

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

**Факультет інженерних систем і екології  
Кафедра теплогазопостачання і вентиляції**

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З  
ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ  
ТЕПЛОТИ**

**СЕРГІЄНКО МИХАЙЛО ОЛЕКСАНДРОВИЧ**

(прізвище, ім'я та по батькові студента повністю)

Київ 2025 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

**Факультет інженерних систем і екології  
Кафедра теплогазопостачання і вентиляції**

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

Д.е.н., професор Предун К.М.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

**ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З  
ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ  
ТЕПЛОТИ**

Виконав студент групи ТВм-24-1

Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія

Спеціалізація: теплогазопостачання і вентиляція

Сергієнко Михайло Олександрович  
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник Ваколюк А.С.  
(прізвище та ініціали)

к.т.н., доцент  
(вчене звання, науковий ступінь)

Ідентичність підтверджую

Київ 2025р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: інженерних систем і екології

Кафедра: теплогазопостачання і вентиляції

Освітній рівень: «магістр за ОПІ/ОНП»

Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія

Спеціалізація: теплогазопостачання і вентиляція

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Декан факультету

д.т.н., професор Приймак О.В.

«\_\_\_»\_\_\_\_\_20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ**

**ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ  
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

СЕРГІЄНКА МИХАЙЛА ОЛЕКСАНДРОВИЧА

(прізвище, ім'я та по батькові студента)

1. Тема роботи «Термодинамічний аналіз системи опалення з використанням низькотемпературних джерел теплоти»

затверджена наказом ректора КНУБА №\_\_\_ від «\_\_\_»\_\_\_\_\_20\_\_ р.

2. Керівник роботи

Ваколюк Анатолій Степанович, к.т.н., доцент

( прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання студентом роботи до захисту\_\_\_\_\_

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Розділ 1. Використання теплових насосів в системах мікроклімату

Розділ 2.Інженерні рішення

Розділ 3. Термодинамічний аналіз системи опалення з використанням низькотемпературних джерел теплоти

Розділ 4. Автоматика систем вентиляції

Розділ 5. Охорона праці

Розділ 6. Енергозбереження в системах мікроклімату

5. Графічний матеріал за розділами

Розділ 2. Листи 1-5 (по поверхові плани будівлі з нанесенням систем опалення та вентиляції)

Розділ 3. Листи 6-8 (принципова схема низькотемпературної системи водяного опалення на базі ґрунтового теплового насосу типу «розсіл – вода», рівняння для виконання розрахунків, вихідні дані для розрахунків, графічні залежності питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від різних параметрів, висновки)

7. Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1. Використання теплових насосів в системах мікроклімату	
Розділ 2. Інженерні рішення	
Розділ 3. Термодинамічний аналіз системи опалення з використанням низькотемпературних джерел теплоти	
Розділ 4. Автоматика систем вентиляції	
Розділ 5. Охорона праці	
Розділ 6. Енергозбереження в системах мікроклімату	
Остаточне оформлення роботи	
Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	
Попередній захист роботи на кафедрі	

8. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірив	
		Дата	Підпис
Розділ 4			
Розділ 5			

9. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

Зав. кафедри	_____	<u>Предун К.М.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник	_____	<u>Ваколюк А.С.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Студент	_____	<u>Сергієнко М.О.</u>
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

РЕЗЮМЕ (summary) до атестаційної випускної роботи студента:				Сергієнко Михайло Олександрович	
Заклад вищої освіти	Київський національний університет будівництва і архітектури				
Тема АРМ	Термодинамічний аналіз системи опалення з використанням низькотемпературних джерел теплоти				
	Thermodynamic analysis of a heating system using low-temperature heat sources				
Освітній ступень	Магістр за освітньо-професійною/науковою програмою навчання				
Факультет	Факультет інженерних систем та екології				
Кафедра	Теплогазопостачання та вентиляції				
Спеціальність	Будівництво та цивільна інженерія				
Спеціалізація	Теплогазопостачання та вентиляції				
Керівник	Ваколюк Анатолій Степанович, к.т.н., доцент, доцент				
Обсяг роботи:	Пояснювальна записка				Креслень формату А1
	сторінок	розділів	таблиць	рисуноків	
		6	12	22	8
Розділ 1. Назва	Використання теплових насосів в системах мікроклімату				
Розділ 2. Назва	Інженерні рішення				
Розділ 3. Назва	Термодинамічний аналіз системи опалення з використанням низькотемпературних джерел теплоти				
Розділ 4. Назва	Автоматика систем вентиляції				
Розділ 5. Назва	Охорона праці				
Розділ 6. Назва	Енергозбереження в системах мікроклімату				
Висновки по роботі:	Доведено, що при зниженні температури зовнішнього повітря та збільшенні температури гріючого теплоносія і чисельного комплексу А питома значення витрати зовнішньої енергії на опалення збільшується і свого максимального значення набуває при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування системи опалення.				
Ключові слова: система опалення, тепловий насос, конденсатор, витрата зовнішньої енергії на опалення Keywords: heating system, heat pump, condenser, external energy consumption for heating					

