
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
інженерії енергосистем

К.Т.Н., доц. _____ / **АНТИПОВ Є.О.** /

(підпис)

« _____ » _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
на виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи студенту
Китроцький Артем Олександрович

Спеціальність 144 „Теплоенергетика”

Тема дипломного проєкту: «Визначення впливу теплообмінника утилізатора в системі вентиляції на параметри мікроклімату приміщення захисних споруд цивільного захисту»
затверджена наказом ректора НУБіП України від 24.10.2025 №2514"С".

Термін подання завершеного проєкту на кафедру 01 . 06 . 2026

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра

1. Завдання кафедри на дипломне проектування;
2. Матеріали виробничої практики
3. Нормативні документи по проектуванню енергетичних об'єктів.

Перелік питань, які необхідно розробити

1. Аналіз існуючого стану систем вентиляції у спорудах цивільного захисту.
2. Нормативні вимоги до параметрів мікроклімату та повітрообміну в укриттях.
3. Принципи роботи систем вентиляції з рекуперацією та акумулюванням теплоти.
4. Розробка та розрахунок вентиляційної системи укриття з теплоутилізатором.
5. Техніко-економічне обґрунтування впровадження енергоефективної системи вентиляції.

Дата видачі завдання 28.10.2025 р.

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи _____ / **Антипов Є.О.** /

(підпис)

(ПІБ)

Завдання прийняв до виконання _____ / **Китроцький А.О.** /

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 АНАЛІЗ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА МІКРОКЛІМАТУ ЗАХИСНИХ СПОРУД ЦИВІЛЬНОГО ЗАХИСТУ	9
1.1 Характеристика захисних споруд цивільного захисту та умов їх експлуатації.....	9
1.2 Вимоги до параметрів мікроклімату у приміщеннях захисних споруд	12
1.3 Аналіз систем вентиляції захисних споруд цивільного захисту	16
1.4 Аналіз застосування теплообмінників-утилізаторів у вентиляційних системах	19
2 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ З ТЕПЛООБМІННИКОМ-УТИЛІЗАТОРОМ .	22
2.1 Вихідні дані для розрахунку параметрів мікроклімату захисної споруди....	22
2.2 Розрахунок необхідного повітрообміну у приміщеннях захисної споруди..	25
2.3 Розрахунок тепловологісного балансу приміщень.....	28
2.4 Математична модель роботи теплообмінника-утилізатора.....	31
2.5 Розрахунок температури припливного повітря після теплообмінника-утилізатора	34
2.6 Оцінка зміни параметрів мікроклімату до і після застосування утилізації теплоти	36
Висновки до розділу 2	39
3 РОЗРОБКА ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ З ТЕПЛООБМІННИКОМ-УТИЛІЗАТОРОМ.....	41
3.1 Обґрунтування структури вентиляційної установки та вибору типу утилізатора	41

3.2 Розрахунок основних теплотехнічних параметрів теплообмінника-утилізатора	43
3.3 Підбір припливно-витяжних вентиляторів, фільтрів і калориферів.....	46
3.4 Аеродинамічний розрахунок вентиляційної мережі та повітророзподілу....	48
3.5 Розробка системи автоматичного контролю параметрів мікроклімату	51
3.6 Комплектація, режими експлуатації та очікуваний технічний ефект	53
Висновки до розділу 3	54
4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИКА-УТИЛІЗАТОРА	56
4.1 Визначення теплового навантаження вентиляційної системи без утилізації теплоти	56
4.2 Розрахунок економії теплової енергії при застосуванні теплообмінника-утилізатора	58
4.3 Визначення орієнтовної вартості обладнання та монтажних робіт.....	60
4.4 Розрахунок річної економії енергоресурсів	61
4.5 Визначення строку окупності запропонованого технічного рішення.....	64
Висновки до розділу 4	65
5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів під час експлуатації вентиляційного обладнання	66
5.2 Вимоги електробезпеки при роботі припливно-витяжної установки	67
5.3 Заходи безпечної експлуатації теплообмінника-утилізатора та повітропроводів	68
5.4 Пожежна безпека вентиляційної системи захисної споруди.....	69
5.5 Технічне обслуговування та контроль справності вентиляційного обладнання	70
Висновки до розділу 5	72
ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	75

ВСТУП

Захисні споруди цивільного захисту призначені для тимчасового перебування людей в умовах надзвичайних ситуацій, воєнних загроз, аварій техногенного характеру та інших небезпечних впливів. Безпечність перебування людей у таких приміщеннях залежить не лише від міцності огорожувальних конструкцій, а й від стабільності параметрів внутрішнього повітряного середовища. Основними контрольованими параметрами мікроклімату є температура повітря, відносна вологість, концентрація вуглекислого газу, кратність повітрообміну та температура припливного повітря.

В умовах тривалого перебування людей у захисній споруді вентиляційна система повинна забезпечувати подавання нормативної кількості зовнішнього повітря, видалення надлишкової вологи, вуглекислого газу та теплоти, що виділяється людьми й обладнанням. Недостатній повітрообмін призводить до погіршення якості повітря, зростання концентрації CO₂, підвищення вологості та зниження працездатності людей. Надмірний повітрообмін, особливо в холодний період року, збільшує тепловтрати і потребу в додатковому підігріві припливного повітря.

Суттєвою проблемою вентиляції захисних споруд є високе енергоспоживання під час підтримання допустимих параметрів мікроклімату. У холодний період значна частина теплових втрат пов'язана саме з видаленням теплого витяжного повітря та подаванням холодного зовнішнього повітря. У таких умовах застосування теплообмінника-утилізатора дозволяє передавати частину теплоти від витяжного повітря до припливного без їх безпосереднього змішування. Це зменшує теплове навантаження на систему підігріву, стабілізує

температуру припливного повітря та підвищує енергетичну ефективність вентиляційної системи.

Теплообмінник-утилізатор у системі вентиляції захисної споруди працює як елемент рекуперації теплоти. Його ефективність визначається витратою припливного і витяжного повітря, різницею температур, коефіцієнтом теплопередачі, площею теплообмінної поверхні та режимом роботи вентиляційної установки. Для інженерного обґрунтування такого рішення необхідно виконати розрахунок повітрообміну, тепловологісного балансу приміщення, параметрів теплообмінника та оцінити зміну температури, вологості й енергоспоживання системи вентиляції до і після використання утилізації теплоти.

Актуальність теми кваліфікаційної роботи зумовлена необхідністю підвищення енергоефективності вентиляційних систем захисних споруд цивільного захисту за одночасного забезпечення нормативних параметрів мікроклімату для людей, які перебувають у приміщеннях споруди.

Метою кваліфікаційної роботи є визначення впливу теплообмінника-утилізатора в системі вентиляції на параметри мікроклімату приміщень захисної споруди цивільного захисту та оцінка енергетичної ефективності його застосування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **задачі**:

- аналіз систем вентиляції та мікроклімату захисних споруд цивільного захисту;
- математичне моделювання та розрахунок параметрів вентиляційної системи з теплообмінником-утилізатором;
- розробка технічного рішення вентиляційної системи з теплообмінником-утилізатором;
- техніко-економічна оцінка ефективності застосування теплообмінника-утилізатора;

– охорона праці та безпеки експлуатації вентиляційної системи захисної споруди.

Об'єктом дослідження є система вентиляції приміщень захисної споруди цивільного захисту.

Предметом дослідження є вплив теплообмінника-утилізатора на параметри мікроклімату та енергетичну ефективність вентиляційної системи захисної споруди.

Практична цінність роботи полягає у визначенні розрахункових параметрів роботи теплообмінника-утилізатора та оцінці його впливу на мікроклімат приміщень захисної споруди. Отримані результати можуть бути використані при проєктуванні або модернізації вентиляційних систем захисних споруд цивільного захисту з метою зниження теплових втрат і забезпечення допустимих умов перебування людей.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА МІКРОКЛІМАТУ ЗАХИСНИХ СПОРУД ЦИВІЛЬНОГО ЗАХИСТУ

1.1 Характеристика захисних споруд цивільного захисту та умов їх експлуатації

Захисні споруди цивільного захисту призначені для укриття населення у разі виникнення надзвичайних ситуацій, воєнних загроз, аварій техногенного характеру, радіаційного або хімічного забруднення. До таких об'єктів належать сховища, протирадіаційні укриття, споруди подвійного призначення та найпростіші укриття. Вимоги до їх проєктування, місткості, інженерного обладнання та експлуатації визначаються чинними будівельними нормами, зокрема ДБН В.2.2-5:2023 «Захисні споруди цивільного захисту». Для громадських будівель місткість захисної споруди повинна забезпечувати укриття 100 % розрахункової кількості осіб, що періодично перебувають на об'єкті.

У даній роботі як розрахунковий об'єкт дослідження доцільно прийняти протирадіаційне укриття в підвальному приміщенні закладу освіти, оскільки такі споруди є поширеними в Україні, мають обмежений внутрішній об'єм, потребують організованої вентиляції та характеризуються суттєвими змінами параметрів мікроклімату під час перебування людей. Як реальний приклад приймається укриття, для якого у відкритому паспорті вказано місткість 104 осіб, загальну площу 301,515 м² та об'єм 746,425 м³. Такі параметри є достатніми для подальшого розрахунку повітрообміну, тепловологісного балансу та оцінки впливу теплообмінника-утилізатора на мікроклімат.

Протирадіаційне укриття є негерметичною або частково герметизованою захисною спорудою, яка забезпечує зниження впливу небезпечних чинників на

людей і створює умови для їх тимчасового перебування. Основними конструктивними елементами такого об'єкта є зовнішні огорожувальні конструкції, перекриття, входи, аварійний вихід або евакуаційний прохід, приміщення для розміщення людей, санітарна зона, інженерні комунікації та система вентиляції. Для підвальних укриттів характерні обмежена природна інсоляція, підвищена вологість огорожувальних конструкцій, недостатній природний повітрообмін і залежність мікроклімату від режиму роботи вентиляційного обладнання.

Технічна характеристика прийнятого об'єкта наведена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Технічна характеристика розрахункового об'єкта дослідження

Параметр	Значення
Тип об'єкта	протирадіаційне укриття / підвальне приміщення
Призначення	укриття учасників освітнього процесу
Місткість	104 осіб
Загальна площа	301,515 м ²
Загальний об'єм	746,425 м ³
Орієнтовна площа на 1 особу	0,34 м ² /особу
Орієнтовний об'єм на 1 особу	2,40 м ³ /особу
Основний інженерний фактор мікроклімату	припливно-витяжна вентиляція
Розрахунковий вплив людей	тепловиділення, вологовиділення, CO ₂

Умови експлуатації захисної споруди відрізняються від умов роботи звичайних громадських приміщень. У штатному режимі підвальне приміщення може використовуватися як допоміжна площа, однак у режимі укриття воно повинно швидко приводитися у готовність і забезпечувати допустимі умови перебування людей протягом визначеного часу. Основне навантаження на систему вентиляції формується не технологічним обладнанням, а людьми, які виділяють теплоту, вологу та вуглекислий газ.

Для укриття місткістю 104 осіб навіть за помірного тепловиділення 80–100 Вт/особу сумарне тепловиділення людей становить приблизно 11,6–14,5 кВт. Крім цього, у приміщенні накопичується волога від дихання та випаровування, а також CO₂, концентрація якого без достатнього повітрообміну швидко зростає. За об'єму приміщення 746,425 м³ питоме повітряне середовище становить лише близько 2,40 м³ на одну особу, тому якість повітря у такій споруді істотно залежить від організованої вентиляції.

Основними параметрами, які необхідно контролювати при експлуатації укриття, є температура повітря, відносна вологість, концентрація CO₂, витрата припливного повітря та температура припливного струменя. У холодний період року подавання зовнішнього повітря без підігріву призводить до зниження температури у приміщенні та дискомфорту для людей. У той же час надмірне зменшення повітрообміну для економії теплоти спричиняє погіршення газового складу повітря. Тому вентиляційна система захисної споруди повинна забезпечувати баланс між санітарною потребою у свіжому повітрі та енергетичними витратами на підігрів припливного повітря.

Застосування теплообмінника-утилізатора у вентиляційній системі такого об'єкта дозволяє передавати частину теплоти витяжного повітря припливному потоку без їх змішування. Для захисної споруди з обмеженим об'ємом і високою щільністю перебування людей це є технічно доцільним рішенням, оскільки дозволяє зменшити теплове навантаження на систему підігріву, підвищити температуру припливного повітря та стабілізувати параметри мікроклімату в режимі тривалого перебування людей.

Отже, прийняте протирадіаційне укриття місткістю 104 осіб, площею 301, 515 м² та об'ємом 746,425 м³ є придатним розрахунковим об'єктом для дослідження впливу теплообмінника-утилізатора. Його експлуатаційні умови характеризуються високою щільністю заповнення, значним тепловологісним навантаженням від людей та необхідністю стабільної роботи припливно-

втяжної вентиляції. Саме ці фактори визначають актуальність подальшого розрахунку повітрообміну, тепловологісного балансу та ефективності утилізації теплоти у системі вентиляції.

1.2 Вимоги до параметрів мікроклімату у приміщеннях захисних споруд

Параметри мікроклімату у приміщеннях захисних споруд цивільного захисту визначають умови безпечного перебування людей під час роботи споруди у режимі укриття. На відміну від звичайних громадських приміщень, захисна споруда має обмежений внутрішній об'єм, підвищену щільність розміщення людей і залежність якості повітря від роботи припливно-втяжної вентиляції. Тому для таких приміщень контролюються не лише температура і вологість, а й швидкість руху повітря, концентрація CO₂, CO та інших шкідливих домішок.

Згідно з ДБН В.2.2-5:2023, допустимі умови мікроклімату у приміщеннях захисних споруд і споруд подвійного призначення визначаються за температурою повітря, відносною вологістю та швидкістю руху повітря. Контроль цих параметрів виконується на рівні 0,5 м над верхньою поверхнею сидіння або лави для лежання, але не нижче 1,5 м від поверхні підлоги.

Для захисних споруд передбачаються різні режими роботи вентиляції: режим I - чиста вентиляція, режим II - фільтровентиляція, режим III - регенерація внутрішнього повітря. Для дорослих осіб, підлітків і юнаків допустима температура повітря за розрахункової температури зовнішнього повітря до 25 °C становить 28 °C у режимі чистої вентиляції, 29 °C у режимі фільтровентиляції та 30 °C у режимі регенерації. За зовнішньої температури понад 25 °C допустимі значення температури підвищуються відповідно до 29, 30 і 31 °C. Для дітей до 11 років, вагітних жінок і матерів-годувальниць допустимі температури нижчі:

26–28 °С для кліматичних районів із температурою зовнішнього повітря до 25 °С та 27–29 °С для районів із температурою понад 25 °С.

