



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ЗАГАЛЬНООСВІТНЬОЇ ШКОЛИ С. АНДРІЇВКА БІЛГОРОД-ДНІСТРОВСЬКОГО Р-НУ ОДЕСЬКОЇ ОБЛАСТІ З БОМБОСХОВИЩЕМ

Частина 1

Проект системи кондиціонування повітря бомбосховища загально - освітньої
школи с Андріївка Білгород-Дністровського р-ну Одеської обл.

Здобувач	Пашковський І.А.
4 курсу	<u>ЕН-141а</u> групи
Керівник	<u>к.т.н.доц. Жихарева Н.В.</u>
Консультанти:	<u>к.т.н.доц. Жихарева Н.В.</u> <u>к.т.н.доц. Когут В. О.</u>

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ протокол № 1
Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса – 2025 рік
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>Бакалавр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньо-професійна 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

Пашковський Ілля Андрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Проект системи кондиціонування повітря бомбосховища загально - освітньої школи с Андріївка Білгород-Дністровського р-ну Одеської обл».

Затверджена наказом ОНТУ від 10.10.2024р. наказ № 624-03.

2. Термін задачі здобувачем закінченої роботи:

3. Вихідні дані роботи: с. Андріївка Одеської області, бомбосховище загальноосвітньої школи;

Параметри повітря в приміщенні влітку: $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 60\%$;

Параметри повітря в приміщенні взимку: $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 50\%$;

Параметри зовнішнього повітря влітку: $t = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$;

Параметри зовнішнього повітря взимку: $t = -19\text{ }^{\circ}\text{C}$.

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

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

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

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

7. Дата видачі завдання:

Керівник _____ Жихарева Н.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Пашковський І.А.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.25	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.25	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря	01.04-08.04.25	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.25	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-27.04.25	Виконано
6.	Охорона праці та навколишнього середовища	28.04-30.04.25	Виконано
7.	Цивільна оборона і технічна надійність	01.05-07.05.25	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.25	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Пашковський І.А.

Керівник роботи _____ Жихарева Н.В.

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

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

Здобувач-дипломник _____ Пашковський Ілля Андрійович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота «Проект системи кондиціонування повітря бомбосховища загально - освітньої школи с Андріївка Білгород-Дністровського р-ну Одеської обл» є першою частиною комплексного проекту, складається з: 61 сторінка тексту, 8 зображень, 5 таблиць, 20 посилань на літературні джерела.

У даній науковій роботі йде мова про проект системи кондиціонування повітря для бомбосховища школи з покращеною системою фільтрації та рівномірним розподілом повітря

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплоприпливів і вологопритоків; розрахунок повітряних фільтрів; обґрунтування вибору і підбір обладнання для системи кондиціонування повітря для бомбосховища.

Ключові слова: системи кондиціонування, теплоприпливи, фільтрація, бомбосховище, приміщення, вентиляції, мікроклімат.

ANNOTATION

The qualification work of bachelor Ilya Andriyovych Pashkovskyi "Project of the air conditioning system for the bomb shelter of a general education school in Andriivka, Bilhorod-Dnistrovskiy district, Odesa region" is the first part of a comprehensive project. It consists of: 61 pages of text, 8 illustrations, 5 tables, 20 references to literary sources. This scientific work discusses the design of an air conditioning system for a hotel bomb shelter with an improved filtration system and uniform air distribution. The work includes calculations of air conditioning processes: selection of design parameters for internal and external air; calculation of heat gains and moisture gains; calculation of air filters; justification for the selection and fitting of equipment for the air conditioning system for the bomb shelter. Key words: air conditioning systems, heat gains, filtration, bomb shelter, premises, ventilation, microclimate.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1.ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ	18
1.1 Загальні відомості про об'єкт	18
1.2 Кліматичні умови регіону	19
1.3 Нормативні вимоги до вентиляції та кондиціювання бомбосховищ.....	19
1.4 Вимоги до мікроклімату та системи кондиціювання	20
2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ	20
2.1 Обґрунтування необхідності кондиціювання.....	20
2.2 Порівняння можливих систем кондиціювання	21
2.3 Обґрунтування вибору енергоефективної та надійної системи	22
2.4 Аналіз витрат на встановлення та експлуатацію	23
3.РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	24
3.1 Вибір розрахункових параметрів повітря	24
3.2 Розрахунок теплоприпливів і вологовиділень	24
3.3 Розрахунок необхідного повітрообміну	27
3.6 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди.....	28
4.ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ	30
4.1. Обґрунтування вибору обладнання СКП	30
4.2 Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів.....	31
4.3 Витяжна вентиляція	35
5.РОЗРАХУНОК АПАРАТІВ СКП	36
5.1 Повітроохолоджувач	36
5.2 Підбір повітронагрівача.....	37
5.3 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для повітронагрівача	40
5.4 Підбір повітряного фільтру	42
5.5 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор.....	44

5.6 Розрахунок парового зволожувача	48
6.ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	49
6.1 Вимоги до безпеки монтажу та експлуатації	49
6.2 Захист від шуму, вібрацій, витоків фреону	50
6.3 Екологічна безпека та утилізація витратних матеріалів	50
7.ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА І ТЕХНІЧНА НАДІЙНІСТЬ.....	52
7.1 Режим роботи системи при аварійному живленні.....	52
7.2 Забезпечення герметизації і надлишкового тиску	52
7.3 Запас повітря, резервні режими	53
7.4 Шум.....	54
7.5 Вібрація	55
7.6 Освітлення: природне та штучне.....	55
7.7 Вимоги техніки безпеки при монтажі, експлуатації, профілактиці і ремонті технологічного обладнання та засобів контролю та управління	55
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	60

ВСТУП

У разі надзвичайної ситуації, зокрема під час воєнного конфлікту чи техногенної катастрофи, бомбосховище стає критично важливою інфраструктурною одиницею для збереження життя та здоров'я населення. Однак навіть за умови надійної фізичної захищеності конструкцій, перебування людей у замкненому просторі протягом тривалого часу без належного кондиціювання повітря стає небезпечним. Саме тому системи кондиціювання відіграють ключову роль у підтриманні життєдіяльності та безпеки в укриттях.

Перш за все, системи кондиціювання забезпечують необхідний мікроклімат, зокрема контрольовану температуру та відносну вологість повітря. У бомбосховищі температура повинна підтримуватися в межах 18–25°C, а вологість — у діапазоні 40–60%. Відхилення від цих показників може призвести до погіршення самопочуття, ослаблення імунної системи, а також до утворення конденсату, що спричиняє пошкодження конструкцій і зростання ризику розвитку грибка або плісняви.

Крім того, у герметичних умовах обмеженого простору накопичується вуглекислий газ (CO₂), що виникає в результаті дихання людей. За відсутності якісної вентиляції концентрація CO₂ може досягати рівня, шкідливого для організму, спричиняючи головний біль, нудоту, втрату концентрації і навіть втрату свідомості. Системи кондиціювання, зокрема ті, які інтегрують вентиляційні модулі та датчики якості повітря, дозволяють регулювати цей показник, забезпечуючи надходження свіжого повітря або очищення наявного.



Рис. 1 Схема впливу CO₂ на людину в замкнутому просторі.

Важливим аспектом є також фільтрація повітря від пилу, токсичних домішок, бактерій та вірусів. У випадку хімічної або біологічної загрози системи кондиціонування повинні бути здатні затримувати шкідливі речовини за допомогою адсорбційних, каталітичних або HEPA-фільтрів. Таким чином, ці системи виконують функцію не лише кліматичного, але й санітарного захисту.

Не можна залишати поза увагою також роль систем кондиціонування у забезпеченні протипожежної безпеки. Сучасні системи можуть бути інтегровані з датчиками диму і автоматикою аварійного провітрювання. У разі задимлення вони здійснюють видалення продуктів горіння, а також можуть створювати позитивний тиск у «чистих зонах» для захисту людей від задимлення.

Проектування, будівництво та експлуатація систем кондиціонування в бомбосховищах регулюються нормативно-правовими актами, технічними стандартами та рекомендаціями, які мають на меті забезпечити належний рівень безпеки та ефективності інженерних систем. У зв'язку з розвитком технічних рішень та підвищенням вимог до захисних споруд, нормативна база

постійно доповнюється, зокрема з урахуванням нових загроз — хімічних, біологічних та радіаційних.

Одним із базових документів, що регламентує вимоги до захисних споруд цивільного захисту, є Державні будівельні норми України ДБН В.1.2-4:2019. Цей документ визначає мінімальні вимоги до систем життєзабезпечення, серед яких особлива увага приділяється повітрообміну, герметичності, захисту від шкідливих речовин та здатності систем працювати в автономному режимі. У розділах, присвячених вентиляції та кондиціонуванню, вказано, які об'єми повітря повинні подаватися на одну людину, які типи фільтрації мають використовуватися, а також у яких випадках необхідна автоматизація контролю параметрів повітря.

Доповненням до цього є ДБН А.3.1-9:2015, що встановлює вимоги до планування територій, зокрема розміщення укриттів у житлових кварталах, поблизу підприємств чи соціальної інфраструктури. Ці норми враховують розмір бомбосховища, його розміщення щодо джерел можливого зараження або вибуху, а також передбачають можливість швидкого доступу до систем вентиляції у разі аварійної ситуації.

Крім загальнобудівельних норм, є й спеціалізовані рекомендації Державної служби України з надзвичайних ситуацій (ДСНС), що стосуються організації систем життєзабезпечення в укриттях. Вони мають методичний характер і враховують реальний досвід експлуатації таких споруд у кризових умовах. Зокрема, у цих рекомендаціях наголошується на необхідності створення фільтраційно-вентиляційних систем (ФВС), здатних функціонувати як у нормальному режимі, так і в режимі герметизації, при повному перекритті зовнішнього повітрообміну. Також визначається перелік обов'язкових інженерних рішень, серед яких є система зворотного клапана, контроль герметичності, аварійне ручне керування вентиляцією.

У разі проектування захисних споруд, які можуть підпадати під категорії міжнародної сертифікації, актуальними є також іноземні стандарти.

Наприклад, стандарт ISO 16890 визначає класифікацію фільтрів повітря відповідно до їхньої ефективності у вловлюванні часток різного розміру, що особливо важливо для захисту від пилу та аерозолів. Стандарт EN 12101 регламентує системи димовидалення та протидимної вентиляції, які можуть бути інтегровані в систему кондиціонування для забезпечення безпеки у випадку пожежі.

