбачати режим регенерації внутрішнього повітря.

- При режимі чистої вентиляції подача очищеного від пилу зовнішнього повітря повинна забезпечувати необхідний обмін повітря та видалення з приміщень тепловиділення та вологи.
- При фільтрації зовнішнє повітря очищається від газоподібних засобів масового ураження, аерозолів і пилу.

- Для чистої вентиляції, фільтровентиляції та вентиляції ДЕС повітрязбори повинні бути роздільними. На повітрязборах і витяжних пристроях слід передбачати встановлення противибухових пристроїв, що мають розширювальні камери.
- Регенеративні установки та фільтри слід встановлювати в окремих приміщеннях, що межують із внутрішніми приміщеннями сховища.

Систему вентиляції проєктують, враховуючи максимальну кількість людей, яка може одночасно розташовуватися в укритті.



Рис 6.3. Фільтр для бомбосховищ

### 6.3 Типи фільтрів для бомбосховищ

Для організації вентиляції встановлюють різне обладнання. Частина має механічний привід та може працювати в ручному режимі. Це зроблено на випадок, якщо електропостачання буде пошкоджено.

- Електроручні вентилятори забезпечують подачу повітря до приміщення. Різні моделі відрізняються режимами роботи — чиста вентиляція зовнішнього повітря або його очищення у разі зараження атмосфери.

- Фільтри-поглиначі. Це обладнання необхідне для очищення повітря від радіації чи пилу, хімічних речовин.
- Регенераційні установки. При облаштуванні закритого бомбосховища потрібно ставити регенеративні пристрої, щоб повітря всередині оновлювалося при одночасному знаходженні великої кількості людей. Діє воно досить просто — поглинаючи вуглець, виділяє кисень за рахунок хімічних реакцій всередині.
- Передфільтр. Вентиляційна система бомбосховища використовує передфільтри у приміщеннях до 150 осіб. Цей пристрій займається тонким очищенням повітря зовні від пилу в будь-якому з режимів вентиляції.
- Повітроводи, по яких надходить та відводиться повітря.
- Герметичні клапани, що дозволяють перекрити подачу повітря ззовні. Наявність фільтрації здатна врятувати життя, якщо назовні повітря заражене хімічними, біологічними або радіаційними частками.



### Ключові моменти

Бомбосховища здатні врятувати життя під час ракетних та артилерійських обстрілів, захистити від радіації, хімічної та біологічної зброї. Необхідною умовою перебування в укритті є достатня кількість кисню. Без вентиляції у підземному притулку неможливо перебувати довше за кілька годин. Правильно спроектована система не лише забезпечить повітрям, а й захистить від небезпечних газів та радіоактивного пилу. Тому встановлюють фільтри різних типів. Найвищий рівень захисту забезпечують повністю ізольовані бомбосховища із системою регенерації повітря, яка за допомогою хімічних реакцій насичує укриття киснем.

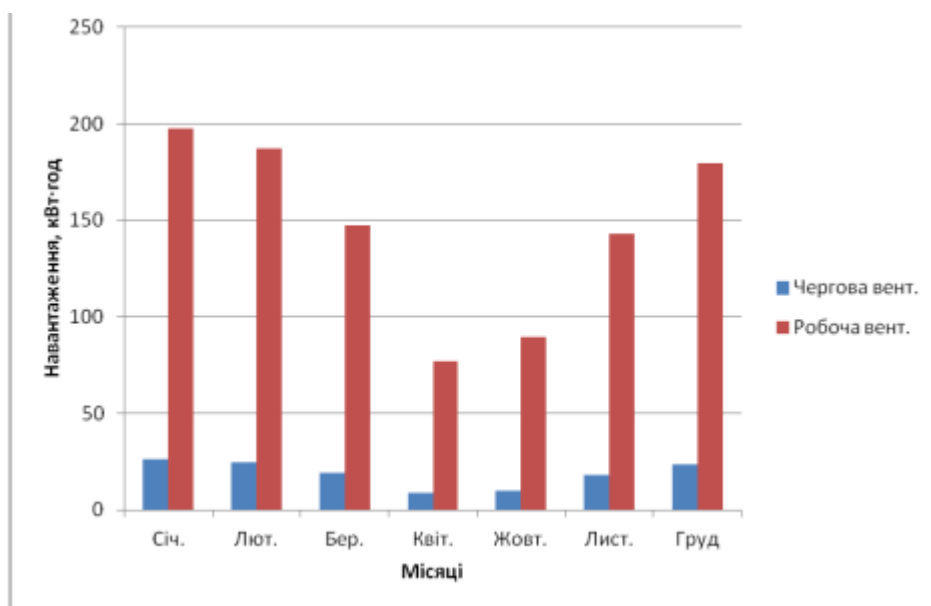


Рис. 6.5 – Порівняння помісячного споживання енергії системою СЖТ до і після застосування ЦКП