Основні нормативні параметри мікроклімату приміщень захисних споруд наведено в таблиці 1.2

Таблиця 1.2

Нормативні параметри мікроклімату приміщень захисних споруд

Параметр	Режим I, чиста вентиляція	Режим II, фільтровентиляція	Режим III, регенерація
Температура для дорослих осіб при $t_{зовн} \leq 25$ °С, °С	28	29	30
Температура для дорослих осіб при $t_{зовн} > 25$ °С, °С	29	30	31
Температура для дітей до 11 років, вагітних жінок і матерів-годувальниць при $t_{зовн} \leq 25$ °С, °С	26	27	28
Температура для дітей до 11 років, вагітних жінок і матерів-годувальниць при $t_{зовн} > 25$ °С, °С	27	28	29
Відносна вологість, %	до 70	до 70	до 70
Швидкість руху повітря, м/с	0,1	0,1	0,1
Концентрація CO ₂ , % об'єму	2,0	2,5	3,0
Концентрація CO, мг/м ³	30	40	50

Для прийнятого в роботі об'єкта - протирадіаційного укриття в підвальному приміщенні закладу освіти - основним розрахунковим режимом є режим I, тобто чиста вентиляція. У цьому режимі припливне повітря подається ззовні без застосування фільтропоглинальних пристроїв, а основним завданням вентиляційної системи є видалення теплоти, вологи та CO₂, які виділяються людьми. Для приміщення змішаного складу користувачів, де можуть перебувати діти, педагогічний персонал і супроводжуючі особи, розрахункові параметри доцільно приймати за більш жорсткою групою - діти до 11 років, вагітні жінки та матері-годувальниці, що прямо передбачено приміткою до таблиці 1.2 ДБН.

Витрата припливного повітря є основним параметром, який визначає якість повітря у захисній споруді. За ДБН В.2.2-5:2023 у режимі чистої вентиляції кількість зовнішнього повітря повинна визначатися розрахунком, але не може бути меншою за нормативне значення: $10 \text{ м}^3/(\text{люд} \cdot \text{год})$ для кліматичних районів I, III, V та $11 \text{ м}^3/(\text{люд} \cdot \text{год})$ для кліматичних районів II, IV. Крім того, мінімальна кратність повітрообміну у приміщеннях для перебування осіб у режимі чистої вентиляції має становити 6 разів за годину, а при капітальному ремонті або реконструкції допускається 4 рази за годину.

Таблиця 1.3

Нормативні вимоги до повітрообміну у режимі чистої вентиляції

Показник	Нормативне значення
Мінімальна подача повітря для кліматичних районів I, III, V	$10 \text{ м}^3/(\text{люд} \cdot \text{год})$
Мінімальна подача повітря для кліматичних районів II, IV	$11 \text{ м}^3/(\text{люд} \cdot \text{год})$
Мінімальна кратність повітрообміну у режимі I	6 1/год
Мінімальна кратність при капітальному ремонті або реконструкції	4 1/год
Підпір повітря у режимі фільтровентиляції	50 Па
Підпір повітря у режимі регенерації	20 Па

Для розрахункового укриття місткістю 104 осіб мінімальна кількість припливного повітря у режимі чистої вентиляції за питомою нормою $10 \text{ м}^3/(\text{люд} \cdot \text{год})$ становить:

$$L_{min} = 104 \cdot 10 = 1040 \text{ м}^3/\text{год}, \quad (1.1)$$

За об'єму приміщення $746,425 \text{ м}^3$ кратність повітрообміну при такій подачі становитиме:

$$n = \frac{1040}{746,425} = 1,39 \text{ год}^{-1} \quad (1.2)$$

Одержане значення менше нормативної мінімальної кратності 6 год⁻¹ для режиму чистої вентиляції, тому для подальших розрахунків необхідно приймати витрату повітря за кратністю:

$$L = 6 \cdot 746,425 = 4478,55 \text{ м}^3/\text{год.} \quad (1.3)$$

Отже, для досліджуваного укриття розрахункова витрата припливного повітря повинна становити не менше 4478,6 м³/год. Це значення є базовим для подальшого розрахунку тепловологісного балансу та оцінки роботи теплообмінника-утилізатора.

Особливістю мікроклімату захисної споруди є швидке накопичення тепла, вологи та СО₂ при високій щільності перебування людей. За нормативним тепловиділенням 116 Вт на одну особу сумарне тепловиділення 104 осіб становить приблизно 16,8 кВт, що формує значне внутрішнє теплове навантаження навіть без урахування освітлення та електрообладнання. Саме тому вентиляційна система повинна забезпечувати не тільки подачу свіжого повітря, а й відведення надлишкової теплоти та вологи.

Застосування теплообмінника-утилізатора у такій системі вентиляції має технічне обґрунтування: при витраті повітря 4478,6 м³/год і роботі у холодний період втрати теплоти з витяжним повітрям стають значними. Утилізатор дозволяє передавати частину теплоти від витяжного повітря припливному потоку без змішування повітряних потоків. Це підвищує температуру припливного повітря, зменшує потребу в додатковому підігріві та стабілізує температуру внутрішнього повітря у приміщенні укриття.

Для приміщень захисних споруд ключовими розрахунковими параметрами мікроклімату є температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря, концентрація CO_2 та витрата припливного повітря. Для прийнятого об'єкта дослідження розрахункова витрата повітря повинна становити не менше 4478,6 $\text{м}^3/\text{год}$, а допустимі параметри мікроклімату мають відповідати вимогам ДБН В.2.2-5:2023. Отримані нормативні значення використовуються далі як вихідні дані для розрахунку тепловологісного балансу і визначення ефективності теплообмінника-утилізатора.

1.3 Аналіз систем вентиляції захисних споруд цивільного захисту

Система вентиляції захисної споруди цивільного захисту призначена для подавання очищеного зовнішнього повітря, видалення теплоти, вологи, CO_2 та підтримання допустимих параметрів мікроклімату в умовах перебування людей. Для сховищ і споруд подвійного призначення вентиляцію проєктують з урахуванням режиму чистої вентиляції та фільтровентиляції, а для окремих умов - режиму регенерації внутрішнього повітря. У режимі чистої вентиляції подається зовнішнє повітря, очищене від пилу, а у режимі фільтровентиляції повітря додатково очищується від аерозолів, небезпечних хімічних, радіоактивних і біологічних речовин та продуктів горіння.

На рисунку 1.1 наведено приклад компоновки припливної вентиляційної системи захисної споруди з повітрязабірною шахтою, захисним кожухом, фільтрувальним корпусом, гнучкими вставками, витратоміром, електроручним вентилятором і повітророзподільним каналом. Така схема є типовою для невеликих укриттів і захисних споруд, де необхідно забезпечити подачу повітря навіть у разі нестабільного електроживлення.

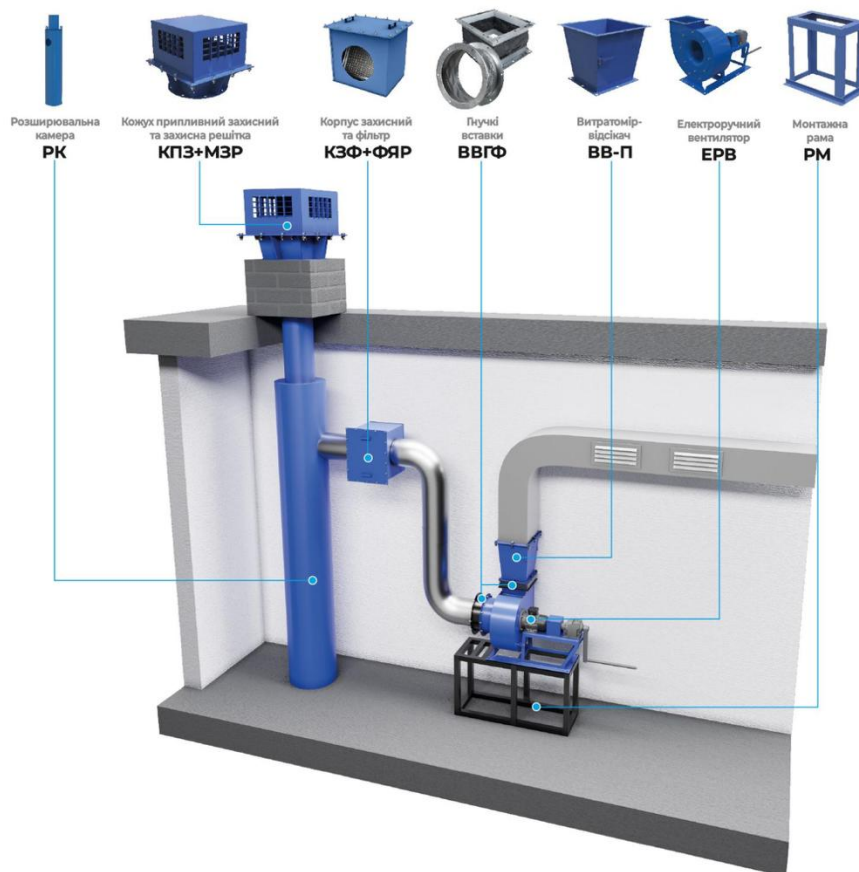


Рис. 1.1 – Схема вентиляційної системи захисної споруди цивільного захисту

Основними елементами системи є повітрозабірний пристрій, захисна решітка, корпус фільтра, фільтрувальні елементи, вентилятор, повітропроводи, витратомір та повітророзподільні решітки. Повітрозабірний пристрій розміщується вище рівня землі та захищається від потрапляння опадів, уламків і великих механічних домішок. Далі повітря проходить через фільтрувальний блок, після чого вентилятором подається у внутрішню мережу повітропроводів. Витяжне повітря видаляється через окремі канали або витяжні отвори, що забезпечує організований повітрообмін у приміщенні.

Для захисної споруди, прийнятої у роботі як розрахунковий об'єкт, основним режимом є режим І - чиста вентиляція. За ДБН В.2.2-5:2023 мінімальна кількість зовнішнього повітря у цьому режимі приймається не менше 10–11

$\text{м}^3/(\text{люд} \cdot \text{год})$ залежно від кліматичного району, а мінімальна кратність повітрообміну для приміщень перебування людей становить 6 год^{-1} . Для об'єкта місткістю 104 осіб і об'ємом $746,425 \text{ м}^3$ розрахункова витрата повітря за кратністю становить $4478,6 \text{ м}^3/\text{год}$, що перевищує витрату за питомою нормою $1040 \text{ м}^3/\text{год}$. Тому для подальших розрахунків доцільно приймати саме $L = 4478,6 \text{ м}^3/\text{год}$.

Таблиця 1.4

Основні режими роботи вентиляції захисної споруди

Режим роботи	Призначення	Основна функція системи
Режим I - чиста вентиляція	штатний режим перебування людей	подача зовнішнього повітря, очищеного від пилу, видалення теплоти, вологи та CO_2
Режим II - фільтровентиляція	робота при забрудненні зовнішнього повітря	очищення повітря від аерозолів, небезпечних хімічних, радіоактивних і біологічних речовин
Режим III - регенерація	робота при неможливості забору зовнішнього повітря	підтримання складу внутрішнього повітря без подавання зовнішнього повітря

Особливістю вентиляційних систем захисних споруд є необхідність роботи в умовах підвищених вимог до надійності. Тому доцільним є застосування електроручних вентиляторів, які можуть працювати як від електропривода, так і в ручному режимі. Це забезпечує резервування подачі повітря у разі відсутності електроживлення. Наявність витратоміра дозволяє контролювати фактичну подачу повітря, а гнучкі вставки знижують передачу вібрацій від вентилятора на повітропроводи.

Для прийнятого укриття вентиляційна система повинна забезпечувати такі технічні параметри (таблиця 1.5)

Таблиця 1.5

Технічні параметри захисної споруди

Показник	Розрахункове значення
Місткість укриття	104 осіб
Об'єм приміщення	746,425 м ³
Мінімальна подача за питомою нормою 10 м ³ /(люд·год)	104 м ³ /год
Подача за кратністю 6 год ⁻¹	4478,6 м ³ /год
Прийнята розрахункова витрата повітря	4478,6 м ³ /год
Мінімальна кратність повітрообміну	6 год ⁻¹
Орієнтовна витрата на 1 особу при L = 4478,6 м ³ /год	12,4 м ³ /(люд·год)

Недоліком традиційної припливно-витяжної вентиляції без утилізації теплоти є значні тепловтрати у холодний період. При витраті повітря 4478,55 м³/год через систему постійно видаляється нагріте внутрішнє повітря, а замість нього подається холодне зовнішнє. Це збільшує теплове навантаження на систему підігріву припливного повітря і може призводити до зниження температури у приміщенні. Саме тому для подальшого дослідження доцільно розглядати вентиляційну систему з теплообмінником-утилізатором, який передає частину теплоти витяжного повітря припливному потоку без їх змішування.

1.4 Аналіз застосування теплообмінників-утилізаторів у вентиляційних системах

Теплообмінник-утилізатор у вентиляційній системі призначений для повернення частини теплоти витяжного повітря та підігріву припливного повітря без змішування потоків. Для захисної споруди це важливо, оскільки вентиляція повинна постійно подавати свіже повітря, але в холодний період разом із витяжним повітрям втрачається значна кількість теплоти.

Для прийнятого об'єкта дослідження розрахункова витрата повітря становить 4478,6 м³/год. За температури внутрішнього повітря 20 °С і зовнішньої температури –10 °С вентиляційна система без утилізації теплоти потребує значного підігріву припливного повітря. Якщо застосувати теплообмінник з ефективністю 60–70 %, температура припливного повітря після нього може підвищитися приблизно до 8–11 °С. Це зменшує навантаження на систему догріву та стабілізує температуру в приміщенні.

У вентиляційних системах використовують кілька типів теплообмінників-утилізаторів: пластинчасті, роторні, теплообмінники з проміжним теплоносієм та теплові труби. (див.таблиця 1.6). Для захисних споруд найбільш доцільними є пластинчасті протитечійні теплообмінники або системи з проміжним теплоносієм, оскільки вони забезпечують фізичне розділення припливного і витяжного потоків. Це зменшує ризик потрапляння забрудненого витяжного повітря назад у припливний канал.

Основним технічним ефектом від застосування утилізатора є зменшення теплового навантаження вентиляційної системи. Для розрахункового укриття при витраті повітря 4478,6 м³/год і температурному перепаді 30 °С вентиляційні тепловтрати без утилізатора становлять приблизно 18 кВт. За ефективності теплообмінника 65 % можна повернути близько 11–12 кВт теплоти, а залишкове навантаження на систему догріву зменшується до 6–7 кВт.

Для об'єкта дослідження найбільш раціональним є застосування пластинчастого протитечійного теплообмінника-утилізатора (таблиця 1.7). Він забезпечує достатню теплову ефективність, не допускає змішування припливного і витяжного повітря та може бути інтегрований у припливно-витяжну вентиляційну систему укриття. Його застосування дозволяє зменшити потребу в підігріві припливного повітря, підвищити температуру повітря після вентиляційної установки та стабілізувати мікроклімат у приміщеннях захисної споруди.