Системи кондиціонування повітря, що використовуються в бомбосховищах, мають свою специфіку, яка обумовлена необхідністю функціонування у надзвичайних, інколи екстремальних умовах. На відміну від побутових чи комерційних систем, вони мають не лише підтримувати комфортний мікроклімат, а й гарантувати очищення повітря від шкідливих домішок, забезпечення герметичності та незалежність від зовнішніх джерел енергії у разі аварії.

До складу сучасної системи кондиціонування входить ряд елементів, кожен з яких виконує критично важливу функцію. Основу такої системи складає повітрообмінний блок, який забезпечує циркуляцію повітря у приміщенні. Повітря, що надходить, проходить через кілька ступенів фільтрації. На першому етапі використовуються фільтри грубого очищення, що затримують великі частинки пилу. Далі встановлюються HEPA-фільтри, здатні вловлювати до 99,97% частинок розміром до 0,3 мкм, що є надзвичайно важливим у разі біологічної загрози.

Наступним етапом очищення можуть бути активовані вугільні або хімічні фільтри, які адсорбують токсичні гази, пари хімічних речовин і навіть радіоактивний пил. Для підвищення ефективності очищення іноді додаються каталітичні або фотокаталітичні фільтри, що нейтралізують шкідливі сполуки на молекулярному рівні.

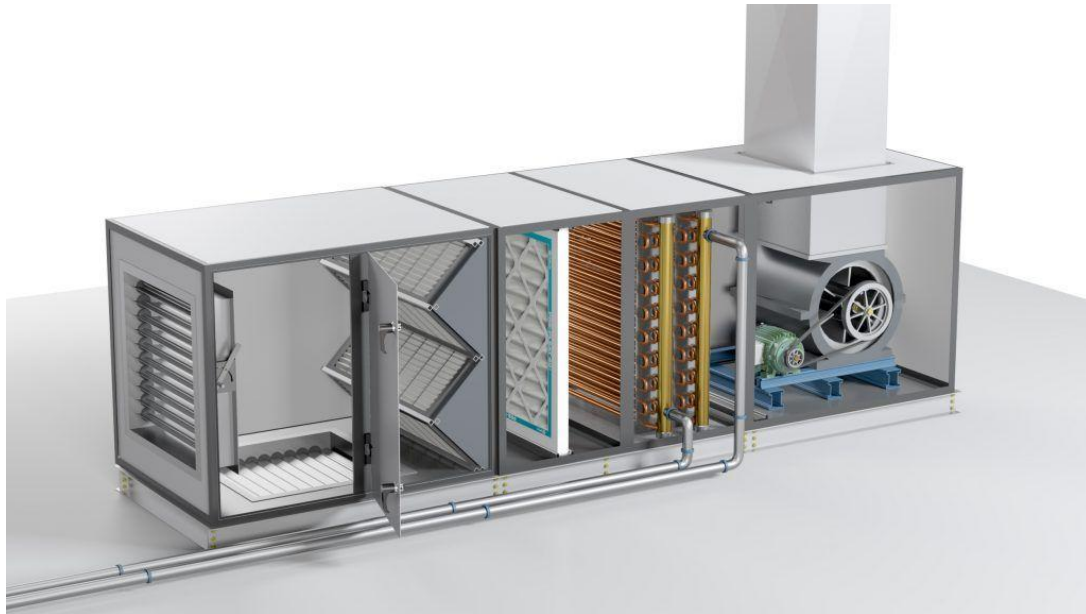


Рис. 2 Повітроочисний блок у розрізі.

Не менш важливим елементом є система терморегуляції. Вона може включати в себе калорифери (електричні або водяні) для підігріву повітря у зимовий період, а також охолоджувальні елементи для підтримання допустимого температурного режиму влітку. Щоб уникнути надмірного енергоспоживання, у сучасних системах широко використовуються рекуператори тепла — пристрої, що дозволяють повторно використовувати тепло витяжного повітря для підігріву свіжого припливного повітря.

Системи кондиціонування також комплектуються сенсорною автоматикою: датчиками температури, вологості, рівня CO₂, летких органічних сполук (VOC), що дозволяє в реальному часі контролювати якість повітря і автоматично регулювати роботу установки. У разі надзвичайної ситуації система повинна автоматично переходити у захисний режим, забезпечуючи повну герметизацію і подачу очищеного повітря в укриття.

Залежно від типу укриття та його призначення, використовуються різні типи систем: від простих приточно-витяжних механічних установок до складних регенераційних систем з автономним живленням і замкнутим циклом роботи.

Проектування систем кондиціонування в захисних спорудах залежить від типу бомбосховища, його конструктивних особливостей, площі, кількості

людей, що можуть перебувати всередині, та тривалості автономного функціонування. Існує кілька типів укриттів — вбудовані (у підвальні приміщення будівель), окремо розташовані капітальні споруди та модульні (швидкокомонтовані) укриття.

Для вбудованих укриттів, які зазвичай розташовуються в підвалах житлових або адміністративних будівель, характерною є обмежена площа, тому особлива увага приділяється компактності обладнання. Системи кондиціонування повинні мати низький рівень шуму, аби не створювати психологічний дискомфорт, і бути енергоощадними. Часто застосовуються модульні вентиляційно-фільтраційні блоки, які можуть бути швидко змонтовані та обслуговуються без складного демонтажу.

В окремо розташованих укриттях (бомбосховищах типу сховища або ПРУ – протирадіаційного укриття), які зазвичай мають більші площі та інженерні комунікації, можливе застосування потужніших централізованих систем кондиціонування. Тут можна реалізувати повноцінну систему рекуперації, встановити великогабаритні системи очищення повітря, резервні генератори тощо. Такі споруди проєктуються з урахуванням можливості тривалої автономної роботи.

Модульні укриття — це новітній тип мобільних захисних споруд, які швидко зводяться у місцях з високим ризиком. Вони, як правило, оснащуються автономними системами кондиціонування з мінімальним енергоспоживанням, здатними працювати від сонячних панелей, акумуляторів або компактних генераторів. Через невеликі об'єми приміщень, у таких системах переважає принцип циркуляційного кондиціонування з регулярною фільтрацією повітря в замкненому циклі.

Таким чином, проектне рішення завжди базується на аналізі конкретних умов експлуатації та повинно забезпечувати мінімально необхідний рівень комфорту, безпеки та енергонезалежності.

Надійність системи кондиціонування у бомбосховищі прямо залежить від стабільності енергозабезпечення. У надзвичайній ситуації перебої з електропостачанням — явище дуже ймовірне, тому проектування будь-якого укриття повинно передбачати наявність резервного живлення для всіх критичних систем, включно з вентиляцією та кондиціонуванням повітря.

Основним джерелом живлення у звичайних умовах є центральна електромережа. Проте при її відмові система повинна автоматично перемикається на резервне джерело енергії. Найпоширенішими рішеннями є дизельні генератори, які забезпечують високу автономність і можуть функціонувати протягом десятків годин при наявності пального. У місцях, де генератори не є прийнятним варіантом (наприклад, через шум чи вентиляційні обмеження), використовуються акумуляторні блоки у поєднанні з інверторами, що дозволяють працювати обладнанню в безперебійному режимі протягом певного часу.

Backup Power System

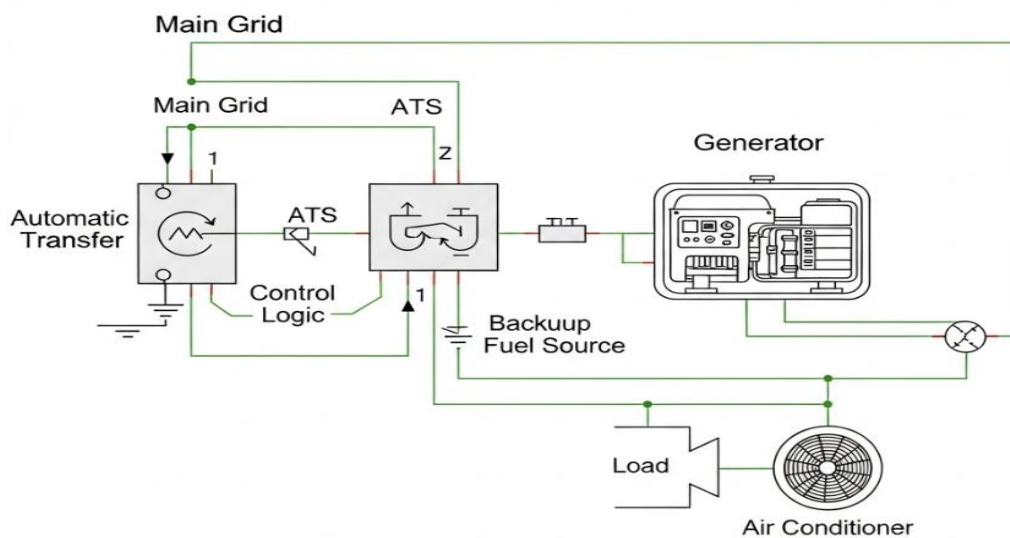


Рис. 3 Схема резервного живлення з ATS.



Рис. 4 Фото компактного генератора який часто використовують в укриттях.

Норми ДБН визначають, що мінімальна автономність системи життєзабезпечення має становити не менше 48 годин, однак на практиці доцільно орієнтуватися на більш тривалий період — від 72 до 96 годин. Це дозволяє виграти час для евакуації або відновлення зовнішнього електропостачання.

Надійність систем кондиціонування напряму залежить не лише від якості обладнання, але й від належного технічного обслуговування та експлуатації. У контексті захисних споруд, де відмови систем можуть мати критичні наслідки, це питання набуває особливої важливості.

Регламентні процедури технічного обслуговування включають регулярну перевірку справності вентиляційних і фільтраційних компонентів. Особливої уваги потребують фільтри: НЕРА, адсорбційні та вугільні, оскільки вони мають обмежений ресурс і повинні змінюватися відповідно до графіку або при перевищенні допустимого тиску опору. Перевірка вентиляторів, датчиків, герметичності повітропроводів має здійснюватися щонайменше раз на квартал.

Вид фільтра	Час роботи
Фільтри зі скловолокна	1 місяць
Плісировані фільтри	3 місяці
Електростатичні фільтри	3–6 місяців
Вугільні фільтри	3–6 місяців
HEPA-фільтри	6–12 місяців

Рис. 5 Таблиця з повітряними фільтрами та часом їхньої роботи.

Також важливою є підготовка персоналу, який відповідає за експлуатацію систем. Повинні бути створені інструкції з експлуатації, аварійні алгоритми дій, а також передбачено навчання відповідальних осіб. За необхідності обслуговування систем може здійснюватися за договором спеціалізованою компанією, яка проводить аудит і сервіс.

Крім технічного обслуговування, необхідно передбачити наявність комплектів запасних частин — змінних фільтрів, запобіжників, елементів керування, що дозволяє оперативно відновити роботу системи без залучення зовнішніх ресурсів.