Як видно з рис.6.5 , найбільшу ефективність маємо у зимовий період, оскільки запропонованими заходами зменшили тепловтрати системами опалення та вентиляції. В травні та вересні середні погодинні температури протягом дня коливалися близько 20 °С, що дорівнює оптимальній

температурі в приміщенні, тому використання рекуператора не принесло високої ефективності. В літній період головними теплонадходженнями залишилися надходження від людей та сонячної інсоляції, що і створює значне навантаження на систему кондиціонування. Далі розраховали споживання електричної енергії спроектованими системами вентиляції та кондиціонування.

В свою чергу, споживана потужність двигунів припливного і витяжного вентиляторів залежить від необхідної кількості повітря, графік залежності представлений на рис. 6.6 .

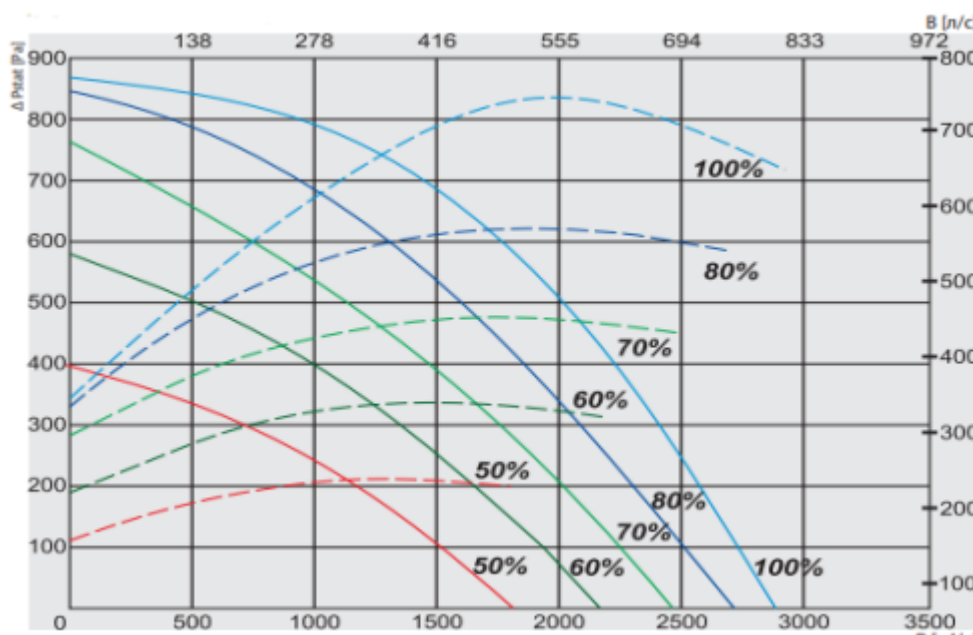


Рисунок 6.6. – Аеродинамічні характеристики вентилятора

Останнім елементом, що необхідно врахувати, залишився нагрівач повітря, що використовується в холодний період року. Оскільки обрані зовнішні блоки обладнані функцією «теплого насосу», то логічно буде використати теплову енергію для ПВУ. Для цього необхідно встановити додаткову секцію з фреоновим нагрівом. Споживання електричної енергії розраховано аналогічно як і для літнього періоду.

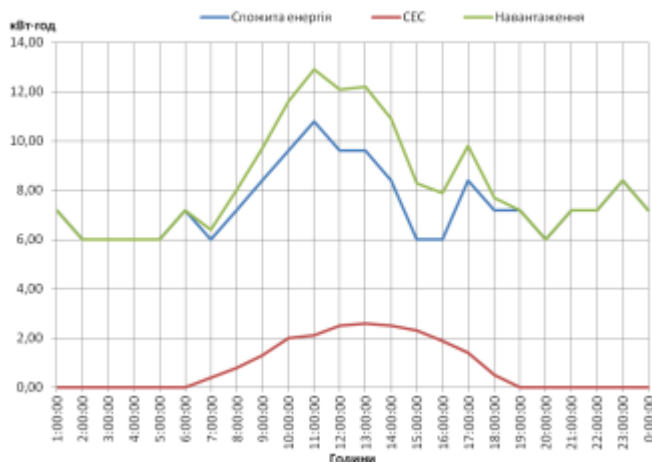


Рис 6.7 – Графік генерації електричної енергії в пікові навантаження  
 Для оцінювання ефективності роботи дахової СКП було проведено порівняння генерації електричної енергії за досліджуваний період з даними, отриманими за допомогою програмного забезпечення System Advisor Model. Результати порівняння представлені на рис. 6.7