Таблиця 1.6

Порівняння типів теплообмінників-утилізаторів для вентиляційних систем

Тип теплообмінника		Ефективність, %	Переваги		Недоліки	Доцільність для захисної споруди
Пластинчастий перехресний		45–65	простий, надійний, потоки не змішуються		нижча ефективність порівняно з протитечієм	доцільний
Пластинчастий протитечієм		60–80	висока ефективність, розділення потоків, компактність		можливе обмерзання взимку	найбільш доцільний
Роторний		65–85	висока теплова ефективність, часткове повернення вологи		можливе перетікання витяжного повітря	обмежено доцільний
З проміжним теплоносієм		40–60	повне розділення каналів, можливість рознесення монтажу		нижча ефективність, потрібен насосний контур	доцільний
Теплова труба	45–65	немає змішування потоків, проста експлуатація		залежність від просторового положення	можлива до застосування	

Таблиця 1.7

Попередня оцінка ефекту від застосування теплообмінника-утилізатора

Показник	Без утилізатора	З утилізатором
Витрата повітря	4478,6 м³/год	4478,6 м³/год
Температура зовнішнього повітря	–10 °С	–10 °С
Температура внутрішнього повітря	20 °С	20 °С
Орієнтовна температура припливу після теплообмінника	–10 °С	8–11 °С
Теплове навантаження вентиляції	≈18 кВт	≈6–7 кВт
Повернута теплова потужність	0 кВт	≈11–12 кВт
Орієнтовне зниження теплового навантаження	—	60–70 %

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ З ТЕПЛООБМІННИКОМ-УТИЛІЗАТОРОМ

2.1 Вихідні дані для розрахунку параметрів мікроклімату захисної споруди

Вихідні дані для розрахунку параметрів мікроклімату сформовано на основі геометричних характеристик підвальної споруди цивільного захисту, режимів перебування людей, вимог до якості повітря та умов роботи припливно-втяжної системи з теплообмінником-утилізатором. Розрахунок виконується для галерейного укриття підвального типу, у якому повітря подається вздовж основного приміщення, а видалення організовується через верхню зону та тамбурно-технічні ділянки.

Досліджуваний об'єкт має видовжену конфігурацію, що є важливим для організації рівномірного повітророзподілу. Загальна довжина укриття становить 84 м, орієнтовна ширина коридорної частини - 2,60 м, корисна висота основного приміщення - 2,60 м. Сумарна робоча площа приймається $S_{\text{заг}} = 301,515 \text{ м}^2$, а сумарний внутрішній об'єм - $V_{\text{заг}} = 746,425 \text{ м}^3$. Саме ці величини використано як базові для розрахунку місткості, кратності повітрообміну, теплового та вологісного балансу.

Для визначення граничної місткості враховано, що частина площі повинна залишатися для проходів, розміщення інженерного обладнання, евакуаційних напрямків і доступу до вентиляційних елементів. Тому ефективну площу $S_{\text{еф}}$ для розміщення людей приймаємо з коефіцієнтом використання 0,85:

$$S_{\text{еф}} = 0,85 \cdot S_{\text{заг}} = 0,85 \cdot 301,515 = 256,29 \text{ м}^2 \quad (2.1)$$

За нормативною питомою площею $0,6 \text{ м}^2$ на одну особу теоретична розрахункова місткість становить:

$$N_{\max} = S_{\text{ef}} / 0,6 = 256,29 / 0,6 = 427 \text{ осіб} \quad (2.2)$$

Разом з тим для подальшого інженерного розрахунку приймається експлуатаційна проєктна місткість $N = 104$ особи. Таке значення відповідає фактичній схемі розміщення сидячих місць і є більш реалістичним для безпечної експлуатації укриття з урахуванням проходів, запасів води, технічних зон і можливості обслуговування вентиляційного обладнання. Теоретична місткість 427 осіб використовується як перевірочний максимальний сценарій.

Таблиця 2.1

Геометричні та експлуатаційні вихідні дані захисної споруди

Показник	Позначення	Одиниця	Прийняте значення
Загальна довжина укриття	l	м	84,00
Орієнтовна ширина коридорної частини	b	м	2,60
Корисна висота основного приміщення	h	м	2,60
Сумарна робоча площа	$S_{\text{заг}}$	м^2	301,515
Ефективна площа для розміщення людей	S_{ef}	м^2	256,29
Загальний внутрішній об'єм	$V_{\text{заг}}$	м^3	746,425
Теоретична місткість за площею	$N_{\max}$	осіб	427
Проєктна експлуатаційна місткість	N	осіб	104

Основним режимом розрахунку є режим чистої вентиляції. У цьому режимі система повинна забезпечувати видалення CO_2 , надлишкової вологи та теплоти, що виділяються людьми, а також подавати зовнішнє повітря у кількості, достатній для підтримання допустимих параметрів мікроклімату. Для укриття приймається збалансована припливно-витяжна схема, тобто $L_{\text{пр}} = L_{\text{вит}}$.

Таблиця 2.2

Розрахункові параметри повітря та внутрішніх надходжень

Параметр	Позначення	Одиниця	Значення
Густина повітря	ρ	кг/м ³	1,20
Питома теплоємність повітря	c_p	кДж/(кг·К)	1,005
Виділення CO ₂ однією людиною	g_{CO_2}	м ³ /год	0,020
Концентрація CO ₂ у зовнішньому повітрі	C_z	ppm	400
Гранична розрахункова концентрація CO ₂	$C_{доп}$	ppm	1000
Сенсибельне тепловиділення людини	$q_{сенси}$	Вт/особу	55–60
Повне тепловиділення людини	$q_{повн}$	Вт/особу	116
Вологовиділення однією людиною	w_l	кг/год	0,04–0,05
Теплова ефективність теплообмінника	η_t	-	0,75

Для оцінки роботи теплообмінника-утилізатора прийнято три характерні зовнішні режими: холодний період, перехідний період і теплий період. У холодний період визначається потреба у догріві припливного повітря, у теплий період - можливість зменшення холодового навантаження, а в перехідний період - режим роботи без значного додаткового підігріву.

Таблиця 2.3

Кліматичні та температурні параметри для розрахунку

Режим	Температура зовнішнього повітря, °С	Температура внутрішнього повітря, °С	Призначення у розрахунку
Холодний період	-10	+20	оцінка підігріву та рекуперації теплоти
Перехідний період	+8	+20	оцінка роботи без значного догріву
Теплий період	+30	+24...+27	оцінка охолодження та by-pass режиму
Цільова температура припливу взимку	-	+18...+20	перевірка потреби в калорифері

Отже, у подальших підрозділах основним розрахунковим режимом приймається експлуатаційна посадка 104 особи. Для неї визначаються повітрообмін, теплова потужність вентиляції, температура повітря після теплообмінника та зміна параметрів мікроклімату. Максимальний сценарій 427 осіб подається як перевірка можливостей системи при теоретичному заповненні укриття.

2.2 Розрахунок необхідного повітрообміну у приміщеннях захисної споруди

Необхідний повітрообмін у захисній споруді визначається за кількома критеріями: за питомою нормою подачі повітря на людину, за допустимою концентрацією CO₂ та за кратністю повітрообміну. Для існуючого підвального укриття визначальним критерієм приймається обмеження за концентрацією CO₂, оскільки саме накопичення вуглекислого газу найшвидше погіршує якість повітря при тривалому перебуванні людей.

Спочатку визначимо витрату за питомою подачею повітря. Для режиму чистої вентиляції приймаємо два орієнтири: мінімальне значення 20 м³/(особу·год) та підвищене значення 30 м³/(особу·год).

$$L_{\text{пит}} = N \cdot l_n, \text{м}^3/\text{год} \quad (2.3)$$

$$L_{20} = 104 \cdot 20 = 2080 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad (2.4)$$

$$L_{30} = 104 \cdot 30 = 3120 \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.5)$$

Далі виконуємо розрахунок за концентрацією CO₂. Приймаємо питомі виділення CO₂ однією людиною $g_{CO_2} = 0,020 \text{ м}^3/\text{год}$, концентрацію зовнішнього повітря $C_z = 400 \text{ ppm} = 0,0004 \text{ м}^3/\text{м}^3$, допустиму розрахункову концентрацію $C_{доп} = 1000 \text{ ppm} = 0,0010 \text{ м}^3/\text{м}^3$. Тоді необхідна витрата повітря визначається за матеріальним балансом CO₂:

$$L_{CO_2} = N \cdot g_{CO_2} / (C_{доп} - C_z), \text{м}^3/\text{год} \quad (2.6)$$

$$L_{CO_2} = 104 \cdot 0,020 / (0,0010 - 0,0004) = 3466,7 \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.7)$$

Для узгодження з прийнятим проєктним режимом і подальшими розрахунками приймаємо округлену розрахункову витрату $L_{пр} = L_{вит} = 3463,2 \text{ м}^3/\text{год}$. Це значення відповідає приблизно $33,3 \text{ м}^3/(\text{особу} \cdot \text{год})$ та забезпечує концентрацію CO₂ близько 1000 ppm при повному заповненні 104 особами.

$$l_{ф} = L_{пр} / N = 3463,2 / 104 = 33,3 \text{ м}^3/(\text{особу} \cdot \text{год}) \quad (2.8)$$

Кратність повітрообміну за загальним об'ємом споруди становить:

$$n = L_{пр} / V_{заг} = 3463,2 / 746,425 = 4,64 \text{ год}^{-1} \quad (2.9)$$

Одержане значення перевищує мінімальний орієнтир 4 год^{-1} , який доцільно приймати для існуючих або реконструйованих підвальних захисних споруд. Якщо застосовувати жорстку вимогу 6 год^{-1} для всього об'єму, потрібна витрата становитиме $4478,6 \text{ м}^3/\text{год}$. Однак для даного об'єкта основним є забезпечення якості повітря в зоні фактичного перебування людей, тому як

базове розрахункове значення приймається $L = 3463,2 \text{ м}^3/\text{год}$ з можливістю підвищення продуктивності за сигналом датчиків CO_2 .

$$L_6 = 6 \cdot V_{\text{заг}} = 6 \cdot 746,425 = 4478,6 \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.10)$$

Таблиця 2.4

Порівняння критеріїв визначення повітрообміну для проєктної посадки

Критерій	Розрахунок	Витрата, $\text{м}^3/\text{год}$	Висновок
Питома подача 20 $\text{м}^3/(\text{особу} \cdot \text{год})$	$104 \cdot 20$	2080	недостатньо для $\text{CO}_2 \leq 1000 \text{ ppm}$
Питома подача 30 $\text{м}^3/(\text{особу} \cdot \text{год})$	$104 \cdot 30$	3120	близько до потрібного значення
Баланс CO_2	$104 \cdot 0,020 / 0,0006$	3466,7	визначальний критерій
Кратність 4 год^{-1}	$4 \cdot 746,425$	2985,7	виконується
Кратність 6 год^{-1}	$6 \cdot 746,425$	4478,6	резервний режим

Для перевірки граничного сценарію розглянемо теоретичне заповнення укриття $N_{\text{max}} = 427$ осіб. У цьому випадку необхідна витрата за CO_2 становить:

$$L_{\text{CO}_2, \text{max}} = 427 \cdot 0,020 / 0,0006 = 14233,3 \approx 14239 \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.11)$$

$$n_{\text{max}} = 14239 / 746,425 = 19,1 \text{ год}^{-1} \quad (2.12)$$

Отже, при теоретичній посадці 427 осіб необхідна витрата зростає більш ніж у чотири рази порівняно з проєктною експлуатаційною посадкою. Тому для реального впровадження доцільно передбачати або обмеження фактичної кількості людей до 104 осіб, або модульне нарощування вентиляційного обладнання для режиму максимальної місткості.

Таблиця 2.5

Прийняті повітряні режими для подальшого розрахунку

Режим заповнення	Кількість людей, осіб	Прийнята витрата, м³/год	Кратність, год ⁻¹	Призначення
Проектна експлуатаційна посадка	104	3463,2	4,64	базовий розрахунок
Резервний режим за кратністю 6	104	4478,6	6,00	посилена вентиляція
Теоретична максимальна посадка	427	14239	19,1	перевірочний сценарій

2.3 Розрахунок тепловологісного балансу приміщень

Тепловологісний баланс приміщення дозволяє визначити, чи здатна вентиляційна система одночасно забезпечити нормативну якість повітря, допустиму температуру та допустиму вологість. У розрахунку враховуються внутрішні тепловиділення від людей, освітлення і вентиляторів, а також тепла дія припливного повітря. Для проектної посадки приймаємо $N = 104$ особи та $L = 3463,2$ м³/год.

Об'ємну витрату переводимо в масову витрату повітря:

$$V = L / 3600 = 3463,2 / 3600 = 0,962 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.13)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot V = 1,2 \cdot 0,962 = 1,154 \text{ кг/с} \quad (2.14)$$

$$\text{Спов} = \dot{m} \cdot c_p = 1,154 \cdot 1,005 = 1,160 \text{ кВт/К} \quad (2.15)$$

Тепловий еквівалент повітряного потоку $\text{Спов} = 1,160$ кВт/К означає, що зміна температури припливного повітря на 1 °С змінює теплове навантаження вентиляції приблизно на 1,16 кВт. Це базова величина для подальшої оцінки впливу теплообмінника-утилізатора.

Сенсирбельні тепловиділення від людей при спокійному сидячому перебуванні приймаємо 55–60 Вт/особу. Для інженерного розрахунку беремо $q_{\text{сенси}} = 60 \text{ Вт/особу}$:

$$Q_{\text{люд, сенси}} = N \cdot q_{\text{сенси}} / 1000 = 104 \cdot 60 / 1000 = 6,24 \text{ кВт} \quad (2.16)$$

Додаткові теплові надходження формуються вентиляторами, аварійним освітленням і допоміжним електрообладнанням. Для розрахунку приймаємо тепловиділення вентиляторів 3,6 кВт, освітлення 1,2 кВт і допоміжного обладнання 0,8 кВт. Тоді сумарні внутрішні надходження становлять:

$$Q_{\text{вн}} = Q_{\text{люд, сенси}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{доп}} \quad (2.17)$$

$$Q_{\text{вн}} = 6,24 + 3,60 + 1,20 + 0,80 = 11,84 \text{ кВт} \quad (2.18)$$

Таблиця 2.6

Складові внутрішніх тепловиділень у проєктному режимі

Джерело тепла	Розрахункова залежність	Значення, кВт	Примітка
Люди	$104 \cdot 60 / 1000$	6,24	сенсирбельна частина
Вентилятори	прийнято за потужністю	3,60	переважно переходить у тепло
Освітлення	прийнято за встановленою потужністю	1,20	LED-освітлення
Допоміжне обладнання	прийнято орієнтовно	0,80	автоматика, зарядні пристрої
Разом	-	11,84	внутрішні надходження

Вологісні надходження від людей визначаємо за питомим вологовиділенням 0,04–0,05 кг/(особу·год). Для розрахункового максимального значення $w_{\text{л}} = 0,05 \text{ кг/(особу·год)}$:

$$W_{\text{л}} = N \cdot w_{\text{л}} = 104 \cdot 0,05 = 5,20 \frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad (2.19)$$

Збільшення вологовмісту припливно-витяжного повітря можна орієнтовно визначити за відношенням вологовиділень до масової витрати сухого повітря за годину:

$$\Delta x = W_{\text{л}} / (\rho \cdot L) \cdot 1000, \text{ г/кг сухого повітря} \quad (2.20)$$

$$\Delta x = 5,20 / (1,2 \cdot 3463,2) \cdot 1000 = 1,25 \text{ г/кг} \quad (2.21)$$

Отримане значення є невеликим, тому при прийнятій витраті повітря волога, що виділяється людьми, ефективно видаляється системою вентиляції. У холодний період зовнішнє повітря має низький вологовміст, тому ризик перевищення допустимої відносної вологості є незначним. У теплий період потрібен контроль вологості зовнішнього повітря, оскільки пластинчастий теплообмінник не переносить вологу між потоками.