Сучасні виклики у сфері цивільного захисту стимулюють розвиток інноваційних технологій у системах кондиціонування бомбосховищ. У центрі уваги — поєднання енергоефективності, високої якості очищення повітря, автономності та зручності експлуатації.

Одним із найперспективніших напрямів є впровадження систем з рекуперацією тепла. Вони дозволяють знизити енерговитрати на обігрів та охолодження, що критично важливо в умовах обмежених енергоресурсів. Високу ефективність демонструють також мультисенсорні системи з

автоматичним регулюванням: вони аналізують якість повітря в реальному часі та адаптують режими роботи обладнання без участі людини.

Іншим важливим напрямом є використання новітніх методів очищення повітря — іонізації, фотокаталізу, плазмової дезінфекції. Ці технології дають змогу знищувати віруси, бактерії, плісняву, знижуючи ризики епідеміологічної загрози у замкнутому просторі.

Також активно розвиваються smart-системи дистанційного керування та діагностики, які дозволяють моніторити стан обладнання онлайн, виявляти несправності на ранньому етапі, прогнозувати потребу у сервісі.

Завдяки інтеграції інноваційних рішень, системи кондиціонування стають не лише функціональним елементом інженерної безпеки, а й частиною гнучкої, адаптивної екосистеми.

Мета роботи.

Метою даної роботи є розробка проєкту системи кондиціонування повітря для бомбосховища навчального закладу з урахуванням вимог до мікроклімату, енергоефективності, фільтрації та безперебійної роботи системи в умовах надзвичайної ситуації.

Задачі дослідження.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються такі основні задачі: аналіз вихідних даних об'єкта, розрахунок теплопритоків та повітрообміну, визначення параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, побудова h-d діаграм літнього та зимового режимів, вибір і обґрунтування конструкції та обладнання системи кондиціонування, оцінка енергоефективності та надійності системи.

Методи дослідження.

У роботі застосовано аналітичні та числові методи теплотехнічного розрахунку, побудова процесів у h-d діаграмі, підбір обладнання за технічними каталогами, а також використання програмного забезпечення AutoCAD для виконання графічної частини проєкту.

Структура роботи.

Дипломна робота складається зі вступу, семи розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел та додатків. У роботі розглянуто вихідні дані про об'єкт, виконано техніко-економічне обґрунтування, розрахунок повітрообміну та теплопритоків, підібрано обладнання, розраховано вентиляційну мережу та холодильну установку, а також враховано вимоги охорони праці та цивільної оборони.

1.ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

1.1 Загальні відомості про об'єкт

Місце розташування об'єкта: село Андріївка, Білгород-Дністровський район,
Одеська область

Найменування об'єкта: загальноосвітня школа, бомбосховище у підвальному приміщенні

Характеристика приміщення: бомбосховище розраховане на одночасне перебування 10 дорослих та 50 дітей

Розміри приміщення:

висота стелі – 2 м;

площа приміщення – 140 м².

Режими роботи системи:

Звичайний режим (постійний повітрообмін для комфортного перебування людей);

Надзвичайний режим (герметизація приміщення, фільтрація зовнішнього повітря, створення надлишкового тиску).

1.2 Кліматичні умови регіону

Бомбосховище розташоване в кліматичному регіоні з помірно-континентальним кліматом. Для проектування системи кондиціонування прийняті наступні розрахункові параметри:

Літній період:

Температура зовнішнього повітря – +29 °С

Відносна вологість зовнішнього повітря – $\varphi = 60\text{--}65\%$

Ентальпія зовнішнього повітря – $h \approx 62$ кДж/кг

Температура повітря в середині – +22 °С

Атмосферний тиск – 1010 мм рт. ст.

Швидкість вітру – 1 м/с

Зимовий період:

Температура зовнішнього повітря – –19 °С

Температура повітря в середині – +22 °С

Забезпечення мікрокліматичних умов повинно здійснюватися як улітку, так і взимку.

1.3 Нормативні вимоги до вентиляції та кондиціонування бомбосховищ

Проектування системи кондиціонування здійснюється згідно з вимогами таких нормативних документів:

ДБН В.2.2-5:2023 «Будівлі і споруди. Захисні споруди цивільного захисту»

ДБН В.1.2-4:2020 (або 2006) «Система забезпечення надійності та безпеки

будівель і споруд. Основні вимоги до проектування захисних споруд»

ГОСТи щодо мікроклімату у приміщеннях згідно з призначенням (школи, укриття)

Згідно з вимогами до укриттів:

Забезпечується мінімальний повітрообмін 1 м³/год на 1 кг маси тіла у надзвичайному режимі;

Заборонене застосування рециркуляції повітря у фільтраційних режимах;

Система повинна мати автономне електроживлення;
Забезпечення надлишкового тиску в приміщенні 100–200 Па у режимі герметизації;
Наявність фільтрів грубої та тонкої очистки, а також фільтрів-поглиначів хімічних речовин (за потреби).

1.4 Вимоги до мікроклімату та системи кондиціонування

Комфортні та санітарно-гігієнічні умови для перебування людей у бомбосховищі визначаються такими критеріями:

Температура повітря – +22 °С (для обох режимів)

Відносна вологість – 40–60%

Рівень шуму від вентиляційного обладнання – не вище 40 дБ

Концентрація CO₂ – не більше 1000 ppm

Рівномірність розподілу повітря по приміщенню без протягів.

Система кондиціонування повинна:

Забезпечувати притік свіжого повітря у звичайному режимі,

Працювати в режимі фільтрації та надлишкового тиску в умовах герметизації

Включати обладнання, яке дозволяє охолодження влітку та підігрів повітря взимку

Мати відмовостійку конструкцію та аварійні резерви

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

2.1 Обґрунтування необхідності кондиціонування

Системи кондиціонування повітря є невід’ємним елементом забезпечення життєдіяльності людей у герметичних приміщеннях, особливо якщо йдеться про захисні споруди. В умовах бомбосховища, де обмежений повітрообмін, висока щільність перебування людей та неможливість відкриття вікон чи

дверей, кондиціонування повітря набуває особливої важливості. Від ефективної роботи системи кондиціонування залежить не лише комфорт, а й здоров'я та навіть життя людей, які перебувають в укритті.

Основними причинами необхідності впровадження системи кондиціонування у бомбосховищі загальноосвітньої школи є:

Необхідність забезпечення комфортної температури повітря (+22 °С) при зовнішніх температурах, що можуть сягати +29 °С влітку та –19 °С взимку;

Потреба у фільтрації повітря, видаленні надлишкового вуглекислого газу, запахів та інших шкідливих домішок;

Забезпечення автономної роботи системи у разі знеструмлення;

Можливість герметизації приміщення з підтриманням позитивного тиску в режимі надзвичайної ситуації.

2.2 Порівняння можливих систем кондиціонування

Для даного типу об'єкта розглядалися три основні варіанти реалізації системи кондиціонування:

1. Проста спліт-система (побутовий кондиціонер)
2. Мультизональна VRF-система
3. Система типу чилер–фанкойл з центральною вентиляційною установкою

Використання простої спліт-системи для бомбосховища є неприйнятним з таких причин:

- Відсутність фільтрації повітря зовнішнього середовища;
- Неможливість роботи у режимі повного повітрообміну;
- Відсутність герметичності та автономності;
- Критична залежність від електроживлення без резервного живлення.

Мультизональна VRF-система відзначається високою гнучкістю, енергоефективністю та здатністю підтримувати індивідуальний

температурний режим у кількох зонах, однак вона не передбачає повноцінної роботи з подачею свіжого повітря та фільтраційною вентиляцією, що є обов'язковими для бомбосховища.

Приточно-витяжна система з вбудованим охолодженням/нагрівом та фільтрацією — є найбільш доцільним.

Таке рішення дозволяє:

- Організувати централізовану подачу підготовленого повітря;
- Забезпечити триступеневу фільтрацію (груба, тонка, вугільна);
- Реалізувати роботу в рециркуляційному або герметичному режимі з надлишковим тиском;
- Підключити систему до аварійного живлення (дизель-генератор, UPS);
- Автоматизувати управління режимами кондиціонування та фільтрації.

2.3 Обґрунтування вибору енергоефективної та надійної системи

Обрана система з центральною вентиляційною установкою та функцією кондиціонування є не лише технічно доцільною, а й відповідає вимогам ДБН та рекомендаціям з облаштування захисних споруд. Система дозволяє працювати в двох режимах:

1. У звичайному режимі забезпечується подача та кондиціонування свіжого повітря;
2. У надзвичайному режимі — очищення зовнішнього повітря від токсичних речовин, пилу, бактерій та подача його під надлишковим тиском до приміщення.

Обладнання має бути сертифіковане для використання у системах фільтраційної вентиляції та сумісне з системами автономного живлення. Особливу увагу приділено низькому енергоспоживанню та можливості гнучкої модуляції потужності, що забезпечує зменшення експлуатаційних витрат.

2.4 Аналіз витрат на встановлення та експлуатацію

Орієнтовна вартість реалізації системи складається з:

- вартості припливно-витяжної установки з теплообмінником і фільтрами – від 120 000 до 180 000 грн;
- каналного охолоджувача/нагрівача або компактного чилера – 80 000–100 000 грн;
- системи фільтрів очищення повітря (грубої, тонкої, вугільної, УФ-дезінфекції) – до 50 000 грн;
- автоматизації та датчиків CO₂, температури, вологості – 30 000–50 000 грн;
- електромонтажні роботи, каналізація конденсату, обв'язка – 50 000 грн;
- резервне живлення (ІБП або генератор) – від 50 000 грн.

Середньорічні витрати на експлуатацію системи залежать від режиму використання та можуть становити:

- електроенергія – $3\text{--}5 \text{ кВт/год} \times 6 \text{ год/день} \times 365 \text{ днів} \approx 7\,000\text{--}10\,000$ грн/рік;
- технічне обслуговування (заміна фільтрів, перевірка автоматики) – 10 000–15 000 грн/рік.

Таким чином, капітальні інвестиції в енергоефективну систему окупаються за рахунок низьких експлуатаційних витрат, надійності та відповідності вимогам до захисних споруд.