#### Висновки до розділу 6

У результаті виконаних розрахунків та проведеного аналізу було обґрунтовано вибір системи вентиляції та кондиціонування повітря, яка найбільш повно відповідає вимогам до забезпечення нормативних параметрів мікроклімату в бомбосховищі загальноосвітньої школи. Запропоноване технічне рішення забезпечує ефективне підтримання необхідних температурно-вологісних характеристик повітря та створює належні умови для безпечного перебування людей.

Проведене дослідження підтвердило важливість раціональної організації повітрообміну для формування комфортного та безпечного внутрішнього середовища в захисних спорудах цивільного захисту. Особливого значення це набуває в сучасних умовах для закладів освіти, розташованих у регіонах з підвищеними ризиками виникнення надзвичайних ситуацій.

На підставі отриманих результатів рекомендовано застосування схем повітророзподілу, які виключають утворення застійних зон, а також

використання високоефективних систем очищення повітря. Реалізація зазначених заходів сприятиме покращенню санітарно-гігієнічних умов та підвищенню рівня безпеки людей під час тривалого перебування в укритті.

У роботі виконано проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря з урахуванням річного енергоспоживання обладнання. Додатково проведено моделювання роботи сонячної електростанції та виконано зіставлення розрахункових показників із фактичними даними виробітку електричної енергії. Аналіз результатів показав узгодженість режимів генерації електроенергії та функціонування кліматичного обладнання, що забезпечує зниження експлуатаційних витрат і зменшення максимальних навантажень на систему електропостачання будівлі.

Отримані результати свідчать про доцільність використання інтегрованої системи енергозабезпечення, яка поєднує вентиляційно-кондиціонувальне обладнання з відновлюваними джерелами енергії. Запропоноване рішення дозволяє підвищити надійність електропостачання та збільшити загальну енергетичну ефективність системи приблизно у 1,4 раза.

## 6 ОХОРОНА ПРАЦІ

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

### 8.1 Характеристика об'єкта

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

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

### 11.2 Основні шкідливі впливи

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

Токсичність застосовуваних або одержуваних речовин

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

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

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами  $400..550^\circ\text{C}$  або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і

хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

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

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

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

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі:

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

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів

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

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

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

### 11.3 Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення.

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

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

### 11.4 Електробезпеність.

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

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

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

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

#### § 8.1.

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

Влучення людини під напругу можливо, наприклад, при перегорянні ізоляції трансформатора адаптера 220/5У. Тому що плата виконана з ізольованого

матеріалу, а елементи малопотужні, тобто їхнє перегорання не викличе відключення захисного автомата в 10 А, та наявність відкритого заземлення, необхідного для роботи системи, при дотику до нього зіграє негативну роль. Тому після автомата від струмів перевантаження й короткого замикання повинен стояти диференціальний автомат зі струмом витoku 30 ма, що не є небезпечним для людини. У випадку проходження струму через людину, з фазного провідника на землю, при досягненні його значення 30 ма спрацює диференціальний автомат, обесточив лінію.

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

Для пропонованої системи заземлення.

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

### **Пожежна профілактика**

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

Зробимо розрахунок вуглекислотної установки.

Визначаємо кількість огнегасительного газового складу  $G_2$ :

$$G_2 = G_6 \cdot V_{ном} \cdot K_{уп} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг}$$

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

$G_6 = 0,7$  - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

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

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{бал} = \frac{G_2}{V_б \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9$$

де  $V_б = 40$  літрів – ємність балона,

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

$\alpha_n = 1$  – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо  $N_б = 338$  штук.