Баланс CO_2 для прийнятої витрати перевіряємо за стаціонарною концентрацією:

$$C_{\text{ст}} = C_{\text{з}} + (N \cdot g_{\text{CO}_2}) / L \quad (2.22)$$

$$C_{\text{ст}} = 0,0004 + (104 \cdot 0,020) / 3463,2 = 0,0010 \text{ м}^3/\text{м}^3 \approx 1000 \text{ ppm} \quad (2.23)$$

Часова стала оновлення повітряного об'єму визначається як відношення об'єму споруди до витрати повітря:

$$\tau = V_{\text{заг}} / L = 746,425 / 3463,2 = 0,216 \text{ год} = 12,9 \text{ хв} \quad (2.24)$$

За три часові сталі концентрація CO₂ наближається приблизно до 95 % стаціонарного значення. Для даного режиму це становить близько 39 хв. Отже, після початку роботи вентиляції параметри газового складу стабілізуються протягом першої години експлуатації укриття.

Таблиця 2.7

Підсумок тепловологісного та газового балансу

Показник	Результат	Оцінка
Масова витрата повітря	1,154 кг/с	достатня для подальшого теплового розрахунку
Тепловий еквівалент потоку	1,160 кВт/К	визначає потужність підігріву/охолодження
Сумарні внутрішні надходження	11,84 кВт	можуть покривати частину догріву взимку
Вологовиділення людей	5,20 кг/год	ефективно видаляється вентиляцією
Приріст вологовмісту	1,25 г/кг	не створює критичного зволоження
Стаціонарна концентрація CO ₂	≈1000 ppm	відповідає прийнятому розрахунковому обмеженню
Часова стала повітрообміну	12,9 хв	стабілізація приблизно за 39 хв

2.4 Математична модель роботи теплообмінника-утилізатора

Математична модель теплообмінника-утилізатора описує передачу теплоти від витяжного повітря до припливного без змішування потоків. Для захисної споруди доцільним є пластинчастий протитечійний теплообмінник, оскільки він забезпечує фізичне розділення припливного і витяжного повітря та не допускає повернення забрудненого витяжного потоку у припливний канал.

У спрощеній інженерній моделі теплова ефективність теплообмінника η_t показує, яку частину максимально можливого температурного напору між витяжним і зовнішнім повітрям отримує припливний потік. Температура повітря після теплообмінника визначається залежністю:

$$t_{п,ут} = t_3 + \eta_t \cdot (t_v - t_3) \quad (2.25)$$

де $t_{п,ут}$ - температура припливного повітря після теплообмінника, °С; t_3 - температура зовнішнього повітря, °С; t_v - температура внутрішнього витяжного повітря, °С; η_t - температурна ефективність теплообмінника.

Кількість теплоти, що передається припливному потоку, визначається через масову витрату повітря та зміну температури:

$$Q_{ут} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_{п,ут} - t_3) \quad (2.26)$$

Оскільки $t_{п,ут} - t_3 = \eta_t \cdot (t_v - t_3)$, попередню формулу можна подати у вигляді:

$$Q_{ут} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \eta_t \cdot (t_v - t_3) \quad (2.27)$$

Залишкова теплова потужність, яку повинен забезпечити калорифер або внутрішні тепловиділення для доведення припливного повітря до заданої температури, визначається так:

$$Q_{догр} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_{пр} - t_{п,ут}) \quad (2.28)$$

Для теплого періоду ця сама модель використовується для оцінки зменшення холодового навантаження. Якщо зовнішнє повітря тепліше за внутрішнє, теплообмінник частково охолоджує припливний потік за рахунок витяжного повітря. У цьому випадку $t_{п,ут}$ також визначається формулою (2.25), але результат інтерпретується як температура після попереднього охолодження.

За наявності акумулювального модуля теплота, отримана від витяжного повітря або від внутрішніх надходжень, може частково накопичуватися. Узагальнене рівняння теплового балансу акумулятора має вигляд:

$$C_{ак} \cdot dT_{ак}/dt = Q_{ут} + Q_{вн} - Q_{від} - Q_{втр} \quad (2.29)$$

де $C_{ак}$ - теплоємність акумулятора, кДж/К; $T_{ак}$ - температура акумулювального елемента; $Q_{ут}$ - потужність утилізованої теплоти; $Q_{вн}$ - внутрішні тепловиділення; $Q_{від}$ - теплота, відібрана для підігріву припливного повітря; $Q_{втр}$ - втрати теплоти в навколишнє середовище. Для даного розділу акумулювання розглядається як додаткова стабілізувальна функція, а основний кількісний розрахунок виконується для теплообмінника-утилізатора.

Таблиця 2.8

Основні рівняння математичної моделі теплообмінника-утилізатора

Розрахункова величина	Залежність	Призначення
Температура після утилізатора	$t_{п,ут} = t_3 + \eta t(t_v - t_3)$	оцінка попереднього підігріву або охолодження
Утилізована теплова потужність	$Q_{ут} = \dot{m} c_p \eta t(t_v - t_3)$	визначення поверненої теплоти
Залишковий догрів	$Q_{догр} = \dot{m} c_p (t_{п,ут} - t_{п,ут})$	підбір калорифера або оцінка внутрішніх надходжень
Баланс акумулятора	$C_{ак} dT_{ак}/dt = Q_{ут} + Q_{вн} - Q_{від} - Q_{втр}$	оцінка стабілізації температури

Прийнята модель є достатньою для інженерної оцінки впливу теплообмінника-утилізатора на мікроклімат. Вона пов'язує витрату повітря, температурні умови та ефективність рекуперації з потужністю догріву або охолодження, що є основою для подальшого технічного та економічного обґрунтування.

2.5 Розрахунок температури припливного повітря після теплообмінника-утилізатора

Розрахунок температури припливного повітря після теплообмінника виконується для холодного, перехідного та теплого періодів року. Для базового варіанта приймаємо температурну ефективність пластинчастого теплообмінника $\eta_t = 0,75$. Витрата повітря для проєктної посадки становить $L = 3463,2 \text{ м}^3/\text{год}$, однак сама температура після теплообмінника залежить насамперед від температурного напору та ефективності теплообмінника.

У холодний період температура зовнішнього повітря приймається $t_z = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, температура внутрішнього витяжного повітря $t_v = +20 \text{ }^\circ\text{C}$. Тоді температура припливного повітря після теплообмінника становить:

$$t_{п, ут} = -10 + 0,75 \cdot (20 - (-10)) \quad (2.30)$$

$$t_{п, ут} = -10 + 22,5 = +12,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.31)$$

Отже, без додаткового підігріву теплообмінник підвищує температуру припливного повітря з $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ до $+12,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Для доведення повітря до цільової температури $+18 \text{ }^\circ\text{C}$ потрібен лише залишковий догрів на $5,5 \text{ K}$:

$$\Delta t_{догр, 18} = 18 - 12,5 = 5,5 \text{ K} \quad (2.32)$$

$$Q_{догр, 18} = 1,160 \cdot 5,5 = 6,38 \text{ кВт} \quad (2.33)$$

Якщо підтримувати температуру припливу $+20 \text{ }^\circ\text{C}$, залишковий температурний перепад становить $7,5 \text{ K}$, а теплова потужність догріву дорівнює:

$$Q_{догр, 20} = 1,160 \cdot 7,5 = 8,70 \text{ кВт} \quad (2.34)$$

Без утилізації теплоти повітря потрібно було б нагрівати безпосередньо від $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ до потрібної температури. Для температури припливу $+18\text{ }^{\circ}\text{C}$ теплова потужність становить:

$$Q_{\text{без},18} = 1,160 \cdot (18 - (-10)) = 32,49 \text{ кВт} \quad (2.35)$$

Економія теплової потужності за рахунок теплообмінника у холодний період становить:

$$Q_{\text{ек}} = Q_{\text{без},18} - Q_{\text{догр},18} = 32,49 - 6,38 = 26,11 \text{ кВт} \quad (2.36)$$

У перехідний період при $t_z = +8\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $t_v = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура після теплообмінника становить:

$$t_{\text{п,ут}} = 8 + 0,75 \cdot (20 - 8) = 17,0\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.37)$$

Це значення близьке до нижньої межі комфортного припливу, тому в міжсезоння система може працювати з мінімальним догрівом або без нього, якщо внутрішні тепловиділення достатні для підтримання температури приміщення.

У теплий період приймаємо $t_z = +30\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температуру витяжного повітря $t_v = +24\text{ }^{\circ}\text{C}$. У цьому випадку теплообмінник працює як елемент попереднього охолодження припливу:

$$t_{\text{п,ут}} = 30 + 0,75 \cdot (24 - 30) = 25,5\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.38)$$

Для доведення припливного повітря до $+24\text{ }^{\circ}\text{C}$ потрібне додаткове охолодження лише на $1,5\text{ K}$:

$$Q_{\text{охл,ут}} = 1,160 \cdot (25,5 - 24) = 1,74 \text{ кВт} \quad (2.39)$$

Без теплообмінника холодове навантаження для охолодження зовнішнього повітря від +30 °С до +24 °С становило б:

$$Q_{\text{охл, без}} = 1,160 \cdot (30 - 24) = 6,96 \text{ кВт} \quad (2.40)$$

Таблиця 2.9

Температура припливного повітря після теплообмінника

Режим	t _з , °С	t _в , °С	t _{п,ут} , °С	Залишкове навантаження
Холодний період	-10	+20	+12,5	догрів 6,38 кВт до +18 °С
Холодний період, підвищений комфорт	-10	+20	+12,5	догрів 8,70 кВт до +20 °С
Перехідний період	+8	+20	+17,0	мінімальний догрів або робота без нього
Теплий період	+30	+24	+25,5	охолодження 1,74 кВт до +24 °С

Розрахунок показує, що в холодний період теплообмінник-утилізатор істотно підвищує температуру припливного повітря, а в теплий період зменшує холодове навантаження. У міжсезоння система може працювати в автоматичному режимі з частковим відкриттям байпаса, щоб не допустити перегріву приміщення.

2.6 Оцінка зміни параметрів мікроклімату до і після застосування утилізації теплоти

Оцінювання зміни параметрів мікроклімату виконується шляхом порівняння двох варіантів: вентиляційна система без теплообмінника-утилізатора та вентиляційна система з пластинчастим теплообмінником

ефективністю $\eta_t = 0,75$. Порівняння проводиться для проєктної експлуатаційної посадки 104 особи та витрати повітря 3463,2 м³/год.

У холодний період без утилізації теплоти припливне повітря має температуру зовнішнього середовища -10 °С, тому для подавання у приміщення його необхідно нагрівати до +18...+20 °С. З використанням теплообмінника температура припливу після утилізації підвищується до +12,5 °С, тобто основна частина температурного перепаду вже покривається за рахунок витяжного повітря.

Таблиця 2.10

Порівняння параметрів у холодний період

Показник	Без утилізації	З теплообмінником	Зміна
Температура зовнішнього повітря	-10 °С	-10 °С	-
Температура після теплообмінника	-10 °С	+12,5 °С	+22,5 К
Потрібний догрів до +18 °С	32,49 кВт	6,38 кВт	-26,11 кВт
Потрібний догрів до +20 °С	34,81 кВт	8,70 кВт	-26,11 кВт
Внутрішні тепловиділення	11,84 кВт	11,84 кВт	додатково стабілізують режим
Температурна стабільність	низька без калорифера	вища	покращення

У проєктному режимі внутрішні тепловиділення 11,84 кВт перевищують залишкову потребу в догріві до +18 °С, яка становить 6,38 кВт. Це означає, що при заповненні укриття 104 особами система може підтримувати температуру припливу на рівні близько +18 °С без значного навантаження на калорифер. Для підтримання +20 °С потрібний невеликий додатковий догрів або використання частини акумульованої теплоти.

Газовий склад повітря безпосередньо не залежить від наявності теплообмінника, оскільки пластинчастий утилізатор не змішує потоки.

Визначальним фактором для CO₂ залишається витрата повітря. При $L = 3463,2$ м³/год стаціонарна концентрація становить близько 1000 ppm, що відповідає прийнятому розрахунковому обмеженню. Тому теплоутилізація підвищує енергоефективність без погіршення якості повітря.

Вологісний режим також залишається контрольованим. При вологовиділенні 5,20 кг/год приріст вологовмісту становить лише 1,25 г/кг сухого повітря. Пластинчастий теплообмінник не переносить вологу з витяжного потоку у припливний, тому не створює додаткового зволоження. У зимовий період це сприяє зменшенню ризику конденсації, а в літній період потребує контролю вологості зовнішнього повітря.

Таблиця 2.11

Зміна основних параметрів мікроклімату при застосуванні теплоутилізації

Параметр	До застосування утилізації	Після застосування утилізації	Оцінка впливу
Температура припливу взимку	-10 °C до калорифера	+12,5 °C після теплообмінника	істотне підвищення
Потреба у догріві до +18 °C	32,49 кВт	6,38 кВт	зменшення на 80,3 %
Концентрація CO ₂	≈1000 ppm за $L = 3463,2$ м ³ /год	≈1000 ppm за $L = 3463,2$ м ³ /год	не погіршується
Вологісний баланс	видалення вентиляцією	видалення вентиляцією, без переносу вологи	стабільний режим
Літнє холодове навантаження повітря	6,96 кВт	1,74 кВт	зменшення на 5,22 кВт
Енергетична ефективність	низька	підвищена	доцільне впровадження

Для перевірконого максимального сценарію $N_{\max} = 427$ осіб при витраті $L = 14239$ м³/год тепла економія буде значно більшою. Тепловий еквівалент повітряного потоку у цьому режимі становить приблизно 4,77 кВт/К, а повернена тепла потужність при температурному напорі 30 К та ефективності 0,75 дорівнює:

$$\text{Спов, max} = (14239 / 3600) \cdot 1,2 \cdot 1,005 = 4,77 \text{ кВт/К} \quad (2.41)$$

$$Q_{\text{ут, max}} = 4,77 \cdot 0,75 \cdot 30 = 107,3 \text{ кВт} \quad (2.42)$$

Залишкове навантаження на догрів до +18 °С у максимальному режимі становитиме:

$$Q_{\text{догр, max}} = 4,77 \cdot (18 - 12,5) = 26,2 \text{ кВт} \quad (2.43)$$

Отже, чим більша витрата повітря, тим більший абсолютний енергетичний ефект від теплообмінника-утилізатора. Для проєктної експлуатаційної посадки ефект становить 26,11 кВт, а для теоретичного максимального режиму - близько 107,3 кВт. Це підтверджує доцільність використання теплоутилізації у вентиляційній системі захисної споруди, особливо у холодний період року.