3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Вибір розрахункових параметрів повітря

Для забезпечення нормативного мікроклімату в умовах перебування людей у бомбосховищі приймаються наступні розрахункові параметри:

Зовнішні умови:

Літній період:

Температура зовнішнього повітря: $t_{\text{зовн}} = +29 \text{ }^\circ\text{C}$

Вологість зовнішнього повітря: $\phi_{\text{зовн}} \approx 60 \%$

Ентальпія зовнішнього повітря: $h_{\text{зовн}} \approx 62 \text{ кДж/кг}$

Зимовий період:

Температура зовнішнього повітря: $t_{\text{зовн}} = -19 \text{ }^\circ\text{C}$

Вологість зовнішнього повітря: $\phi_{\text{зовн}} \approx 85 \%$

Внутрішні параметри:

Температура повітря: $t_{\text{внутр}} = +22 \text{ }^\circ\text{C}$

Відносна вологість: $\phi_{\text{внутр}} = 50 \%$

3.2 Розрахунок теплоприпливів і вологовиділень

Теплоприпливи від людей:

Кількість людей у приміщенні – 60 осіб.

Тепловиділення від 1 людини: $q = 100 \text{ Вт.}$

$$Q_{\text{люд.}} = 60 \cdot 100 = 6000 \text{ Вт.} = 6 \text{ кВт.}$$

Теплоприпливи від обладнання:

Приймається для кожної кімнати: $Q_{\text{облад.}} = 840 \text{ Вт.} = 0.84 \text{ кВт.}$

$$Q_{\text{облад.з}} = 0.84 \cdot 4 = 3.36 \text{ кВт.}$$

Теплоприпливи від освітлення:

Оскільки вікон немає, усі приміщення освітлюються штучно.

Приймається навантаження: 15 Вт/м^2 , площа кожної кімнати $\approx 12 \text{ м}^2$.

$$Q_{\text{освіт.}} = 4 \times 12 \cdot 15 = 720 \text{ Вт.} = 0.72 \text{ кВт.}$$

Теплоприпливи через огорожувальні конструкції:

Площа зовнішніх стін:

$$S = 36 + 25 + 36 + 25 = 122 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт теплопередачі для цегляної стіни без утеплення:

$$k=1.2 \text{ Вт/м}^2$$

Літній режим:

$$\Delta t = t_{\text{зовн.}} - t_{\text{вн.}} = 29 - 22 = 7^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{стін.л}} = 1.2 \cdot 122 \cdot 7 = 1025 \text{ Вт.} = 1.03 \text{ кВт.}$$

Зимовий режим:

$$\Delta t = t_{\text{зовн.}} - t_{\text{вн.}} = 22 - (-19) = 41^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{стін.з}} = 1.2 \cdot 122 \cdot 41 = 5993 \text{ Вт.} = 5.99 \text{ кВт.}$$

Вологовиділення від людей:

Приймається: 0.05 кг/год на людину

$$G_{\text{вв.люд}} = 60 \cdot 0.05 = 3.0 \text{ кг./год.} = 0.00083 \text{ кг./с.}$$

Вологовиділення з відкритої ємності з водою:

Об'єм води: 60 л , площа відкриття $\sim 0.25 \text{ м}^2$

Орієнтовне випаровування: $0.03\text{--}0.05 \text{ кг./м}^2\cdot\text{год.}$

$$G_{\text{вв.в}} \approx 0.01 \text{ кг./год.} = 0.000003 \text{ кг./с.}$$

Сумарно:

$$G_{\text{вв.з}} \approx 0.00083 + 0.000003 = 0.000833 \text{ кг./с.}$$

Теплопритоки через огорожі							
Приміщення			№1	№2	№3	№4	№5
Зовнішня температура повітря	t_n	°C	29	29	29	29	29
Розрахункова температура повітря в прим.	$t_{в}$	°C	22	22	22	22	22
Амплітуда добових коливань температ.	Δt_c	°C	10	10	10	10	10
Коеф. для обліку умов вент. покриття	k_1		1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Коеф. теплвід. від зовнішньої пов. огр. до пов.	α_n	Вт/м ² К	23,3	23,3	23,3	23,3	23,3
Коеф. теплвід. от внутр. пов. огр. до пов.	$\alpha_{вн}$	Вт/м ² К	8	8	8	8	8
Коеф. враховує затінення	a		0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Умовний температурний напір	$\theta_{ст}$		5,4	5,4	5,4	5,4	5,4
Площа освітлена сонцем $F_c = F_c - F_{ок}$	F_c	м ²	0	0	0	0	0
Площа затінених стін $F_3 = F_3 - F_{ок}$	F_3	м ²	36	25	36	0	25
Розрахунок							
Коеф. теплопередачі зовнішньої стіни	$K_{ст}$	Вт/м ² К	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37
Теплопріток через стіну	$Q_{ст}$	Вт	25,175	17,4825	25,175	0	17,483
Теплопритоки від огорожі			8838	18744,68	16182	19829	58769
		Q _{огор}					

N

3.3 Розрахунок необхідного повітрообміну

Сумарна теплова надбавка в літній період:

$$Q_{\text{заг.л}} = Q_{\text{люд.}} + Q_{\text{облад.з}} + Q_{\text{освіт}} + Q_{\text{стін.л}} = 6 + 3.36 + 0.72 + 1.03 = 11.11 \text{ кВт.}$$

Розрахунок масової витрати повітря для асиміляції надлишкового тепла:

$$G = \frac{Q}{c \cdot \Delta t}$$

Де:

$$Q = 11110 \text{ Вт.}$$

$$c = 1.005 \text{ кДж./кг.} = 1005 \text{ Дж.}$$

$$\Delta t = 6 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (припливне повітря охолоджується до } 16 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$G = \frac{11110}{1005 \cdot 6} = \frac{11110}{6030} \approx 1.843 \text{ кг./с.}$$

Об'ємна витрата повітря:

$$L = \frac{G \cdot 3600}{\rho} = \frac{1.843 \cdot 3600}{1.2} = 5529 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Сумарний теплоприток	Qпр	Вт	11238,975	21347,18	18582,975	22229,8	63150,2825
Сумарні вологовиділення	Wсум	кг/с	7,41E-04	1,07E-03	7,62E-04	7,79E-04	1,76E-03
Прихований теплоприток	Qприх	Вт	1,85E+03	2,67E+03	1,91E+03	1,95E+03	4,40E+03
Явний теплоприток	Qявн	Вт	9386,0383	18676,9	16677,063	20283,23	58747,95298
Тепловологісна х-ка процесу	Eps	кДж/кг.к	15163,735	19985,85	24375,445	28549,97	35861,85578
Масова витрата вентиляваного повітря							
Температура ВХІД	tв	°C	20	20	20	20	20
Температура ВИХІД	tn	°C	15	15	15	15	15
Ентальпія ВХІД	hн	кДж/кг	36	36	36	36	36
Ентальпія ВИХІД	hв	кДж/кг	30	30	30	30	30
Вологовміст повітря ВХІД	dn	кг/кг с.в.	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03	7,30E-03
Вологовміст повітря ВИХІД	dv	кг/кг с.в.	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03	6,20E-03
Робоча різниця температур	Δtr	°C	5	6	7	8	9
Баланс загальної теплоти	G1	кг/с	1,8731625	3,557864	3,0971625	3,704967	10,52504708
Баланс явної теплоти	G2	кг/с	1,8660116	3,09425	2,3682283	2,520282	6,48861862
Баланс вологи	G3	кг/с	6,74E-01	9,71E-01	6,93E-01	7,08E-01	1,60E+00
Мас. Витрата вент. Повітря	Gb	кг/с	1,8731625	3,557864	3,0971625	3,704967	10,52504708

3.6 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди

Кондиціонування для теплої пори року

Для літнього процесу кондиціонування витрата повітря для асиміляції тепло- вологісного навантаження в приміщеннях визначимо:

$$G_1 = 2,34 \text{ кг/с}$$

При висоті стелі 3,2 м приймаємо робочу різницю температур при якій повітря приточування асимілює надлишки вологи і тепла в приміщеннях

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

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря $t_{Н_л}$. Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні $t_{В_л}$. На прямій $d = const$ побудованою з $t_{В_л}$ приймаємо нагрів у витяжному вентиляторі $\Delta t = 1^{\circ} \text{C}$ отримуємо точку $t_{В_л}'$. Будуємо процес в приміщенні і відкладаємо робочу різницю температур, що відповідає точці повітря приточування $t_{П_л}$. Будуємо процес в повітроохолоджувачі, з'єднавши $t_{Н_л}$ з температурою поверхні повітроохолоджувача t_f . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентиляторі $\Delta t = 1,5^{\circ} \text{C}$, і будуємо $t_{П_л}'$, через яку будуємо пряму по $d = const$ до перетину з процесом в повітроохолоджувачі і отримуємо параметри повітря після охолодження $t_{О}$. З урахуванням долі надходження зовнішнього повітря у розмірі 20% від загального припливного, знаходимо точку суміші $t_{С_л}$. Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.2 і визначаємо продуктивності всіх апаратів СКП в літній період.

Таблиця 3.2 - Параметри повітря літнього режиму кондиціонування

	т.Н _л	т.П _л '	т.П _л	т.В _л	т.В _л '	т.О
$t_i, (^{\circ}C)$	31	20	18,5	25	26	14,5
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$	62	42	43	50	51	38
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}}\right)$	12,3	9,5	9,5	10	10	9,5

Кондиціонування у холодну пору року

Будуємо зимовий режим функціонування СКП, для цього відзначаємо на діаграмі точку зимового зовнішнього повітря т.Н_з, будуємо пряму $d = const$ и за розрахунком підігріву в електронагрівачу отримуємо точку повітря приточування т.К_з. Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні т.В_з. Далі розраховуємо ентальпію т.П_з по формулі:

$$h_{п} = h_{в} - (\Sigma Q^{xол.} / G_{теп.}) = 37 - (9,187 / 2,25) = 33 \text{ кДж/кг.}$$

Далі будуємо процес в приміщенні $\epsilon_{зима} = 14670$ через точку В_з, і на лінії перетину процесу з ентальпією т.П_з отримуємо точку П_з. Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентилятори $\Delta t = 1^{\circ}C$, і будуємо т.П_з' , через яку будуємо пряму по $t = const$ до перетину з процесом в рекупературі і

Параметри всіх точок заносимо в таблицю 3.3

Таблиця 3.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

	т.Н _з	т.П _з '	т.П _з	т.В _з	т.В _з '	т.К _з
$t_i, (^{\circ}C)$	-18	16	17	20	21	12
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$	-16,3	32	33	37	38	14
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}}\right)$	0,8	6,4	6,4	6,8	6,8	0,8

4.ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

4.1. Обґрунтування вибору обладнання СКП

На підставі розрахунку, проведеного вище, отримана потрібна масова кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний об'єм повітря для систем визначається за формулою.

$$L = \frac{3600 \cdot G_g}{\rho},$$

де $\rho = 1,185 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря.