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

### **. Виробнича санітарія**

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

Зі сказаного ясно, що максимальна теплова потужність / холодопродуктивність БСКП повинна відповідати максимально тепло припливом (тепловтрат) кондиціонером об'єкта, а річна витрата електроенергії буде залежати від досконалості обладнання, автоматично підтримує з необхідною точністю задані сезонні температури повітря в об'єкті, в залежності від зміни зовнішніх умов нестационарного режиму тепловиділень і вологовиділення всередині об'єкта. таке вдосконалення функціональних параметрів БСКП спільно з їх постійним вдосконаленням в частині надання більш повного комфорту користувачам, враховуючи шум і відносну вологість, і вдосконалення екологічної безпеки їх роботи, є сучасним трендом розвитку кліматичної техніки. Конкретний термін окупності БСКП із зовнішнім блоком (модулем) більшого типомінала в порівнянні з блоком (Модулем) меншого типомінала за рахунок економії електроенергії можливо визначити по апробованій методики розрахунку тепло припливів з урахуванням нестационарності [155,155] і тепловтрат об'єкта протягом річного циклу для середньомісячних зовнішніх температур. У зазначеному джерелі є діаграми для мінімальних, середніх і максимальних середньомісячних температур в м.Одесі, виконані за даними Метеопост-Клімат Одеса. З огляду на тенденцію збільшення середньорічних температур, в зв'язку зі зміною клімату землі, мабуть можна використовувати для зазначеної мети діаграму максимальних середньомісячних температур.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (10.1)$$

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. 10.2).

Таблиця 10.1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

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

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

**Проведення оцінки**

Визначають  $K^{\Phi}_{НТЕ}$  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. 10.1.

До числа специфічних показників відносять:

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

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

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

З метою спрощення визначення  $K_{НТЕ}^{\Phi}$  у табл. 10.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 10.2

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:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3, \quad (10.3)$$

де  $i = 1 \div 4$ ,

$B_i$  – бали (рейтингове число),

$K$  – коефіцієнт значущості показників.

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

Таблиця 10.3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

## ВИСНОВКИ

У результаті виконаних розрахунків та проведеного аналізу було обґрунтовано вибір системи вентиляції та кондиціонування повітря, яка найбільш повно відповідає вимогам до забезпечення нормативних параметрів мікроклімату в бомбосховищі загальноосвітньої школи. Запропоноване технічне рішення забезпечує ефективне підтримання необхідних температурно-вологісних характеристик повітря та створює належні умови для безпечного перебування людей.

Проведене дослідження підтвердило важливість раціональної організації повітрообміну для формування комфортного та безпечного внутрішнього середовища в захисних спорудах цивільного захисту. Особливого значення це набуває в сучасних умовах для закладів освіти, розташованих у регіонах з підвищеними ризиками виникнення надзвичайних ситуацій.

На підставі отриманих результатів рекомендовано застосування схем повітророзподілу, які виключають утворення застійних зон, а також використання високоефективних систем очищення повітря. Реалізація зазначених заходів сприятиме покращенню санітарно-гігієнічних умов та підвищенню рівня безпеки людей під час тривалого перебування в укритті.

У роботі виконано проєктування систем вентиляції та кондиціонування повітря з урахуванням річного енергоспоживання обладнання. Додатково проведено моделювання роботи сонячної електростанції та виконано зіставлення розрахункових показників із фактичними даними виробітку електричної енергії. Аналіз результатів показав узгодженість режимів генерації електроенергії та функціонування кліматичного обладнання, що забезпечує зниження експлуатаційних витрат і зменшення максимальних навантажень на систему електропостачання будівлі.

Отримані результати свідчать про доцільність використання інтегрованої системи енергозабезпечення, яка поєднує вентиляційно-кондиціонувальне обладнання з відновлюваними джерелами енергії. Запропоноване рішення дозволяє підвищити надійність електропостачання та збільшити загальну енергетичну ефективність системи приблизно у 1,4 раза.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2.-9-99. Вид. офіц. – К.: Держбуд України, 1999. – 94 с.
2. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди цивільної оборони: ДБН В.2.2.-5-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 161 с.
3. Державні будівельні норми України: Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів: ДБН В.2.2.-4-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 49 с.
4. Жихарева Н.В. Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах. Монографія // Жихарева Н.В. /Одеса, ТЕС. 2022- 264 с.
5. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
6. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
7. Жихарева Н.В.Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. Навчальний посібник.-: О: ТЕС, 2016.- 170 с + додатки с.
8. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5 chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclefindmkaj/http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2021/Dzhedzhula\_2021\_71.pdf

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

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

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

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

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