Підсумовуючи результати моделювання, можна зробити висновок, що теплообмінник-утилізатор не змінює потрібну санітарну витрату повітря, але суттєво знижує енергетичні витрати на доведення припливного повітря до допустимих параметрів. Система з утилізацією теплоти забезпечує кращу температурну стабільність, зменшує навантаження на калорифер і підвищує автономність укриття при збереженні нормативної якості повітря.

Висновки до розділу 2

У другому розділі сформовано оновлені вихідні дані для розрахунку параметрів мікроклімату захисної споруди з урахуванням фактичної геометрії об'єкта: довжини 84 м, робочої площі 301,515 м² та внутрішнього об'єму 746,425 м³. Встановлено, що теоретична місткість за площею може становити 427 осіб,

однак для базового інженерного розрахунку прийнято реалістичну експлуатаційну посадку 104 особи.

Розрахунок повітрообміну показав, що для підтримання концентрації CO₂ на рівні близько 1000 ppm необхідна витрата повітря 3463,2 м³/год, що відповідає 33,3 м³/(особу·год) і кратності 4,64 год⁻¹. Для теоретичної максимальної посадки 427 осіб потрібна витрата близько 14239 м³/год, тому такий режим доцільно розглядати як перевірочний або такий, що потребує модульного нарощування вентиляційного обладнання.

Тепловологісний баланс підтвердив, що при проєктній посадці внутрішні тепловиділення становлять близько 11,84 кВт, а вологовиділення - близько 5,20 кг/год. Приріст вологовмісту при прийнятій витраті не перевищує 1,25 г/кг сухого повітря, що свідчить про ефективне видалення надлишкової вологи вентиляцією.

Математична модель теплообмінника-утилізатора показала, що при ефективності 0,75 у зимовий період температура припливного повітря підвищується з -10 °C до +12,5 °C. Завдяки цьому потреба у догріві до +18 °C зменшується з 32,49 до 6,38 кВт, а економія теплової потужності становить 26,11 кВт. У літній період холодове навантаження зменшується з 6,96 до 1

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ З ТЕПЛООБМІННИКОМ-УТИЛІЗАТОРОМ

3.1 Обґрунтування структури вентиляційної установки та вибору типу утилізатора

Розроблення технічного рішення вентиляційної системи виконується на основі розрахункових даних, отриманих у другому розділі. Для подальшого проєктування приймається галерейне укриття підвального типу з розрахунковою експлуатаційною місткістю $N = 104$ особи, сумарною площею $S_{\text{заг}} = 301,515 \text{ м}^2$, внутрішнім об'ємом $V_{\text{заг}} = 746,425 \text{ м}^3$ та розрахунковою витратою припливного і витяжного повітря $L_{\text{пр}} = L_{\text{вит}} = 3463,2 \text{ м}^3/\text{год}$. Саме ці параметри є базовими для вибору продуктивності вентиляційної установки, розрахунку теплообмінника-утилізатора, визначення аеродинамічного опору та підбору засобів автоматичного керування.

Геометрична форма укриття є видовженою, тому вентиляційна система повинна забезпечувати не лише нормативну подачу повітря, а й рівномірний розподіл припливного струменя вздовж основного приміщення. Для цього доцільно застосувати централізовану припливно-витяжну схему з розділенням припливного та витяжного повітряних каналів, пластинчастим протитечієм теплообмінником, фільтрацією зовнішнього повітря, байпасним каналом, дренажем конденсату, догрівачем припливного повітря та системою автоматичного регулювання за показниками температури, вологості й концентрації CO_2 .

З урахуванням розрахункової витрати $L = 3463,2 \text{ м}^3/\text{год}$ вентиляційне обладнання необхідно підбирати з експлуатаційним запасом 10–15 %. Такий запас потрібний для компенсації збільшення опору фільтрів у процесі

експлуатації, можливого забруднення теплообмінної поверхні, сезонної зміни густини повітря та похибок балансування мережі. Отже, рекомендована номінальна продуктивність припливного та витяжного вентиляторів становить 3800–4000 м³/год.

Таблиця 3.1

Прийняті розрахункові параметри для розроблення технічного рішення

Показник	Позначення	Прийняте значення
Кількість людей у проєктному режимі	N	104 особи
Сумарна площа укриття	S _{заг}	301,515 м ²
Ефективна площа розміщення людей	S _{еф}	256,29 м ²
Внутрішній об'єм споруди	V _{заг}	746,425 м ³
Розрахункова витрата припливного повітря	L _{пр}	3463,2 м ³ /год
Розрахункова витрата витяжного повітря	L _{вит}	3463,2 м ³ /год
Кратність повітрообміну	n	4,64 год ⁻¹
Температура зовнішнього повітря взимку	t _{зовн}	-10 °C
Розрахункова температура внутрішнього повітря	t _{вн}	+20 °C
Температура подавання після догріву	t _{под}	+18 °C
Теплова ефективність утилізатора	η _t	0,75

Для даного об'єкта найбільш доцільним є пластинчастий протитечійний теплообмінник-утилізатор. На відміну від роторних рекуператорів, він не має обертових елементів і практично не допускає перетікання витяжного повітря у припливний канал. Це важливо для споруди цивільного захисту, де припливне повітря повинно залишатися санітарно безпечним. Крім того, пластинчаста конструкція є простішою в обслуговуванні, допускає очищення теплообмінних поверхонь та може працювати разом із байпасом і протиобмерзальною автоматикою.

Таблиця 3.2

Обґрунтування вибору теплообмінника-утилізатора

Тип утилізатора	Оцінка для укриття	Висновок
Пластинчастий перехресний	Простий і надійний, але має нижчу ефективність порівняно з протитечієм виконанням.	Можливий до застосування
Пластинчастий протитечієвий	Забезпечує ефективність близько 0,70–0,80, розділяє припливний і витяжний потоки, має компактну конструкцію.	Приймається як основний варіант
Роторний	Має високу ефективність, але можливе часткове перетікання повітря між потоками.	Небажаний для захисної споруди
З проміжним теплоносієм	Добре розділяє канали, але має нижчу ефективність і потребує насосного контуру.	Доцільний лише при рознесенні каналів

Прийнята структура вентиляційної системи передбачає такі основні елементи: повітрозабірний пристрій із захисною решіткою, припливний фільтр, пластинчастий протитечієвий теплообмінник, байпасний канал, догрівач припливного повітря, припливний вентилятор, мережу повітропроводів із дифузорами, витяжні решітки, витяжний вентилятор, зворотний клапан, викидний канал, датчики контролю мікроклімату та шафу автоматики. Така структура дозволяє забезпечити роботу системи у звичайному режимі чистої вентиляції, у режимі економії теплоти та в режимі посиленого провітрювання за сигналом датчика CO₂.

3.2 Розрахунок основних теплотехнічних параметрів теплообмінника-утилізатора

Теплотехнічний розрахунок теплообмінника-утилізатора виконується для зимового режиму, коли різниця температур між витяжним і зовнішнім повітрям є найбільшою, а потреба в підігріві припливного повітря максимальна. Розрахункова витрата повітря приймається відповідно до другого розділу:

$$L = 3463,2 \text{ м}^3/\text{год} = 0,962 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.1)$$

Масова витрата повітря визначається за густиною повітря $\rho = 1,20 \text{ кг/м}^3$:

$$\dot{m} = \rho \cdot L = 1,20 \cdot 0,962 = 1,154 \text{ кг/с}. \quad (3.2)$$

Тепловий еквівалент повітряного потоку за питомою теплоємністю $c_p = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ становить:

$$\text{Спов} = \dot{m} \cdot c_p = 1,154 \cdot 1,005 = 1,160 \text{ кВт/К}. \quad (3.3)$$

Температура припливного повітря після пластинчастого теплообмінника визначається через теплову ефективність утилізатора:

$$t_{\text{після}} = t_{\text{зовн}} + \eta_t \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}}). \quad (3.4)$$

За умов $t_{\text{зовн}} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вн}} = +20 \text{ }^\circ\text{C}$ та $\eta_t = 0,75$ одержуємо:

$$t_{\text{після}} = -10 + 0,75 \cdot (20 - (-10)) = +12,5 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (3.5)$$

Отже, теплообмінник підвищує температуру припливного повітря на 22,5 К. Без утилізатора припливне повітря надходило б до калорифера з температурою $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, а після утилізатора - з температурою близько $+12,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Це суттєво зменшує потребу у додатковому догріві повітря до розрахункової температури подавання $+18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Теплова потужність, необхідна для підігріву припливного повітря без утилізації теплоти, становить:

$$Q_{\text{без}} = C_{\text{пов}} \cdot (t_{\text{под}} - t_{\text{зовн}}) = 1,160 \cdot (18 - (-10)) = 32,49 \text{ кВт.} \quad (3.6)$$

Після проходження теплообмінника потрібний лише догрів від +12,5 °С до +18 °С:

$$Q_{\text{догр}} = C_{\text{пов}} \cdot (t_{\text{под}} - t_{\text{після}}) = 1,160 \cdot (18 - 12,5) = 6,38 \text{ кВт.} \quad (3.7)$$

Корисна утилізована теплова потужність визначається як різниця між навантаженням без утилізації та залишковим навантаженням після теплообмінника:

$$Q_{\text{ут}} = Q_{\text{без}} - Q_{\text{догр}} = 32,49 - 6,38 = 26,11 \text{ кВт.} \quad (3.8)$$

Відносне зниження теплового навантаження системи догріву становить:

$$\delta Q = (Q_{\text{ут}} / Q_{\text{без}}) \cdot 100 = (26,11 / 32,49) \cdot 100 = 80,4 \%. \quad (3.9)$$

За результатами розрахунку теплообмінник повинен забезпечувати передачу приблизно 26,11 кВт теплоти від витяжного повітря до припливного. При орієнтовному коефіцієнті теплопередачі пластинчастого апарата 40–45 Вт/(м²·К) та середньому температурному напорі близько 7,5 К потрібна сумарна теплообмінна поверхня становить приблизно 77–87 м². Це не геометрична площа корпусу, а сумарна площа поверхонь пластин, через які відбувається теплопередача.

Таблиця 3.3

Результати теплотехнічного розрахунку теплообмінника-утилізатора

Показник	Без утилізації	З теплообмінником
Розрахункова витрата повітря, м³/год	3463,2	3463,2
Температура зовнішнього повітря, °C	-10	-10
Температура внутрішнього повітря, °C	+20	+20
Температура повітря після теплообмінника, °C	-10	+12,5
Температура подавання після догріву, °C	+18	+18
Потужність догріву, кВт	32,49	6,38
Утилізована теплова потужність, кВт	0	26,11
Зменшення теплового навантаження, %	0	80,4

Температура витяжного повітря після теплообмінника може знижуватися до значень, близьких до 0 °C або нижчих, тому конструкція повинна мати дренаж конденсату, захист від обмерзання, датчик температури після утилізатора та байпасний канал. У разі зниження температури за теплообмінником нижче допустимого рівня автоматика має тимчасово зменшувати ефективність рекуперації, відкривати байпас або вмикати переднагрів для запобігання обмерзанню пластин.

3.3 Підбір припливно-витяжних вентиляторів, фільтрів і калориферів

Після визначення теплотехнічних параметрів теплообмінника виконується підбір основних елементів вентиляційної установки. Вентилятори повинні забезпечувати подачу не менше 3463,2 м³/год у припливному та витяжному каналах. З урахуванням резерву 10–15 % приймається робочий діапазон

продуктивності 3800–4000 м³/год. Наявність частотного регулювання є обов'язковою, оскільки система повинна змінювати подачу залежно від концентрації CO₂ та фактичної кількості людей у приміщенні.

Для припливного каналу доцільно передбачити фільтр попереднього очищення класу не нижче G4/ISO Coarse та фільтр тоншого очищення F7/ePM1 або ePM2,5 залежно від вимог до якості повітря. Для витяжного каналу встановлюється фільтр, який захищає теплообмінну поверхню від пилу та забруднення. Наявність датчиків перепаду тиску на фільтрах дозволяє вчасно визначати потребу в їх очищенні або заміні.

Калорифер підбирається не за повним навантаженням 32,49 кВт, а за залишковим навантаженням після теплообмінника. Розрахункова потужність догріву становить 6,38 кВт, однак з урахуванням запасу, перехідних режимів, зниження ефективності теплообмінника при обмерзанні та можливих втрат у повітропроводах доцільно прийняти калорифер потужністю 8–10 кВт. За наявності внутрішніх тепловиділень від людей, вентиляторів та освітлення калорифер працюватиме переважно в модульованому режимі або короткочасно.

Внутрішні тепловиділення також враховуються при виборі догрівача. При сенсбельному тепловиділенні 60 Вт на одну особу люди виділяють 6,24 кВт теплоти. Додатково враховуються тепловиділення вентиляторів близько 3,6 кВт, освітлення 1,2 кВт та допоміжного електрообладнання 0,8 кВт. Сумарні внутрішні надходження становлять приблизно 11,84 кВт, що перевищує розрахункову залишкову потребу догріву 6,38 кВт. Тому у режимі повного перебування 104 осіб система може підтримувати температуру повітря з мінімальною роботою калорифера, однак для пускового режиму, неповної посадки та періодів охолодження конструкцій догрівач необхідний.

Таблиця 3.4

Підібрані основні елементи вентиляційної установки

Елемент системи	Рекомендований параметр	Обґрунтування
Припливний вентилятор	3800–4000 м³/год; 700–750 Па; 1,6–1,8 кВт	Запас за витратою та тиском для роботи з фільтрами і теплообмінником
Витяжний вентилятор	3800–4000 м³/год; 550–650 Па; 1,6–1,8 кВт	Збалансована витяжка без надмірного розрідження приміщення
Теплообмінник-утилізатор	пластинчастий протитечійний; $\eta \approx 0,75$	Підвищення температури припливу до +12,5 °С у зимовий період
Припливний фільтр	G4 + F7 або аналогічний клас	Очищення зовнішнього повітря та захист обладнання
Витяжний фільтр	G4 або аналогічний клас	Захист теплообмінника від забруднення
Калорифер догріву	8–10 кВт, модульоване керування	Покриття залишкового навантаження 6,38 кВт з резервом
Байпас теплообмінника	автоматичний клапан	Робота влітку та захист від обмерзання
Дренаж конденсату	сифон, утеплення, контроль відведення	Видалення конденсату з теплообмінника

3.4 Аеродинамічний розрахунок вентиляційної мережі та повітророзподілу

Аеродинамічний розрахунок виконується для перевірки можливості подавання розрахункової витрати повітря через вентиляційну установку, теплообмінник, фільтри, повітропроводи та повітророзподільні пристрої. Основною умовою є забезпечення витрати $L = 3463,2$ м³/год при допустимих швидкостях повітря і помірному рівні шуму. Для магістральних повітропроводів доцільно приймати швидкість 3,5–5,0 м/с, для відгалужень – 2,0–3,5 м/с, для повітророзподільних решіток – не більше 1,5–2,5 м/с у робочій зоні.