Для системи П1 корисний об'єм повітря становить:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 2,25}{1,185} = 6835 \text{ м}^3 / \text{год}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітророзподілу обладнання підбираємо за наступними об'ємними витратами:

для системи П1:

$$L_1^n = 1,04 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.2)$$

$$L_1^n = 1,04 \cdot 6835 = 7108,5 \text{ м}^3 / \text{год}$$

За повною продуктивністю підбираємо вентиляційну і чіллер-фанкойлову систему.

Підбираємо підлогові фанкойли фірми DATEX: 6 шт. DF-1021ERMA(O) продуктивністю в режимі охолодження 0,93 кВт і 3 шт. DF-5030ERMA(O) по 3.77 кВт кожний.

Після вибору системи остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_n = (\rho \cdot L^n) / 3600 = (1,185 \cdot 7108,5) / 3600 = 2,34 \text{ кг/с}$$

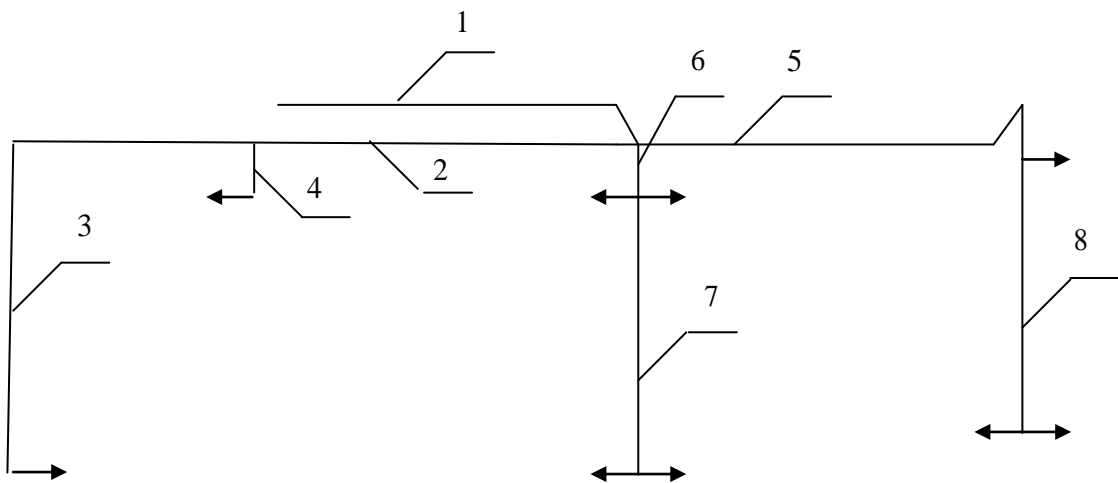
За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

4.2 Аеродинамічний розрахунок системи повітроводів

Сутність аеродинамічного розрахунку повітроводів полягає у визначенні розмірів їх перетинів, а також втрат тисків на тертя і місцеві опори. При цьому необхідно виконати наступні умови:

- розміри перерізів повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій гілці системи повинні бути нижче наявного;
- швидкість повітря в повітроводах повинна бути в рекомендованих межах (для адміністративних і громадських будівель швидкість руху повітря на магістральних ділянках воздуховодів в межах 5-9 м/с, у відгалуженнях в 2-3 рази менше);
- швидкість повітря на магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися.

Викреслюємо в аксонометрії схему магістрального повітровода и розбиваємо його на ділянки. Для комфортного кондиціонування швидкість у магістральному повітроводе приймаємо 5 м/с.



Аксометрична схема повітровода

Для кожної ділянки вентиляції визначаємо довжину і витрату повітря і заносимо в таблицю.

Визначаємо площу з рівняння суцільності:

$$F' = \frac{V}{v}; \text{ м}^2$$

$$F' = \frac{2,34}{5} = 0,468 \text{ м}^2$$

де:

V - об'ємна витрата повітря на ділянці; $\text{м}^3 / \text{с}$

Задаємося швидкістю $\omega = 5 \text{ м/с}$ на магістральній ділянці.

Решта ділянок є всмоктуючими повітропроводами. Їх виконують з гнучких повітропроводів. Це виконується з метою зменшення аеродинамічних втрат і рівня шуму, а також для швидкості монтажу.

Приймаємо швидкість $\omega = 2,5 \text{ м/с}$

Визначаємо нормовані розміри круглих гнучких повітропроводів $d_{\text{ГОСТ}}$, мм і $F_{\text{ГОСТ}}$, м^2

Визначаємо дійсну швидкість:

$$\omega' = \frac{V}{F_{\text{ГОСТ}}}; \text{ м/с}$$

$$\omega' = \frac{2,34}{0,5024} = 4,66 \text{ м/с}$$

Визначаємо втрати тиску по довжині на ділянках мережі повітропровода:

$$\Delta P_l = R \cdot l; \text{ Па}$$

$$\Delta P_l = 0,567 \cdot 2,79 = 1,58 \text{ Па}$$

де:

R - питомі втрати тиску на тертя на одному погонному метрі
воздуховода, Па/м

l – довжина ділянки повітропроводу; м

Розрахунок питомих втрат по довжині виконуємо за формулою:

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho_g}{2 \cdot g} \cdot 9,8, \text{ Па / м}$$

$$R = \frac{0,0177}{0,4} \cdot \frac{4,66^2 \cdot 1,18}{2 \cdot 9,8} \cdot 9,8 = 0,567 \text{ Па / м}$$

де:

λ - коефіцієнт опору на тертя

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{зост}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25},$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,00004}{0,4} + \frac{68}{120258} \right)^{0,25} = 0,0177$$

Re – число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\text{зост}}}{\gamma},$$

$$\text{Re} = \frac{4,66 \cdot 0,4}{15,5 \cdot 10^{-6}} = 120258$$

γ - в'язкість повітря, м²/с

Визначаємо втрати тиску в місцевих опорах :

$$Z = \Sigma \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}; \text{ Па} \quad (6.1.4)$$

$$Z = 3,66 \cdot \frac{1,18 \cdot 4,66^2}{2} = 46,9 \text{ Па}$$

де:

$\Sigma \xi$ - сумарний коефіцієнт місцевих опорів:

- коліно $\xi=0,33$
- конфузор $\xi=0,04$
- трійник $\xi=1,5$

- крестовина $\xi=3,0$

ρ - щільність повітря; кг/м³

Обчислюємо загальні втрати на ділянках мережі воздуховода:

$$\Delta P_o = \Delta P_1 + Z; \text{ Па}$$

(6.1.5)

$$\Delta P_o = 1,58 + 46,9 = 48,48 \text{ Па}$$

Для інших участків розраховуємо аналогічно і результати заносимо до таблиці.

Таблиця № 4.1

№	$\omega, \text{ м/с}$	$V, \text{ м}^3/\text{с}$	$F, \text{ м}^2$	$d, \text{ м}$	$d', \text{ м}$	$\omega', \text{ м/с}$	Re	λ	$l, \text{ м}$	$\Delta P_{\text{тр}}, \text{ Па}$	ζ	Z, Па	$\Delta P_o, \text{ Па}$
1	5	2,34	0,468	0,386	0,400	4,66	120258	0,021	2,79	1,58	3,66	46,9	48,48
2	2,5	0,093	0,037	0,109	0,125	1,9	15322	0,029	4,92	2,43	1,5	5,18	7,61
3	2,5	0,042	0,017	0,074	0,08	2,1	10839	0,032	7,88	8,2	0,33	3,5	11,7
4	2,5	0,051	0,020	0,08	0,08	2,5	12903	0,030	0,65	0,9	0	0	0,9
5	2,5	0,752	0,301	0,310	0,315	2,4	48774	0,022	6,43	1,53	2,13	7,24	8,77
6	2,5	1,4	0,560	0,422	0,400	2,8	72258	0,020	0,47	0,11	3	13,9	14,01
7	2,5	1,26	0,504	0,401	0,400	2,5	64516	0,020	3,88	0,72	1,5	5,53	6,25
8	2,5	0,672	0,269	0,293	0,315	2,2	44710	0,022	3,88	0,77	1,5	4,28	5,05
Σ												102,8	

Підбір вентиляторного агрегату.

Вентиляторна установка підбирається по аеродинамічним втратам в кондиціонері, шумоглушнику і в самій напруженій гілці:

$$\Delta P_c = \Delta P_{\text{кон}} + \Delta P_{\text{ш.гл}} + \Delta P_o; \text{ Па} \quad (6.3.1)$$

де:

$\Delta P_{кон}$ - втрати напору у кондиціонері; Па

$\Delta P_{ш.зл}$ - втрати напору у шумоглушнику; Па

ΔP_0 - втрати напору у повітроводах; Па

$$\Delta P_c = 284,02 + 65 + 102,8 = 451,8 \text{ Па}$$

Втрати напору в кондиціонері визначаються за формулою:

$$\Delta P_{кон} = \Delta P_{кал} + \Delta P_{ф} + \Delta P_{п.з.} + \Delta P_{рек}; \text{ Па}$$

де:

$\Delta P_{ф} = 30$ Па - опір повітряного фільтра;

$\Delta P_{кал} = 4,02$ Па – аеродинамічний опір калориферу;

$\Delta P_{п.з.} = 200$ Па – втрати напору у паровому зволожувачі;

$\Delta P_{рек} = 50$ Па - втрати напору у рекуператорі; Па

$$\Delta P_{кон} = 4,02 + 30 + 200 + 50 = 284,02 \text{ Па}$$

Підбираємо вентилятор з такими характеристиками:

Модель	Напруга, В	Потужність, Вт	Швидкість, об/хв	Продуктивність м ³ /год	Тиск, Па
BGSS 4M	233/380	1500	1400	8000	700

4.3 Витяжна вентиляція

Витяжна вентиляція здійснюється припливно-витяжною установкою, яка має в своєму складі пластинчастий рекуператор. Повітря з приміщень по воздуховодам витягується даховим вентилятором в кількості 1300 м³/год, і в рекуператорі охолоджує припливне повітря.

Існує також окрема витяжна вентиляція з санвузлів продуктивністю 120 м³/год - на першому поверсі, і 100 м³/год - на другому

5. РОЗРАХУНОК АПАРАТІВ СКП

5.1 Повітроохолоджувач

Вихідні данні для розрахунку повітроохолоджувача: початкові та кінцеві параметри повітря $t_n = 28,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 6 \text{ }^\circ\text{C}$, витрати повітря $G_B = 8730 \text{ м}^3/\text{год}$, початкова та кінцева температура холодоносія $t_1 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 6,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Приймаємо повітроохолоджувач ВОВ 243.1-163-180-12-3,0-10-1 кондиціонера КЦКП-8 площа фронтального перетину $2,93 \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-8А $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$.

$$v\rho = \frac{G}{3600 \cdot F_f}, \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2 ;

G – витрата повітря $\text{кг}/\text{с}$;

$$v\rho = \frac{8730}{3600 \cdot 2,93} = 1,79 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Продуктивність повітроохолоджувача:

$$Q_x = G \cdot (h_n - h_k), \text{ кВт}$$

де G – витрата зовнішнього повітря, $\text{кг}/\text{с}$;

h_n, h_k – початкова і кінцева ентальпія охолоджуваного повітря, $\text{кДж}/\text{кг}$.

$$Q_x = 9,81 \cdot (62 - 19,7) = 273 \text{ кВт}$$

Витрата холодної води по трубках теплообмінника:

$$G_w = \frac{G \cdot (h_n - h_k)}{c_w \cdot (t_{w.\text{вих}} - t_{w.\text{вх}})}, \text{ кг}/\text{с}$$

де $c_w = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – теплоємність води;

$t_{w.\text{вх}}, t_{w.\text{вих}}$ – початкова і кінцева температура холодної води на вході і виході з теплообмінника, $^\circ\text{C}$.

$$G_w = \frac{9,81 \cdot (62 - 19,7)}{4,19 \cdot (6,8 - 0)} = 8,195, \text{ кг}/\text{с} = 29502 \text{ кг}/\text{год}$$

5.2 Підбір повітрянагрівача

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

Вихідні дані:

- $t_1 = -18\text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на вході;
- $t_2 = 5\text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на виході;
- $t_{w1} = 110\text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на вході;
- $t_{w2} = 70\text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на виході.

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

$$Q_m = Gc_p (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}),$$

де $G = 2,34\text{ кг/с}$ - витрата припливного зовнішнього повітря яке нагрівається;

$c_p = 1,006\text{ кДж/кг}\cdot\text{C}$ - теплоємність повітря;

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

$$Q_m = 2,34 \cdot 1,006(5 + 18) = 54,14\text{ кВт}.$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})}{c_w \cdot (t_{\text{wBB}} - t_{\text{wBBI}})}, \text{ кг/с,}$$

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

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

$$G_w = \frac{2,34 \cdot 1,006 \cdot (5+18)}{4,19 \cdot (110-70)} = 0,323 \text{ кг/с.}$$

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_{BX} і початковою температурою гарячої води t_{WBX} , максимально-можливий нагрів витрати повітря при теплоємності c_p визначається виразом:

$$Q_{f \max} = G \cdot c_p \cdot (t_{w_{\text{вс}}} - t_{\text{вс}}), \text{ кВт.}$$

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

$$Q_T = G c_p (t_{\text{ввх}} - t_{\text{вх}}), \text{ кВт.}$$

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

$$\theta_t = \frac{Q_T}{Q_{f \max}} = \frac{t_{\text{ввх}} - t_{\text{вх}}}{t_{\text{wвв}} - t_{\text{вх}}},$$

$$\theta_t = \frac{5+18}{110+18} = 0,18.$$

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w},$$

$$W = \frac{2,34 \cdot 1,006}{0,323 \cdot 4,19} = 1,74$$

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 0,3$.

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot L \cdot \rho \cdot c_p}{3.6 \cdot K}, \text{ м}^2,$$

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

L – нагріваєме зовнішнє повітря у розмірі 20% від загальної витрати

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0.37} \cdot \omega^{0.18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$K = 23,11 \cdot (1,6 \cdot 1,342)^{0.37} \cdot 0,12^{0.18} = 20,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$F = \frac{0,3 \cdot 1421,7 \cdot 1,006 \cdot 1,342}{3,6 \cdot 20,93} = 7,53 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

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

де B - вільний член, що відібражає конструктивні особливості теплообмінника;

ν - швидкість руху повітря;

m – показник ступеня;

ω - швидкість руху води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 1,034 \cdot (1,6 \cdot 1,324)^{1,81} = 4,02 \text{ Па}.$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

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

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

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 4 \cdot 0,12^{1,69} = 0,36 \text{ кПа}.$$

Вибираємо калоріфер КП-Ск 2-10 з продуктивністю по повітрю - 7500 м³/год, продуктивністю по теплу - 106 кВт, поверхнею теплообміну – 20 м².

5.3 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір насосу для повітронагрівача

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 вентиляції. Вибір насоса відбувається 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 вентиляції, 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 фреоною, 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:

$$L_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 19 \text{ м.}$$

Витрата рідини:

$$V = 0,323 \text{ л/с}$$

Швидкість руху рідини приймаємо рівною $\omega = 0,12 \text{ м/с}$.

Визначимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{V \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{0,323 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,12}} = 0,059 \text{ (м)} \quad (5.16)$$

де: ν – заздалегідь задана швидкість води в трубопроводі (не більш 1,5 м/с)

V – витрата рідини

Вибираємо гнучкі полімерні теплоізольовані труби ІЗОПРОФЛЕКС-115А із напорною трубою $59 \times 4 \text{ мм}$ і захисною оболонкою $115 \times 2,4$.

Визначаємо динамічний тиск:

$$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{965,3 \cdot 0,12^2}{2} = 7 \text{ (Па)} \quad ($$

де ρ – щільність води при $t = 90^\circ\text{C}$

Розраховуємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0,12 \cdot 0,059}{0,326 \cdot 10^{-6}} = 21717 \quad (5.20)$$

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, $\text{м}^2/\text{с}$

Коефіцієнт опору по довжині:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot k_{\text{э}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{100}{Re} \right) = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot 0,004}{0,059} + \frac{100}{21717} \right) = 0,010 \quad (5.21)$$

$k_{\text{э}}$ – коефіцієнт абсолютної еквівалентної шорсткості полімерних труб.

Втрати тиску від тертя на довжині 1 м:

$$\Delta p_{\text{тр}} = R = \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{0,010}{0,059} \cdot 7 = 1,2 \text{ (Па/м)} \quad (5.22)$$

Втрати тиску по усій довжині труби:

$$R \cdot L_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 1,2 \cdot 19 = 22,8 \text{ (Па)} \quad (5.23)$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} + \Delta p_{\text{пн}}, \text{ (Па)} \quad (5.24)$$

$$Z = ((2 \cdot 1,2) + (2 \cdot 5,7) + 1,2) \cdot 7 + 2300 = 2405 \text{ (Па)}$$

де, ξ – коефіцієнти місцевих опорів:

- угольник 90° $\xi = 1,2$

- вентиль $\xi = 5,7$

- тройник $\xi = 1,2$

$\Delta p_{\text{пн}}$ – гідравлічний опір повітрянагрівача, Па.

Сумарні втрати:

$$\Delta P = R \cdot L_{\text{тр}}^{\text{заг}} + Z = 22,8 + 2405 = 2427,8 \text{ (Па)} \quad (5.25)$$

Визначимо необхідний натиск насоса:

$$H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{2427,8}{965,3 \cdot 9,8} = 0,260 \text{ (м)} \quad (5.26)$$

Вибираємо насос Wilo-Stratos 65/1-9. Потужність насоса складає 0,5кВт.

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

5.4 Підбір повітряного фільтру

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

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

У кишенькових фільтрів поверхню фільтруючого матеріалу збільшено шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтра для проходження через нього повітря, що очищається. Розвиток фільтрувальної поверхні дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

В якості фільтрувального матеріалу в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких пов'язаних волокон або матеріал з голкопробивний отворами.

Вибираємо фільтр ФВК класу G4 з наступними хар-ми:

Позначення	ФВК-99-600-9-G4/25
Габаритні розміри, мм	892x892x600
Кількість кишень	9
Позначення ФяК	ФяК G4 892x892x300-9
Продуктивність, м ³ /год	7600

5.5 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор

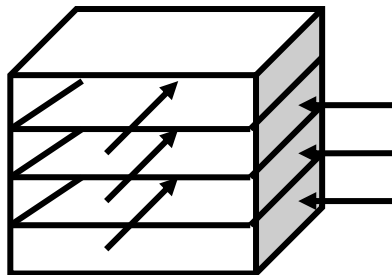
Проблема енергозбереження відноситься до актуального завдання нашого часу. Проблема загострюється у зв'язку із зростанням енергоспоживання в різних регіонах і галузях господарської діяльності суспільства. Із-за зростання енергоспоживання збільшується потреба в енергоносіях.

У системах вентиляції і кондиціонування повітря використання теплоти повітря, що видаляється, для нагріву припливного повітря дозволяє на 50...60% понизити витрату теплоти вентиляційними системами.

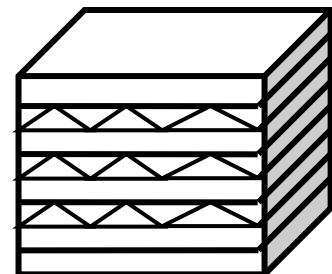
В нашому випадку використовується пластинчастий повітря-повітряний тепло утилізатор.

Пластинчасті рекуператори можуть збиратися з гладких пластин, утворюючих плоскі канали (рис.1, а). Між гладкими пластинами часто встановлюють пластини трикутного U- або П- образного профілю

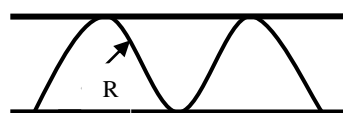
а)



б)



в)



г)



а) – з гладкими пластинами; б) – з трикутними пластинами; в) – з U – образними пластинами; г) – з П- образними пластинами

Рисунок 5.1 – Схема пристрою повітря - повітряного рекуператора

Далі визначимо площу поверхні теплообміну протivotочного рекуперативного негігроскопічного теплообмінника-утилізатора з температурним коефіцієнтом ефективності $\varepsilon_t = 0,73$.

Масові витрати повітряних потоків складають $G_x = 0,468$ кг/с, $G_r = 1,872$ кг/с, еквіваленти витрат $G_{x,c_b} = 470$ Вт/К, $G_{r,c_b} = 1881$ Вт/К.

Параметри теплоносіїв на вході в апарат: $t_{x1} = 5^\circ\text{C}$, $d_{x1} = 0,8$ г/кг, $t_{r1} = 20^\circ\text{C}$, $d_{r1} = 6,8$ г/кг, $h_{r1} = 32$ кДж/кг. Барометричний тиск відповідає (760 мм.рт.ст.). Матеріалом поверхні служать алюмінієві листи завтовшки $\delta = 0,5$ мм с теплопровідністю $\lambda_c = 150$ Вт/(м·К). Геометрія каналу - плоска щілина шириною $S = 3$ мм, заввишки $h = 0,7$ м і завдовжки $l = 1,3$ м, еквівалентний діаметр $d_s = 6 \cdot 10^{-3}$ м.