Розрахункова об'ємна витрата у м³/с становить 0,962 м³/с. За допустимої швидкості в головному повітропроводі 4,0–4,5 м/с потрібна площа перерізу магістралі становить приблизно 0,21–0,24 м². Тому для головної ділянки можна прийняти прямокутний повітропровід орієнтовного розміру 500 × 450 мм або близький до нього стандартний переріз. Після поділу потоку на дві гілки кожна гілка транспортує приблизно 1731,6 м³/год, тому для гілок достатньо перерізу близько 400 × 350 мм.

Таблиця 3.5

Орієнтовні перерізи повітропроводів і швидкості повітря

Ділянка мережі	Витрата, м ³ /год	Рекомендований переріз	Орієнтовна швидкість, м/с
Головний припливний канал	3463,2	500 × 450 мм	4,3
Головний витяжний канал	3463,2	500 × 450 мм	4,3
Ліва припливна гілка	1731,6	400 × 350 мм	3,4
Права припливна гілка	1731,6	400 × 350 мм	3,4
Відгалуження до допоміжної зони	346,3	250 × 200 мм	1,9
Підключення одного дифузора	140–150	Ø160 мм або аналог	2,0–2,2

Розподіл повітря між зонами виконується з урахуванням того, що основна кількість людей перебуває у головному галерейному приміщенні. Для практичного проєктування приймається 90 % витрати на основне приміщення та 10 % на допоміжні або тамбурно-технічні ділянки. Такий розподіл забезпечує пріоритетне видалення СО₂ із зони перебування людей і одночасно підтримує провітрювання суміжних частин укриття.

Таблиця 3.6

Розподіл повітряної витрати між зонами укриття

Зона обслуговування	Частка витрати	Витрата, м³/год	Рішення з повітророзподілу
Основне галерейне приміщення	90 %	3116,9	24 припливні дифузори по 130–150 м³/год
Допоміжні та тамбурно-технічні ділянки	10 %	346,3	2–4 решітки або відгалуження з регулювальними клапанами
Уся система	100 %	3463,2	Збалансована припливно-витяжна схема

Втрати тиску у вентиляційній системі складаються з опору фільтрів, теплообмінника, калорифера, клапанів, повітропроводів, поворотів, переходів, шумоглушників і повітророзподільних пристроїв. Для попереднього підбору обладнання складається орієнтовний баланс втрат тиску.

Таблиця 3.7

Орієнтовний баланс аеродинамічних втрат вентиляційної установки

Елемент системи	Втрати тиску припливу, Па	Втрати тиску витяжки, Па
Повітрозабірна або викидна решітка	40	40
Регулювальний / зворотний клапан	25	30
Фільтр	120	60
Пластинчастий теплообмінник	180	180
Калорифер / секція догріву	35	-
Шумоглушник	35	30
Магістральні повітропроводи та фасонні частини	120	110
Дифузори або витяжні решітки	45	35
Регулювальні пристрої та запас на балансування	30	60
Разом без експлуатаційного запасу	630	545
Рекомендований тиск вентилятора з резервом	700–750	600–650

Отримані значення показують, що для прийнятої схеми потрібно застосовувати вентилятори середнього тиску з частотним регулюванням. Припливний вентилятор приймається на повний тиск 700–750 Па, витяжний - на 600–650 Па. Балансування системи виконується регулювальними клапанами на відгалуженнях, а фактична витрата перевіряється анемометричними вимірюваннями після монтажу.

3.5 Розробка системи автоматичного контролю параметрів мікроклімату

Для підтримання стабільних параметрів мікроклімату вентиляційна система повинна працювати не в постійному ручному режимі, а за сигналами автоматичного контролю. Основними контрольованими параметрами є концентрація CO₂, температура внутрішнього повітря, температура зовнішнього повітря, температура після теплообмінника, відносна вологість, перепад тиску на фільтрах, перепад тиску на теплообміннику та стан вентиляторів.

Система автоматизації повинна підтримувати концентрацію CO₂ на рівні не вище 1000 ppm у проєктному режимі перебування людей. Якщо концентрація CO₂ зростає, контролер збільшує частоту обертання вентиляторів і подачу припливного повітря. Якщо концентрація знижується і фактична кількість людей менша за розрахункову, подача може зменшуватися для економії електроенергії та зниження тепловтрат.

У зимовий період автоматика контролює температуру після теплообмінника та температуру припливного повітря після догрівача. Якщо температура після теплообмінника знижується до небезпечного рівня, система вмикає протиобмерзальний алгоритм: частково відкриває байпас, короткочасно зменшує припливну витрату, активує переднагрів або переходить у режим періодичного відтавання. У літній період байпас використовується для обходу

теплообмінника, якщо рекуперація призводить до небажаного підігріву припливного повітря.

Таблиця 3.8

Елементи автоматичного контролю вентиляційної системи

Елемент контролю	Місце встановлення	Функція
Датчик CO ₂	зона перебування людей	регулювання продуктивності вентиляторів за якістю повітря
Датчик температури внутрішнього повітря	основне приміщення	контроль комфортного температурного режиму
Датчик зовнішньої температури	повітрязабірний канал	визначення зимового, літнього або перехідного режиму
Датчик температури після теплообмінника	припливний канал після утилізатора	контроль ефективності рекуперації та захист від обмерзання
Датчик вологості	основне приміщення або витяжний канал	контроль вологісного балансу
Датчик перепаду тиску на фільтрах	до і після фільтра	сигналізація забруднення фільтрів
Датчик перепаду тиску на теплообміннику	до і після утилізатора	виявлення забруднення або обмерзання
Частотні перетворювачі вентиляторів	шафа автоматики	плавне регулювання витрати повітря
Привід байпасного клапана	секція теплообмінника	перемикання режимів рекуперації та обходу

Алгоритм керування доцільно побудувати за пріоритетом безпеки. Першим пріоритетом є забезпечення мінімальної подачі повітря і недопущення перевищення CO₂. Другим пріоритетом є підтримання температури припливу у межах +18...+20 °C. Третім пріоритетом є економія енергії шляхом зменшення витрати повітря при неповному заповненні та використання тепла витяжного повітря через теплообмінник. Аварійні сигнали повинні формуватися при відмові вентилятора, перевищенні CO₂, засміченні фільтрів, небезпеці обмерзання та несправності датчиків.

3.6 Комплектація, режими експлуатації та очікуваний технічний ефект

Комплектація вентиляційної системи формується з урахуванням роботи у захисній споруді підвального типу. До складу системи входять припливний та витяжний вентилятори, пластинчастий протитечійний теплообмінник-утилізатор, фільтри припливного і витяжного повітря, байпасний канал, догрівач, дренаж конденсату, шумоглушники, гнучкі вставки, повітропроводи, припливні дифузори, витяжні решітки, регулювальні клапани, датчики мікроклімату і шафа автоматичного керування.

Основним режимом експлуатації є режим чистої вентиляції. У цьому режимі система подає зовнішнє повітря у кількості, достатній для підтримання концентрації CO₂ на допустимому рівні, та одночасно видаляє надлишкову вологу і теплоту. У зимовий період теплообмінник-утилізатор передає частину теплоти витяжного повітря припливному потоку, підвищуючи його температуру з -10 °C до +12,5 °C. Після цього догрівач доводить температуру припливу до +18 °C лише за необхідності.

У режимі неповного заповнення автомата зменшує подачу повітря, але не нижче мінімального рівня, потрібного для провітрювання і недопущення застою повітря. У режимі підвищеної концентрації CO₂ вентилятори переходять на більшу продуктивність. У літній період теплообмінник може працювати як елемент зменшення холодового навантаження або обходитися через байпас, якщо зовнішні умови дозволяють подавати повітря без додаткового теплообміну.

Очікуваний технічний ефект від запропонованого рішення полягає у забезпеченні стабільного повітрообміну для 104 осіб, зниженні теплового навантаження догріву з 32,49 до 6,38 кВт, утилізації 26,11 кВт теплоти у зимовий період та зменшенні навантаження на систему підігріву приблизно на 80,4 %.

Таблиця 3.9

Режими роботи вентиляційної системи з теплообмінником-утилізатором

Режим	Умови ввімкнення	Дія системи
Нормальний режим чистої вентиляції	перебування людей, CO ₂ у допустимих межах	подача 3463,2 м ³ /год або нижче за сигналом автоматики
Посилене провітрювання	зростання CO ₂ понад заданий поріг	збільшення обертів вентиляторів до розрахункової або резервної продуктивності
Зимовий режим рекуперації	низька зовнішня температура	робота теплообмінника, догрів до +18 °C за потреби
Протиобмерзальний режим	низька температура після теплообмінника або зростання опору	відкриття байпаса, переднагрів або короткочасне відтавання
Літній режим	висока зовнішня температура	байпас або рекуперація для зменшення холодового навантаження
Аварійний режим	відмова вентилятора, засмічення фільтрів, перевищення CO ₂	сигналізація, перехід на безпечний режим, інструкція для персоналу

Крім енергетичного ефекту, система забезпечує кращу якість повітря, контроль CO₂, можливість автоматичного регулювання продуктивності та підвищення надійності експлуатації укріття.

Технічне рішення є узгодженим з розрахунками другого розділу і з подальшою техніко-економічною оцінкою. На відміну від варіанта з меншою витратою повітря, прийнята продуктивність 3463,2 м³/год відповідає розрахунку за критерієм CO₂, забезпечує кратність повітрообміну 4,64 год⁻¹ та дозволяє підтримувати допустимі параметри мікроклімату в зоні перебування людей.

Висновки до розділу 3

У третьому розділі розроблено оновлене технічне рішення припливно-втяжної вентиляційної системи захисної споруди з теплообмінником-утилізатором. Усі параметри розділу приведено у відповідність до розрахункових даних другого розділу: проєктна місткість становить 104 особи,

внутрішній об'єм споруди - 746,425 м³, розрахункова витрата припливного і витяжного повітря - 3463,2 м³/год, теплова ефективність теплообмінника - 0,75.

Обґрунтовано застосування пластинчастого протитечійного теплообмінника-утилізатора, який забезпечує розділення припливного і витяжного потоків та має достатню ефективність для зниження теплового навантаження вентиляції. Встановлено, що у зимовий період теплообмінник підвищує температуру припливного повітря з -10 °С до +12,5 °С. Потужність догріву до +18 °С зменшується з 32,49 до 6,38 кВт, а утилізована тепла потужність становить 26,11 кВт.

Виконано підбір основних елементів системи: вентиляторів продуктивністю 3800–4000 м³/год з частотним регулюванням, фільтрів припливного та витяжного повітря, догрівача потужністю 8–10 кВт, байпасного каналу, дренажу конденсату, повітропроводів, дифузорів і витяжних решіток. Для головних повітропроводів рекомендовано переріз близько 500 × 450 мм, а для розподільних гілок - близько 400 × 350 мм. Орієнтовний повний тиск припливного вентилятора прийнято 700–750 Па, витяжного - 600–650 Па.

Запропоновано систему автоматичного контролю мікроклімату за показниками CO₂, температури, вологості, перепаду тиску на фільтрах і стану теплообмінника. Передбачено нормальний, посилений, зимовий, літній, протиобмерзальний та аварійний режими роботи. Розроблене рішення забезпечує організований повітрообмін, зниження тепловтрат, стабілізацію температури припливного повітря та створює технічну основу для подальшої економічної оцінки ефективності застосування теплообмінника-утилізатора.

РОЗДІЛ 4

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИКА-УТИЛІЗАТОРА

4.1 Визначення теплового навантаження вентиляційної системи без утилізації теплоти

Техніко-економічна оцінка виконується для визначення доцільності встановлення теплообмінника-утилізатора у припливно-витяжній системі захисної споруди. Основний ефект від запропонованого рішення полягає у зменшенні теплової потужності, необхідної для підігріву припливного повітря у холодний період. У розрахунку використано параметри, прийняті в розділі 2: витрата припливного і витяжного повітря $L = 3463,2 \text{ м}^3/\text{год}$, температура внутрішнього повітря $t_v = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, розрахункова температура зовнішнього повітря холодного періоду $t_z = -10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Об'ємна витрата повітря у $\text{м}^3/\text{с}$ визначається за формулою:

$$V = L / 3600, \text{м}^3/\text{с} \quad (4.1)$$

$$V = 3463,2 / 3600 = 0,962 \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.2)$$

Масова витрата повітря визначається з урахуванням густини повітря:

$$m = \rho \cdot V, \text{кг}/\text{с} \quad (4.3)$$

$$m = 1,2 \cdot 0,962 = 1,154 \text{ кг}/\text{с} \quad (4.4)$$

Тепловий еквівалент повітряного потоку дорівнює:

$$C_{\text{пов}} = m \cdot c_p, \text{кВт/К} \quad (4.5)$$

$$C_{\text{пов}} = 1,154 \cdot 1,005 = 1,160 \text{ кВт/К} \quad (4.6)$$

Без застосування утилізації теплоти припливне повітря необхідно нагрівати безпосередньо від зовнішньої температури до температури подавання у приміщення. Для захисної споруди приймаємо цільову температуру припливного повітря у холодний період $t_p = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Теплова потужність нагріву без утилізації визначається за формулою:

$$Q_0 = C_{\text{пов}} \cdot (t_p - t_z), \text{кВт} \quad (4.7)$$

$$Q_0 = 1,160 \cdot (18 - (-10)) = 32,49 \text{ кВт} \quad (4.8)$$

Якщо приймати підвищений температурний режим подавання повітря $t_p = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, теплова потужність без утилізації становитиме:

$$Q_{0,20} = 1,160 \cdot (20 - (-10)) = 34,81 \text{ кВт} \quad (4.9)$$

Отже, без теплообмінника-утилізатора вентиляційна система потребує 32,49 кВт теплової потужності для подавання повітря з температурою $18 \text{ }^\circ\text{C}$ або 34,81 кВт для подавання повітря з температурою $20 \text{ }^\circ\text{C}$. У подальшому економічному розрахунку базовим приймається режим підігріву до $18 \text{ }^\circ\text{C}$, оскільки внутрішні тепловиділення від людей додатково стабілізують температуру повітря у захисній споруді.

Таблиця 4.1

Вихідні дані для визначення теплового навантаження вентиляції

Показник	Позначення	Одиниця	Значення
Розрахункова витрата повітря	L	м³/год	3463,2
Об'ємна витрата повітря	V	м³/с	0,962
Густина повітря	ρ	кг/м³	1,20
Масова витрата повітря	m	кг/с	1,154
Питома теплоємність повітря	ср	кДж/(кг·К)	1,005
Тепловий еквівалент потоку	Спов	кВт/К	1,160
Температура зовнішнього повітря	tз	°С	-10
Цільова температура припливу	tп	°С	+18
Теплове навантаження без утилізації	Q0	кВт	32,49

4.2 Розрахунок економії теплової енергії при застосуванні теплообмінника-утилізатора

Для системи приймається пластинчастий протитечійний теплообмінник-утилізатор з тепловою ефективністю $\eta_t = 0,75$. Такий тип теплообмінника забезпечує фізичне розділення припливного і витяжного потоків, що є важливим для споруд цивільного захисту, оскільки не допускається перетікання забрудненого витяжного повітря у припливний канал.