Визначаємо параметри повітряних потоків на виході з ТУ, приймаючи, що конденсація вологи в теплообміннику відсутня, $\xi = 1$:

$$t_{x2} = t_{x2} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{\text{мин}}}{G_x c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 5 + 0,73 \frac{470}{470} (20 - 5) = 16^\circ\text{C}; \quad (5.27)$$

$$t_{r2} = t_{r2} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{\text{мин}}}{G_r c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 20 - 0,73 \frac{470}{1881} (20 - 5) = 17,3^\circ\text{C} \quad (5.28)$$

По середніх параметрах теплоносіїв $\bar{t}_x = (5+15)/2 = 10^\circ\text{C}$,

$\bar{t}_r = (20+15)/2 = 17,5^\circ\text{C}$ знаходимо їх фізичні властивості [8]: коефіцієнти кінематичної в'язкості $\nu_x = 14,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\nu_r = 14,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с; теплопровідності $\lambda_x = 2,5 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $\lambda_r = 2,55 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); числа Прандтля $Pr_x = 0,714$; $Pr_r = 0,713$; щільність $\rho_x = 1,247$ кг/м³; $\rho_r = 1,215$; питомі теплоємності $c_{в,x} = c_{в,r} = 1,005$ кДж/(кг·К).

Приймаємо швидкості повітряних потоків в каналах теплообмінника $v_x = v_r = 2,5$ м/с. Визначаємо числа Рейнольдса:

$$Re_x = \frac{v_x \cdot d_3}{\nu_x} = \frac{2.5 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{14.1 \cdot 10^{-6}} = 1064 \quad (5.29)$$

$$Re_r = \frac{v_r \cdot d_3}{\nu_r} = \frac{2.5 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{14.9 \cdot 10^{-6}} = 1007$$

Знаходимо комплекс $RePr \frac{d_3}{l}$:

$$(RePr \frac{d_3}{l})_x = 1064 \cdot 0,714 \cdot \frac{6 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,51 \quad (5.30)$$

$$(RePr \frac{d_3}{l})_r = 1007 \cdot 0,713 \cdot \frac{6 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,31$$

Визначаємо число Нусельта: $Nu_x = Nu_r = 8,2$

Обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі з боку кожного теплоносія:

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda_x}{d_3} = \frac{8,2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}}{6 \cdot 10^{-3}} = 34,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (5.29)$$

$$\alpha_r = \frac{Nu_r \cdot \lambda_r}{d_3} = \frac{8,2 \cdot 2,55 \cdot 10^{-2}}{6 \cdot 10^{-3}} = 34,85 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_r \cdot \zeta_r}} = \frac{1}{\frac{1}{34,16} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{150} + \frac{1}{34,85 \cdot 1}} = 17,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (5.32)$$

Знаходимо середню різницю температур в теплообміннику:

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{\Delta t_B + \Delta t_M}{2} = \frac{((t_{r1} - t_{x2}) + (t_{r2} - t_{x1}))}{2}$$

(5.33)

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{((20 - 15) + (15 - 5))}{2} = 7.5^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо тепловидатність апарату:

$$Q_{\Pi} = G_x \cdot C_{B.X} \cdot (t_{x2} - t_{x1}) = 470 \cdot (15 - 5) = 4700 \text{ Вт} \quad (5.34)$$

Знаходимо площу поверхні теплообмінника:

$$F = \frac{Q_{\Pi}}{k \cdot \Delta t_{\text{ср.л}}} = \frac{4700}{17.25 \cdot 7.5} = 36.33 \text{ м}^2 \quad (5.35)$$

Вибираємо теплоутилізатор SUPM PRP 100-50 з габаритами 1480x1225x500, масою 175 кг, аеродинамічним опором 50 Па.

5.6 Розрахунок парового зволожувача

Витрата пару на зволоження розраховується за формулою:

$$G = L \cdot \rho_{\text{пов.}} \cdot (d_{\text{вн.}} - d_{\text{зов.}}), \quad (5.13)$$

де:

G – продуктивність зволожувача, кг/год;

L - об'ємна витрата повітря, м³/год;

$\rho_{\text{пов.}} = 1,225$ кг/м³ – щільність повітря;

$d_{\text{вн.}}$ – вологовміст внутрішнього повітря, г/кг;

$d_{\text{з.}}$ – вологовміст зовнішнього повітря, г/кг

$$G = 7108,5 \cdot 1,225 \cdot (6,4 - 3,5) = 25,25 \text{ кг/год}$$

Приймаємо парозволожувач Nordmann серії AT 3000 з діапазоном продуктивності 6,4-32 кг пару в год та номінальною потужністю 24,3 кВт. Габарити 715x525x360.

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

6.1 Вимоги до безпеки монтажу та експлуатації

Під час монтажу та експлуатації системи кондиціонування необхідно дотримуватись вимог чинного законодавства України у сфері охорони праці, зокрема положень Законів України «Про охорону праці», «Про цивільний захист», а також відповідних розділів ДБН та ДСТУ щодо вентиляційних та холодильних установок.

Монтажні роботи можуть виконуватись виключно сертифікованими спеціалістами, які пройшли інструктаж і мають відповідну кваліфікацію для роботи з електрообладнанням, вентиляційними системами та холодильними агентами. Особливу увагу слід приділити безпечному під'єднанню електроживлення, герметизації фреонового контуру та надійному закріпленню важкого обладнання (компресорно-конденсаторних блоків, фанкойлів тощо).

Під час експлуатації необхідно регулярно проводити планово-попереджувальне обслуговування системи, включаючи перевірку герметичності з'єднань, справності вентиляції, стану фільтрів, датчиків та автоматики. Оператори повинні пройти навчання з роботи з аварійними режимами, правилами перемикання на резервне живлення, а також із техніки безпеки при обслуговуванні електричних пристроїв та обертових елементів.

Усі роботи в технічному приміщенні мають виконуватись з дотриманням правил електробезпеки (не нижче II групи допуску), а роботи з фреоном — у засобах індивідуального захисту (рукавички, захисні окуляри).

6.2 Захист від шуму, вібрацій, витоків фреону

Шумове навантаження від роботи вентиляційного та холодильного обладнання не повинне перевищувати допустимі межі, встановлені ДСП 173-96 (гранично допустимі рівні шуму на робочих місцях — не вище 60–65 дБ). З цією метою в проєкті передбачено використання вентиляторів із зниженим рівнем шуму, встановлення шумоізоляційних вставок у повітроводах, а також монтаж компресорно-конденсаторного блоку поза межами основного укриття.

Щодо вібрацій, то всі агрегати (ККБ, фанкойли, установка КЦКП) встановлюються на антивібраційні основи або прокладки, що запобігають передачі вібрації на будівельні конструкції та елементи укриття.

Важливу увагу приділено герметичності холодильного контуру. У разі витoku фреону (R410A, R32) існує ризик витіснення кисню з приміщення та отруєння. Тому передбачено: контроль тиску, з'єднання на різьбових фітингах із обтискними гайками, а також можливість встановлення датчика витoku фреону в технічному приміщенні. Персонал повинен бути поінформований про ознаки витoku (запах, охолодження елементів) та дії у разі аварії

6.3 Екологічна безпека та утилізація витратних матеріалів

Під час експлуатації системи кондиціонування виникають витратні матеріали, зокрема фільтри (грубі, тонкі, вугільні), мастила, зношені ущільнювачі та, можливо, фреон, що підлягає заміні. Усі ці матеріали повинні утилізуватися відповідно до правил екологічної безпеки та чинних санітарних норм.

Використані фільтри, особливо вугільні та адсорбційні, можуть містити шкідливі речовини. Вони не підлягають спалюванню або захороненню з побутовими відходами. Утилізація має здійснюватися через ліцензовану організацію, яка має відповідний дозвіл на поводження з небезпечними матеріалами.

Злив конденсату здійснюється через окрему дренажну систему, яка не повинна бути з'єднана з каналізацією питного водопостачання. За потреби конденсат може додатково фільтруватися перед виведенням у довкілля.

Холодоагенти, що містяться у системі, не повинні потрапляти в атмосферу. Роботи з їх заміни виконуються згідно з вимогами Монреальського протоколу та внутрішніх екологічних норм підприємства. Порожні балони з-під фреону повертаються постачальнику або передаються на вторинну переробку.

Таким чином, реалізація системи кондиціонування у бомбосховищі враховує не лише технічну ефективність, а й усі аспекти безпечної експлуатації: від електробезпеки до екологічної відповідальності. Забезпечено відповідність нормативам щодо шуму, вібрацій, утилізації матеріалів, а також безпечної роботи з фреоном, що дозволяє вважати систему цілком придатною для тривалої експлуатації в умовах захисної споруди.

7. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА І ТЕХНІЧНА НАДІЙНІСТЬ

7.1 Режим роботи системи при аварійному живленні

У разі відключення основного електропостачання система кондиціонування повинна забезпечити безперебійну роботу у критичних умовах. Для цього у проєкті передбачено подвійне резервне джерело живлення: дизельний генератор (ДГУ) та акумуляторна система (UPS).

Акумуляторна система миттєво бере на себе навантаження у перші хвилини після зникнення напруги в мережі. Після запуску ДГУ основне навантаження передається на генератор, що дозволяє підтримувати роботу системи кондиціонування, вентиляції та автоматики упродовж щонайменше 48 годин, як вимагається чинними нормами ДБН та рекомендаціями ДСНС України.

Перемикання між джерелами живлення виконується автоматично за допомогою блоку ATS (автоматичне перемикання вводу), що виключає необхідність ручного втручання оператора.

7.2 Забезпечення герметизації і надлишкового тиску

Для функціонування бомбосховища у герметичному режимі система повинна забезпечити герметизацію повітряного контуру та створення надлишкового тиску.

У конструкції передбачено:

1. герметичні повітроводи та клапани, що унеможливають витіки;
2. зворотні клапани на витяжних каналах, які запобігають проникненню зовнішнього повітря;
3. герметичні ввідні люки та двері з ущільненням.

У режимі надзвичайної ситуації система припливної вентиляції працює з підвищеним тиском, який створюється регульованими вентиляторами припливу. У зоні укриття підтримується надлишковий тиск у межах 20–30 Па,

що запобігає проникненню забрудненого повітря навіть у разі нещільностей у конструкції. Це відповідає вимогам до протихімічного та протибіологічного захисту, передбачених нормами ДБН В.1.2-4:2019.

7.3 Запас повітря, резервні режими

У випадку повного припинення подачі зовнішнього повітря (наприклад, при ушкодженні повітрязабірника або під час хімічної атаки), система повинна забезпечити перехід на резервні режими.