Температура припливного повітря після теплообмінника визначається за формулою:

$$t_{п,ут} = t_z + \eta_t \cdot (t_v - t_z), ^\circ\text{C} \quad (4.10)$$

$$t_{п,ут} = -10 + 0,75 \cdot (20 - (-10)) = 12,5 ^\circ\text{C} \quad (4.11)$$

Після теплообмінника припливне повітря має температуру 12,5 °С. Для доведення його до 18 °С необхідний лише залишковий догрів:

$$Q_{\text{дог}} = C_{\text{пов}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{п, ут}}), \text{кВт} \quad (4.12)$$

$$Q_{\text{дог}} = 1,160 \cdot (18 - 12,5) = 6,38 \text{ кВт} \quad (4.13)$$

Економія теплової потужності за рахунок теплообмінника-утилізатора становить:

$$Q_{\text{ек}} = Q_0 - Q_{\text{дог}}, \text{кВт} \quad (4.14)$$

$$Q_{\text{ек}} = 32,49 - 6,38 = 26,11 \text{ кВт} \quad (4.15)$$

Відносне зменшення теплового навантаження визначається за формулою:

$$\delta = Q_{\text{ек}} / Q_0 \cdot 100 \%, \% \quad (4.16)$$

$$\delta = 26,11 / 32,49 \cdot 100 = 80,4 \% \quad (4.17)$$

Таблиця 4.2

Порівняння теплового навантаження без утилізації та з теплообмінником

Показник	Без утилізації	З теплообмінником	Зміна
Температура зовнішнього повітря, °С	-10	-10	-
Температура після теплообмінника, °С	-10	+12,5	+22,5 К
Теплова потужність догріву до +18 °С, кВт	32,49	6,38	-26,11
Економія теплової потужності, кВт	0	26,11	+26,11
Зменшення теплового навантаження, %	0	80,4	+80,4

Отримане значення показує, що теплообмінник-утилізатор покриває основну частину температурного перепаду між зовнішнім і внутрішнім повітрям. При цьому фактична теплова ефективність системи догріву зростає, а навантаження на електричний або водяний калорифер зменшується до 6,38 кВт.

4.3 Визначення орієнтовної вартості обладнання та монтажних робіт

Для визначення строку окупності необхідно оцінити капітальні витрати на впровадження теплообмінника-утилізатора. До складу витрат включено теплообмінний модуль, корпусні елементи, байпасний канал, автоматику, датчики, допоміжні ділянки повітропроводів, монтажні та пусконаладжувальні роботи. Оцінка має орієнтовний характер і використовується для попереднього техніко-економічного обґрунтування.

Таблиця 4.3

Орієнтовні капітальні витрати на впровадження теплообмінника-утилізатора

Найменування витрат	Орієнтовна вартість, грн	Примітка
Пластинчастий протитечійний теплообмінник-утилізатор	215000	теплова ефективність близько 0,75
Корпусні елементи, байпас, дренаж конденсату	65000	захист від обмерзання і відведення конденсату
Автоматика, датчики температури, вологості та CO ₂	40000	автоматичне керування режимами
Повітропроводи, клапани, шумоглушники, гнучкі вставки	75000	дообладнання вентиляційної мережі
Монтажні роботи	100000	встановлення, підключення, ущільнення
Пусконаладжувальні роботи	35000	перевірка витрати, автоматики, режимів
Разом	530000	загальні капітальні витрати

Загальні капітальні витрати приймаються:

$$K = 530000 \text{ грн} \quad (4.18)$$

Фактична вартість обладнання може змінюватися залежно від виробника, матеріалу теплообмінних пластин, аеродинамічного опору, комплектації автоматики та складності монтажу в існуючому підвальному приміщенні. Для попередньої оцінки ефективності прийняте значення є достатнім, оскільки дозволяє визначити порядок інвестицій і строк їх повернення.

4.4 Розрахунок річної економії енергоресурсів

Річна економія енергоресурсів визначається за рахунок зменшення витрат енергії на догрів припливного повітря в холодний період і часткового зменшення холодового навантаження в теплий період. Для попереднього розрахунку приймається періодична експлуатація системи 1028,6 год/рік у холодний період і 1028,6 год/рік у теплий період.

Економія теплової енергії у холодний період визначається за формулою:

$$E_T = Q_{ек} \cdot t_{з}, \text{кВт} \cdot \text{год/рік} \quad (4.19)$$

$$E_T = 26,11 \cdot 1028,6 = 26855 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік} \quad (4.20)$$

Грошова економія за рахунок зменшення догріву припливного повітря:

$$S_z = E_T \cdot C_e, \text{грн/рік} \quad (4.21)$$

$$S_z = 26855 \cdot 8,40 = 225582 \text{ грн/рік} \quad (4.22)$$

У теплий період теплообмінник може зменшувати навантаження на охолодження припливного повітря. При температурі зовнішнього повітря 30 °С

і температурі витяжного повітря 24 °С холодове навантаження без теплообмінника становить:

$$Q_{x0} = C_{\text{пов}} \cdot (t_{3,л} - t_{в,л}), \text{кВт} \quad (4.23)$$

$$Q_{x0} = 1,160 \cdot (30 - 24) = 6,96 \text{ кВт} \quad (4.24)$$

Після теплообмінника температура припливного повітря знижується до 25,5 °С, а залишкове холодове навантаження становить 1,74 кВт. Економія холодового навантаження:

$$Q_{x,ек} = 6,96 - 1,74 = 5,22 \text{ кВт} \quad (4.25)$$

За коефіцієнта енергоефективності холодильного обладнання $COP = 3$ економія електроенергії на охолодження дорівнює:

$$E_x = Q_{x,ек} / COP \cdot \tau_{л}, \text{кВт} \cdot \text{год/рік} \quad (4.26)$$

$$E_x = 5,22 / 3 \cdot 1028,6 = 1790 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік} \quad (4.27)$$

$$S_{л} = E_x \cdot C_e = 1790 \cdot 8,40 = 15036 \text{ грн/рік} \quad (4.28)$$

Валова річна економія енергоресурсів становить:

$$S_{\text{вал}} = S_z + S_{л}, \text{грн/рік} \quad (4.29)$$

$$S_{\text{вал}} = 225582 + 15036 = 240618 \text{ грн/рік} \quad (4.30)$$

Після встановлення теплообмінника збільшується аеродинамічний опір вентиляційної мережі. Приймаємо додатковий перепад тиску $\Delta p = 180$ Па, ККД вентилятора $\eta_v = 0,60$. Додаткова електрична потужність вентиляторів для двох потоків визначається за формулою:

$$P_{\text{дод}} = 2 \cdot V \cdot \Delta p / (1000 \cdot \eta_v), \text{кВт} \quad (4.31)$$

$$P_{\text{дод}} = 2 \cdot 0,962 \cdot 180 / (1000 \cdot 0,60) = 0,58 \text{ кВт} \quad (4.32)$$

Додаткове споживання електроенергії вентиляторами за рік:

$$E_{\text{дод}} = P_{\text{дод}} \cdot (\tau_z + \tau_l), \text{кВт} \cdot \text{год/рік} \quad (4.33)$$

$$E_{\text{дод}} = 0,58 \cdot 2057,2 = 1193 \text{ кВт} \cdot \text{год/рік} \quad (4.34)$$

$$S_{\text{дод}} = 1193 \cdot 8,40 = 10021 \text{ грн/рік} \quad (4.35)$$

Орієнтовні витрати на регламентне обслуговування теплообмінника, фільтрів і автоматики приймаються $S_{\text{обсл}} = 10000$ грн/рік. Чистий річний економічний ефект визначається за формулою:

$$S_{\text{ч}} = S_{\text{вал}} - S_{\text{дод}} - S_{\text{обсл}}, \text{грн/рік} \quad (4.36)$$

$$S_{\text{ч}} = 240618 - 10021 - 10000 = 220597 \text{ грн/рік} \quad (4.37)$$

Таблиця 4.4

Річний економічний ефект від застосування теплообмінника-утилізатора

Показник	Одиниця	Значення
Економія теплової енергії у холодний період	кВт·год/рік	26855
Грошова економія у холодний період	грн/рік	225582
Економія електроенергії на охолодження	кВт·год/рік	1790
Грошова економія у теплий період	грн/рік	15036
Валова річна економія	грн/рік	240618
Додаткові витрати електроенергії вентиляторів	грн/рік	10021
Технічне обслуговування	грн/рік	10000
Чистий річний економічний ефект	грн/рік	220597

4.5 Визначення строку окупності запропонованого технічного рішення

Строк простої окупності визначається як відношення капітальних витрат до чистого річного економічного ефекту:

$$\text{Ток} = K / S_{\text{ч, років}} \quad (4.38)$$

$$\text{Ток} = 530000 / 220597 = 2,40 \text{ року} \quad (4.39)$$

Отриманий строк окупності становить близько 2,4 року. Для інженерних систем громадських і спеціальних будівель такий показник є прийнятним, оскільки після завершення періоду окупності система забезпечує подальшу економію енергоресурсів і підвищує надійність підтримання мікроклімату.

Таблиця 4.5

Узагальнені показники техніко-економічної ефективності

Показник	Одиниця	Значення
Капітальні витрати	грн	530000
Чистий річний економічний ефект	грн/рік	220597
Строк простої окупності	років	2,40
Температура повітря після теплообмінника взимку	°C	+12,5
Економія теплової потужності	кВт	26,11
Зменшення теплового навантаження догріву	%	80,4

Крім прямої економії енергоресурсів, запропоноване рішення має експлуатаційні переваги. Теплообмінник-утилізатор підвищує температуру припливного повітря у холодний період, зменшує пікове навантаження на калорифер, стабілізує температуру в зоні перебування людей і підвищує автономність роботи вентиляційної системи.

Висновки до розділу 4

У четвертому розділі виконано техніко-економічну оцінку ефективності застосування теплообмінника-утилізатора у вентиляційній системі захисної споруди. Встановлено, що при витраті повітря 3463,2 м³/год теплова потужність підігріву припливного повітря без утилізації становить 32,49 кВт для температури подавання +18 °С.

Застосування пластинчастого протитечійного теплообмінника з ефективністю 0,75 дозволяє підвищити температуру припливного повітря з -10 °С до +12,5 °С. Залишкова потужність догріву зменшується до 6,38 кВт, а економія теплової потужності становить 26,11 кВт, або 80,4 %.

Орієнтовні капітальні витрати на впровадження теплообмінника-утилізатора становлять 530000 грн. Річна валова економія енергоресурсів оцінена на рівні 240618 грн/рік, а чистий річний економічний ефект з урахуванням додаткового споживання вентиляторів і технічного обслуговування становить 220597 грн/рік. Строк простої окупності запропонованого рішення дорівнює 2,40 року.

Отримані результати підтверджують технічну та економічну доцільність застосування теплообмінника-утилізатора. Рішення забезпечує зниження енергоспоживання, стабілізацію температури припливного повітря та підвищення ефективності роботи вентиляційної системи захисної споруди.

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗАХИСНОЇ СПОРУДИ

5.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів під час експлуатації вентиляційного обладнання

Експлуатація вентиляційної системи захисної споруди пов'язана з дією електричних, механічних, теплових, аеродинамічних і санітарно-гігієнічних факторів. Оскільки вентиляція є системою життєзабезпечення, її несправність може спричинити погіршення умов перебування людей у приміщенні, зростання концентрації CO₂, підвищення вологості та зниження температурної стабільності.

Основними небезпечними і шкідливими факторами є ураження електричним струмом, травмування обертовими частинами вентиляторів, підвищений рівень шуму і вібрації, забруднення фільтрів, обмерзання теплообмінника, накопичення конденсату, пожежна небезпека електрообладнання та зниження фактичної витрати повітря через засмічення елементів системи.

Безпечна експлуатація вентиляційної системи повинна ґрунтуватися на поєднанні технічних засобів захисту, автоматичного контролю параметрів, періодичного технічного обслуговування та дотримання інструкцій з охорони праці. Особливу увагу необхідно приділяти контролю фактичної витрати повітря, справності датчиків CO₂, роботі дренажної системи та стану фільтрів.

Таблиця 5.1

Небезпечні та шкідливі фактори під час експлуатації вентиляційної системи

Фактор	Джерело виникнення	Можливі наслідки	Заходи захисту
Електрична напруга	електродвигуни, щит керування, автоматика	ураження струмом, коротке замикання	заземлення, автомати захисту, відключення перед ремонтом
Обертіві частини	вентилятори, приводи	травмування персоналу	захисні кожухи, блокування пуску, попереджувальні таблички
Шум і вібрація	вентилятори, повітропроводи	дискомфорт, пошкодження кріплень	шумоглушники, гнучкі вставки, вібропрокладки
Забруднення фільтрів	припливний і витяжний потоки	зниження витрати повітря, погіршення мікроклімату	регламентна заміна фільтрів, контроль перепаду тиску
Конденсат і обмерзання	теплообмінник-утилізатор	зменшення ефективності, пошкодження пластин	дренаж, байпас, датчик температури, режим антиобмерзання
Пожежна небезпека	кабелі, електрокалорифер, пил	загоряння, задимлення	термозахист, негорючі матеріали, очищення повітропроводів

5.2 Вимоги електробезпеки при роботі припливно-витяжної установки

Припливно-витяжна установка містить електродвигуни вентиляторів, щит керування, датчики температури, вологості та CO₂, виконавчі механізми клапанів, кабельні лінії та за потреби електричний калорифер догріву. Тому електробезпека є одним з основних напрямів безпечної експлуатації системи.

Корпуси електродвигунів, металеві корпуси вентиляторів, повітропроводи, корпус теплообмінника та щит керування повинні бути приєднані до захисного провідника. Для захисту від струмів короткого замикання і перевантаження встановлюються автоматичні вимикачі відповідного номіналу. Для кіл керування і датчиків доцільно використовувати понижену напругу 24 В.

Перед виконанням робіт з технічного обслуговування необхідно зупинити установку штатною командою, відключити живлення на щиті керування, перевірити відсутність напруги, зафіксувати вимикач у вимкненому положенні та переконатися у повній зупинці робочих коліс вентиляторів. Робота з відкритими кожухами або знятим захистом при ввімкненому живленні не допускається

Таблиця 5.2

Основні заходи електробезпеки вентиляційної системи

Елемент системи	Основна небезпека	Захисний захід
Електродвигуни вентиляторів	ураження струмом, перегрів	заземлення, автоматичний вимикач, тепловий захист
Щит керування	доступ до струмоведучих частин	закритий корпус, маркування, обмеження доступу
Датчики і автоматика	пошкодження ізоляції	застосування кіл 24 В, захист від вологи
Кабельні лінії	коротке замикання, механічне пошкодження	прокладання у кабельних каналах, негорюча ізоляція
Електрокалорифер	перегрів, займання пилу	блокування з вентилятором, термостат, аварійне відключення

Електричний калорифер, якщо він використовується для догріву припливного повітря, повинен мати блокування за наявністю повітряного потоку. Вмикання калорифера при зупиненому вентиляторі не допускається, оскільки це може призвести до перегріву та займання пилових відкладень.

5.3 Заходи безпечної експлуатації теплообмінника-утилізатора та повітропроводів

Теплообмінник-утилізатор є основним елементом енергоефективної вентиляційної системи. Його безпечна експлуатація залежить від правильного монтажу, герметичності корпусу, справності дренажу, чистоти теплообмінної поверхні, стану фільтрів і роботи системи захисту від обмерзання.

Під час експлуатації необхідно забезпечити фізичне розділення припливного і витяжного потоків. Порушення герметичності може спричинити перетікання забрудненого витяжного повітря у припливний канал, що є неприпустимим для захисної споруди. Тому перед введенням системи в експлуатацію перевіряються ущільнення сервісних дверцят, фланцеві з'єднання, стан корпусу та герметичність повітропроводів.

У холодний період існує ризик утворення конденсату й обмерзання теплообмінника. Для запобігання цьому передбачаються дренажна система, байпасний канал, контроль температури після теплообмінника, автоматичне обмеження рекуперації при ризику обмерзання та періодичне очищення теплообмінної поверхні. Не допускається експлуатація системи при заблокованому дренажі, пошкоджених пластинах теплообмінника, відсутності фільтрів або несправності датчиків.

Повітропроводи повинні мати надійне кріплення, герметичні стики, ревізійні люки для очищення та доступ до регульовальних і протипожежних клапанів. У місцях проходів через будівельні конструкції необхідно забезпечити ущільнення отворів, а у протипожежних перешкодах - застосування відповідних вогнестійких рішень.

5.4 Пожежна безпека вентиляційної системи захисної споруди

Пожежна безпека вентиляційної системи забезпечується правильним вибором матеріалів, захистом електрообладнання, недопущенням перегріву калорифера і своєчасним очищенням повітропроводів від пилу. Оскільки вентиляційна мережа може поширювати дим і продукти горіння між зонами споруди, її протипожежний захист має важливе значення.

Повітропроводи доцільно виконувати з негорючих матеріалів. У місцях проходів через протипожежні перешкоди мають застосовуватися протипожежні

клапани або вузли з вогнестійким ущільненням. Кабельні лінії автоматики та живлення вентиляторів прокладаються у захищених каналах з урахуванням вимог пожежної безпеки.

Таблиця 5.3

Основні протипожежні заходи для вентиляційної системи

Ділянка системи	Ризик	Протипожежний захід
Електрокалорифер	перегрів, займання пилу	термозахист, блокування з вентилятором
Повітропроводи	поширення диму	негорючі матеріали, протипожежні клапани
Фільтри	накопичення пилу	періодична заміна та очищення
Кабельні лінії	коротке замикання	автоматичні вимикачі, правильне прокладання
Вентиляційна камера	загоряння обладнання	вогнегасник, вільний доступ, заборона зберігання сторонніх предметів

У разі пожежі вентиляційна система повинна переходити у безпечний режим відповідно до проєктних рішень. Для електрокалорифера обов'язковими є термостат аварійного відключення та блокування роботи без повітряного потоку. У вентиляційній камері повинні бути первинні засоби пожежогасіння, а доступ до обладнання має залишатися вільним.

5.5 Технічне обслуговування та контроль справності вентиляційного обладнання

Надійна робота вентиляційної системи захисної споруди можлива лише за умови регулярного технічного обслуговування. Обслуговування повинно охоплювати перевірку вентиляторів, фільтрів, теплообмінника, клапанів, датчиків, автоматики, кабельних ліній і дренажної системи.

Перед початком експлуатації перевіряються справність електроживлення і заземлення, робота припливного та витяжного вентиляторів, фактична витрата повітря, стан фільтрів, працездатність датчиків температури, вологості та CO₂,

герметичність повітропроводів, стан дренажу конденсату і робота аварійного відключення.

Таблиця 5.4

Регламент технічного обслуговування вентиляційної системи

Вид робіт	Періодичність	Зміст перевірки
Візуальний огляд обладнання	щотижня	стан корпусів, кріплень, шум, вібрація, сторонні запахи
Перевірка фільтрів	1 раз на місяць	забруднення, перепад тиску, потреба в заміні
Перевірка теплообмінника	1 раз на 3 місяці	чистота пластин, стан ущільнень, наявність конденсату
Перевірка дренажу	1 раз на місяць у холодний період	відведення конденсату, відсутність засмічення
Перевірка автоматики	1 раз на 3 місяці	датчики, контролер, аварійні сигнали
Перевірка електробезпеки	1 раз на 6 місяців	заземлення, автомати захисту, ізоляція кабелів
Комплексне випробування системи	перед сезоном експлуатації	продуктивність, режими роботи, аварійне вимкнення

Результати обслуговування необхідно фіксувати у журналі експлуатації. У журналі зазначаються дата перевірки, виявлені несправності, виконані роботи, замінені елементи та відповідальна особа. Такий підхід дозволяє контролювати технічний стан системи і своєчасно планувати заміну фільтрів, очищення теплообмінника та ремонт вентиляторів.

Особливу увагу потрібно приділяти фактичній витраті повітря. Її зменшення може бути спричинене забрудненням фільтрів, обмерзанням теплообмінника, пошкодженням вентилятора або порушенням герметичності повітропроводів. Експлуатація системи без усунення таких несправностей не допускається, оскільки це може призвести до перевищення допустимої концентрації CO₂ і погіршення умов перебування людей.

Висновки до розділу 5

У п'ятому розділі розглянуто питання охорони праці та безпеки експлуатації вентиляційної системи захисної споруди. Визначено основні небезпечні та шкідливі фактори, які можуть виникати під час роботи припливно-витяжної установки, теплообмінника-утилізатора, повітропроводів і системи автоматики.

Основними ризиками є ураження електричним струмом, травмування обертовими частинами вентиляторів, підвищений шум і вібрація, забруднення фільтрів, обмерзання теплообмінника, несправність дренажу та пожежна небезпека електрообладнання. Для зменшення цих ризиків передбачено заземлення обладнання, автоматичні вимикачі, блокування роботи калорифера без повітряного потоку, захисні кожухи, контроль перепаду тиску, регулярну заміну фільтрів і технічне обслуговування.

Запропонований регламент технічного обслуговування дозволяє підтримувати працездатність системи, своєчасно виявляти несправності та забезпечувати стабільні параметри мікроклімату. Безпечна експлуатація вентиляційної системи повинна забезпечуватися не лише правильним проєктним рішенням, а й постійним контролем технічного стану обладнання, дотриманням вимог електробезпеки, пожежної безпеки та регламентного обслуговування.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано дослідження впливу теплообмінника-утилізатора на параметри мікроклімату та енергетичну ефективність вентиляційної системи захисної споруди цивільного захисту. Робота спрямована на обґрунтування технічного рішення, яке забезпечує нормативний повітрообмін, стабільні параметри внутрішнього повітряного середовища та зменшення витрат енергії на підготовку припливного повітря.

У першому розділі проаналізовано особливості захисних споруд цивільного захисту, умови їх експлуатації та вимоги до параметрів мікроклімату. Встановлено, що вентиляційна система є критично важливим елементом життєзабезпечення, оскільки забезпечує подавання свіжого повітря, видалення CO₂, надлишкової вологи та теплоти. Обґрунтовано доцільність застосування припливно-витяжної вентиляції з теплообмінником-утилізатором.

У другому розділі виконано математичне моделювання та розрахунок параметрів вентиляційної системи. Для розрахункової експлуатаційної посадки 104 особи визначено необхідну витрату повітря 3463,2 м³/год, яка забезпечує підтримання концентрації CO₂ на рівні близько 1000 ppm. Розраховано тепловологісний баланс, температуру припливного повітря після теплообмінника та зміну навантаження на систему догріву.

У третьому розділі обґрунтовано технічне рішення вентиляційної системи з теплообмінником-утилізатором. Раціональним варіантом прийнято пластинчастий протитечієний теплообмінник, який забезпечує фізичне розділення припливного і витяжного потоків, достатню теплову ефективність і можливість інтеграції у припливно-витяжну систему захисної споруди. Розглянуто основні елементи системи, принцип роботи та засоби автоматичного контролю параметрів мікроклімату.

У четвертому розділі проведено техніко-економічну оцінку ефективності застосування теплообмінника-утилізатора. Встановлено, що без утилізації теплоти теплова потужність догріву припливного повітря до $+18^{\circ}\text{C}$ становить 32,49 кВт. Після встановлення теплообмінника з ефективністю 0,75 температура припливного повітря підвищується до $+12,5^{\circ}\text{C}$, а залишкова потужність догріву зменшується до 6,38 кВт. Економія теплової потужності становить 26,11 кВт, або 80,4 %.

Розраховано, що орієнтовні капітальні витрати на впровадження теплообмінника-утилізатора становлять 530000 грн, чистий річний економічний ефект - 220597 грн/рік, а строк простої окупності - 2,40 року. Отримані результати підтверджують економічну доцільність запропонованого технічного рішення.

У п'ятому розділі розроблено заходи з охорони праці та безпеки експлуатації вентиляційної системи. Визначено небезпечні та шкідливі фактори, пов'язані з роботою електрообладнання, вентиляторів, теплообмінника, повітропроводів і системи автоматики. Запропоновано заходи електробезпеки, пожежної безпеки, безпечного обслуговування теплообмінника та регламент технічного контролю обладнання.

У результаті виконаної роботи підтверджено, що застосування теплообмінника-утилізатора у вентиляційній системі захисної споруди є технічно та економічно доцільним. Запропоноване рішення забезпечує зниження теплового навантаження, економію енергоресурсів, підвищення температури припливного повітря, стабілізацію мікроклімату та покращення умов перебування людей у захисній споруді. Отримані результати можуть бути використані під час проєктування, реконструкції або модернізації вентиляційних систем укриттів і споруд подвійного призначення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.2-5:2023. Захисні споруди цивільного захисту [Електронний ресурс]. Київ : Міністерство розвитку громад, територій та інфраструктури України, 2023. URL: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3869917268095796623?doc_type=2
2. Про затвердження ДБН В.2.2-5:2023 «Захисні споруди цивільного захисту» : наказ Міністерства розвитку громад, територій та інфраструктури України від 10.08.2023 № 702 [Електронний ресурс]. URL: <https://mtu.gov.ua/documents/2340.html>
3. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ : Мінрегіон України, 2013. 193 с.
4. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія [Електронний ресурс]. Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=26655
5. ДСТУ-Н Б В.2.5-77:2014. Настанова з проєктування систем вентиляції та кондиціонування повітря. Київ : Мінрегіон України, 2014.
6. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень : постанова Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.1999 № 42 [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/va042282-99>
7. Кодекс цивільного захисту України : Закон України від 02.10.2012 № 5403-VI [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/5403-17>
8. Правила пожежної безпеки в Україні : наказ Міністерства внутрішніх справ України від 30.12.2014 № 1417 [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15>

9. НПАОП 40.1-1.21-98. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0093-98>

10. Правила улаштування електроустановок. Київ : Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2017.

11. ДСТУ EN 16798-1:2020. Енергетична ефективність будівель. Вентиляція будівель. Частина 1. Вхідні параметри внутрішнього середовища для проєктування та оцінювання енергетичної ефективності будівель. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020.

12. ДСТУ EN 16798-3:2021. Енергетична ефективність будівель. Вентиляція будівель. Частина 3. Вентиляція нежитлових будівель. Вимоги до систем вентиляції та кондиціювання повітря. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2021.

13. ДСТУ ISO 16890-1:2021. Повітряні фільтри загальної вентиляції. Частина 1. Технічні умови, вимоги та система класифікації за ефективністю очищення від твердих частинок. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2021.

14. ISO 16890-1:2016. Air filters for general ventilation. Part 1: Technical specifications, requirements and classification system based upon particulate matter efficiency (ePM) [Electronic resource]. Geneva : International Organization for Standardization, 2016. URL: <https://www.iso.org/standard/57864.html>

15. ISO 7730:2025. Ergonomics of the thermal environment. Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria [Electronic resource]. Geneva : International Organization for Standardization, 2025. URL: <https://www.iso.org/standard/85803.html>

16. EN 308:2022. Heat exchangers. Test procedures for establishing performance of air to air and flue gases heat recovery devices. Brussels : European Committee for Standardization, 2022.

17. ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2022. Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality [Electronic resource]. Atlanta : ASHRAE, 2022. URL: <https://www.ashrae.org/resources--publications/bookstore/standards-62-1--62-2>
18. ASHRAE Handbook. HVAC Systems and Equipment [Electronic resource]. Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2024. URL: <https://www.ashrae.org/technical-resources/ashrae-handbook/description-ashrae-handbook-hvac-systems-and-equipment>
19. ASHRAE Handbook. Fundamentals [Electronic resource]. Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2025. URL: <https://www.ashrae.org/technical-resources/ashrae-handbook>
20. CIBSE Guide B. Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigeration. London : Chartered Institution of Building Services Engineers, 2016.
21. Recknagel H., Sprenger E., Schramek E.-R. Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. München : Oldenbourg Industrieverlag, 2019.
22. Kreider J. F., Rabl A., Curtiss P. S. Heating and Cooling of Buildings: Design for Efficiency. 3rd ed. Boca Raton : CRC Press, 2017. 866 p.
23. McQuiston F. C., Parker J. D., Spitler J. D. Heating, Ventilating, and Air Conditioning: Analysis and Design. 6th ed. Hoboken : John Wiley & Sons, 2005. 642 p.
24. Wang S. K. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. 2nd ed. New York : McGraw-Hill, 2000. 1408 p.
25. Awbi H. B. Ventilation of Buildings. 2nd ed. London : Taylor & Francis, 2003. 522 p.
26. Hensen J. L. M., Lamberts R. Building Performance Simulation for Design and Operation. 2nd ed. London : Routledge, 2019. 584 p.
27. Santamouris M., Wouters P. Building Ventilation: The State of the Art. London : Earthscan, 2006. 328 p.

28. Etheridge D., Sandberg M. Building Ventilation: Theory and Measurement. Chichester : John Wiley & Sons, 1996. 724 p.
29. Eurovent Certita Certification. Certification programmes: air handling units, air filters, heat exchangers [Electronic resource]. URL: <https://www.eurovent-certification.com/en/third-party-certification/certification-programmes>
30. Komfovent. Air handling units with heat recovery [Electronic resource]. URL: <https://www.komfovent.com/en/c-page/products/air-handling-units>
31. Systemair. Air handling units and heat recovery ventilation systems [Electronic resource]. URL: <https://www.systemair.com>
32. ВЕНТС. Припливно-витяжні установки з рекуперацією тепла [Електронний ресурс]. URL: <https://vents.ua>
33. World Health Organization. Roadmap to improve and ensure good indoor ventilation in the context of COVID-19. Geneva : World Health Organization, 2021. URL: <https://www.who.int/publications/i/item/9789240021287>
34. REHVA. COVID-19 guidance document: How to operate HVAC and other building service systems to prevent the spread of the coronavirus disease in workplaces. Brussels : Federation of European Heating, Ventilation and Air Conditioning Associations, 2021. URL: <https://www.rehva.eu/activities/covid-19-guidance>
35. European Commission. Energy performance of buildings directive [Electronic resource]. URL: https://energy.ec.europa.eu/topics/energy-efficiency/energy-efficient-buildings/energy-performance-buildings-directive_en