До них належать:

- внутрішній циркуляційний режим, коли повітря очищується повторно через фільтри (ФПУ, НЕРА, вугільні);
- подача з фільтроабсорбційних ємностей, якщо такі передбачені (може бути зазначено в додатках);
- використання внутрішнього запасу повітря в об'ємі приміщення.

Розрахунки показують, що за герметичних умов об'єм повітря у приміщенні висотою 2 метри й загальною площею приблизно 140 м² становить:

$$V = 140\text{м} \times 2\text{м} = 280\text{м}^3$$

Цього об'єму, за нормативного споживання близько 20–25 м³/год на людину, вистачає на десятки хвилин до 1 години без вентиляції. Саме тому важливо оперативно перемикає систему у режим рециркуляції з фільтрацією.

Таким чином, проєктована система кондиціонування здатна функціонувати не лише у звичайному, а й у герметичному та аварійному режимах, забезпечуючи:

- автономність не менше 48 годин,
- герметичність повітряного контуру,
- надійне створення надлишкового тиску,
- захист у режимі фільтраційної рециркуляції.

Це дозволяє гарантувати безпеку перебування людей у бомбосховищі навіть у разі тривалої надзвичайної ситуації. *Чистота повітря (загазованість повітря)*

Найбільш поширеною виробничою шкідливістю є забруднення повітря пилом мінерального або органічного походження. Серед органічного пилу найбільш поширені бавовняний, вовняний, деревинний, борошняний і т.п., а серед неорганічного цинковий, залізний, свинцевий, вугільний, кварцовий, наждачний, вапняковий та інші.

Чистота повітря виробничого середовища є важливим фактором підтримання стабільної працездатності працівників, формування у них позитивного ставлення до роботи, підвищення продуктивності праці. Велика кількість виробничих процесів супроводжується утворенням дрібних часточок твердих або рідких речовин, які утримуються в повітрі. Кількість домішок газів, парів, пилу, які містяться в одному літрі або одному кубічному метрі повітря у грамах, характеризує ступінь забруднення виробничого середовища.

Найбільшу небезпеку становить пил, розмір часток якого не перевищує 5 мікрон. Попадаючи разом з повітрям в органи дихання, пил викликає захворювання слизової оболонки носа, гортані, трахеї, бронхів і легенів (риніти, катарі бронхів, бронхіальна астма). З органів дихання пил поступово попадає в рот та органи травлення.

7.4 Шум

Основними джерелами шуму в холодильних установках є компресори (компресори фірми Bitzer 4JE-15Y, 8FE-70Y, 4EES-4Y) та рух холодильного агенту по трубопроводах з великою швидкістю.

Допустимий рівень шуму на компресорній площадці, що не перевищує норм, які приведені у ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку», складає 75...103 дБ.

7.5 Вібрація

Загальна технологічна вібрація не перевищує гранично допустимого значення ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації).

Компресорні агрегати встановлено на віброопорах та окремих фундаментах, що відокремлені від несучих конструкцій будівлі. Для зменшення впливу вібрації, що викликані роботою компресорів, додержуються таких умов: трубопроводи, які приєднуються до холодильної машини, не жорстко кріпляться до конструкцій будинку; при необхідності застосування жорстких кріплень передбачено відповідні компенсаційні пристрої; трубопроводи, які з'єднують компресори з устаткуванням, мають достатню гнучкість, що компенсує деформації.

7.6 Освітлення: природне та штучне

Нормовані значення природного та штучного освітлення (ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення).

На компресорних ділянках прийнято загальне штучне освітлення світильники з лампами накаливання напругою 220 В. Для компресорної ділянки рівень освітленості становить 75 лк.

Для пульта керування та електрощитової прийнято загальне штучне освітлення 100 лк. Біля щита управління передбачається місцеве освітлення (лампа розжарювання, рівень комбінованого освітлення 500 лк).

Аварійне освітлення робочої ділянки має незалежне джерело живлення (акумуляторні батареї). Воно автоматично включається при відключенні робочого освітлення.

7.7 Вимоги техніки безпеки при монтажі, експлуатації, профілактиці і ремонті технологічного обладнання та засобів контролю та управління

Вимоги техніки безпеки регламентує нормативний документ галузі, «Оборудование производственное. Общие требования безопасности».

До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- по експлуатації холодильних установок для машиністів;
- по автоматизації холодильних установок автоматиці. для слюсарів по КВП і автоматизації.

До самостійного обслуговування холодильних установок машиністи допускаються тільки після проходження стажування строком не менше 1 місяця, в результаті якого вони освоюють обслуговування конкретної установки і підтримання нормальних режимів її роботи, і відповідної перевірки знань.

Стажування проводять досвідчені наставники. Допуск до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

Холодильна установка обслуговується одним машиністом в зміну.

Перевірку знань з техніки безпеки у керуючих і інженерно-технічних робітників здійснюють у відповідності з «Положенням про порядок перевірки знань правил і норм по охороні праці керуючих, інженерно-технічних робітників і спеціалістів».

Інструкції доведені до персоналу, що обслуговує холодильну установку (під розписку), і вивішені на видному місці:

- експлуатації холодильної системи (охолодного обладнання);
- обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматики;
- пожежної безпеки;
- охороні праці (надання долікарської допомоги при виникненні аварійної ситуації і т.д.);
- річні і місячні графіки проведення планово-попереджувальних ремонтів;
- схеми фреонових, рідинних, масляних і водяних трубопроводів із

пронумерованою (у них і відповідно в натурі) запірною арматурою і приладами автоматики (затверджені головним інженером);

- показчики перебування засобів індивідуального захисту;

номера телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, міліції, найближчої військової частини, начальника компресорного цеху (домашній телефон).

- номери телефонів і адреса організації, що обслуговують автоматизовану холодильну установку.

ВИСНОВКИ

У межах дипломного проєкту було розроблено систему кондиціонування повітря для бомбосховища загальноосвітньої школи села Андріївка Білгород-Дністровського району Одеської області. Враховуючи сучасні виклики у сфері безпеки, зокрема пов'язані з військовими загрозами, актуальність теми проєкту не викликає сумнівів. Забезпечення надійного мікроклімату, фільтрації повітря та автономної роботи системи в умовах надзвичайної ситуації є критичним фактором збереження життя та здоров'я людей в укриттях.

У вступній частині було проведено аналіз призначення та функціонального значення систем кондиціонування у захисних спорудах, розглянуто нормативно-правову базу, яка регламентує вимоги до таких систем, зокрема ДБН В.1.2-4:2019, ДБН А.3.1-9:2015, а також рекомендації ДСНС України. Було визначено основні складові системи, серед яких — повітрообмінний блок, фільтрувальні елементи, пристрої терморегуляції, автоматика та резервні джерела живлення.

У процесі виконання роботи було детально опрацьовано вихідні дані об'єкта: його призначення, кількість людей, габарити, кліматичні умови регіону, теплові надбавки від людей, обладнання та огорожувальних конструкцій. Було враховано як літній, так і зимовий режим функціонування бомбосховища. Особливу увагу приділено розрахунку теплоприпливів та вологовиділень у кожному з чотирьох приміщень, відповідно до кількості осіб та специфіки використання.

Розрахунок повітрообміну проведено на основі теплового балансу з урахуванням ентальпій повітря і перепаду температур. Для літнього періоду визначено витрати повітря, необхідні для компенсації внутрішніх теплоприпливів, та побудовано процес кондиціонування у h-d діаграмі. У зимовому періоді акцент зроблено на теплові втрати та потребу у підігріві

припливного повітря, що також було враховано при побудові діаграми стану повітря.

У ході техніко-економічного обґрунтування було розглянуто кілька варіантів систем кондиціонування. На основі критеріїв енергоефективності, надійності, відповідності вимогам безпеки та можливості автономної роботи обрано систему типу КЦКП-8-1А з прямоточною системою. Це рішення забезпечує належний повітрообмін, дозволяє фільтрувати повітря від шкідливих домішок та забезпечує роботу в умовах як нормального, так і герметичного режиму. Система передбачає наявність резервного джерела живлення на випадок відключення основної мережі.

У графічній частині роботи виконано планування розміщення обладнання, мереж повітропроводів та фільтраційних модулів, що дозволяє візуалізувати реальне розташування елементів системи у підвальному приміщенні школи. Також було розглянуто основні заходи з охорони праці та цивільного захисту при експлуатації системи.

Таким чином, у межах дипломної роботи було реалізовано повноцінний інженерний проєкт системи кондиціонування бомбосховища, що відповідає сучасним вимогам надійності, безпеки, автономності та енергоефективності. Запропоноване технічне рішення здатне забезпечити комфортні та безпечні умови перебування людей у замкнутому просторі на період дії надзвичайної ситуації.

Список використаних джерел

1. ДБН В.1.2-4:2019. Основні вимоги до будівель і споруд. Безпека під час надзвичайних ситуацій.
2. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування.
3. ДСТУ Б А.2.2-12:2011. Проектування захисних споруд цивільного захисту.
4. ДБН А.3.1-9:2015. Інженерне обладнання будівель та споруд.
5. ДБН В.2.2-9:2018. Будинки і споруди. Заклади освіти.
6. ДСП 173-96. Державні санітарні правила планування та забудови населених пунктів.
7. ISO 16890:2016. Air filters for general ventilation — Testing and classification.
8. EN 12101-3:2015. Smoke and heat control systems.
9. Методичні рекомендації ДСНС України з утримання захисних споруд (2022).
10. Посібник з експлуатації установки КЦКП-8-1А (технічна документація виробника).
11. Жихарева Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря / Н.В.Жихарева // – Одеса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
12. Міщенко В.А., Кулинич С.М. «Системи вентиляції та кондиціонування повітря». — Київ: 2020.
13. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. / Н.В. Жихарева.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15.
14. Фролов В.Ф. «Проектування вентиляції та кондиціонування». — Харків: ХНУМГ, 2019.
15. Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004

- 16.Єфіменко В.С. (ред.) «Довідник інженера з вентиляції». — Харків: Техніка, 2015.
- 17.Бабич А.І. «Системи повітряного опалення і кондиціонування». — Львів: Вид-во ЛП, 2018.
- 18.Джеджула, В.В.Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів: навчальний посібник/Джеджула В.В. – Вінниця: ВНТУ, 2021.
- 19.Наказ МОЗ №400 від 14.02.2022 «Про затвердження гігієнічних нормативів щодо параметрів мікроклімату».
- 20.Закон України «Про охорону праці» №2694-ХІІ від 14.10.1992 (із змінами).
- 21.Закон України «Про поводження з відходами» №187/98-ВР.