Керівник \_\_\_\_\_ Ваколюк А.С.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Студент \_\_\_\_\_ Сергієнко М.О.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_\_ р.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1. ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ МІКРОКЛІМАТУ	
1.1. Обґрунтування використання теплових насосів в системах мікроклімату.....	
1.2. Види теплових насосів	
1.2.1. Грунтові (геліотермальні) теплові насоси.....	
1.2.2. Гідротермальні (водяні) теплові насоси.....	
1.2.3. Повітряні теплові насоси.....	
1.3. Модернізація систем тепlopостачання з використанням теплових насосів.....	
1.4. Досвід використання теплових насосів в Європі та Україні.....	
Висновки по розділу 1.....	
РОЗДІЛ 2. ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ	
2.1. Об'єкт для розробки систем мікроклімату.....	
2.2. Параметри зовнішнього повітря для розробки систем мікроклімату.....	
2.3. Параметри внутрішнього повітря для розробки систем мікроклімату.....	
2.4. Розробка системи опалення	
2.4.1. Визначення теплової потужності системи опалення приміщень.....	
2.4.2. Прийняті рішення щодо системи опалення.....	
2.5. Розробка систем вентиляції	
2.5.1. Розробка систем вентиляції приміщень бомбосховища	
2.5.1.1. Визначення повітрообмінів в приміщеннях.....	
2.5.1.2. Організація повітрообміну в приміщеннях бомбосховища.....	
2.5.2. Розробка систем вентиляції для приміщень 1-го поверху	
2.5.2.1. Розрахунок надходжень теплоти для приміщення обідньої зали....	

- 2.5.2.2. Розрахунок вологонадходжень для приміщення обідньої зали.....
- 2.5.2.3. Визначення повітрообміну в приміщенні обідньої зали.....
- 2.5.2.4. Визначення повітрообміну в допоміжних приміщеннях 1-го поверху.....
- 2.5.2.5. Організація повітрообміну в допоміжних приміщеннях 1-го поверху.....

### РОЗДІЛ 3. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ

- 3.1. Методика виконання термодинамічного аналізу.....
- 3.2. Виконання розрахунків за наведеною методикою.....

### РОЗДІЛ 4. АВТОМАТИКИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

- 4.1. Загальні відомості і принципи автоматизації систем вентиляції.....
- 4.2. Характеристики систем автоматичного управління повітря обробними установками.....
- 4.3. Функціональна схема автоматики припливно – витяжної установки з пластинчастим рекеператором, рідинним нагрівачем та рідинним охолоджувачем .....
- 4.4. Щит управління для припливно – витяжної установки з рідинним нагрівачем.....

### РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

- 5.1. Причини виникнення пожеж та протипожежні заходи.....
- 5.2. Протипожежна автоматика та пожежна сигналізація.....
- 5.3. Протипожежний інструктаж та навчання.....
- 5.4. Горіння речовини.....

## РОЗДІЛ 6. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ

### МІКРОКЛІМАТУ

- 6.1. Класифікація заходів з енергозбереження в системах мікроклімату
- 6.2. Заходи з енергозбереження в системах опалення.....
- 6.3. Заходи з енергозбереження в системах вентиляції.....
- 6.4. Рекуператори теплоти як пристрої для енергозбереження.....
- 6.5. Використання VAV – систем як один із шляхів енергозбереження..

ЛІТЕРАТУРА.....

ДОДАТОК А.....

ДОДАТОК Б.....

## ВСТУП

У сучасному світі наявність і доступність паливно-енергетичних ресурсів, безперебійність постачання й ефективність їх використання багато в чому визначають стійкість та темпи розвитку будь-якої країни. Не є винятком і Україна, де на сьогодні складається все більш напружена ситуація з забезпеченням енергетичними ресурсами, від успішного вирішення якої може залежати швидкість та якість розвитку країни у майбутньому.

Українська промисловість та побутовий сектор у зараз є надзвичайно енерговитратними, при цьому країна є залежною від енергоносіїв, що видобуваються за її межами, та не має можливості суттєво впливати на рівень цін на імпортовані енергетичні ресурси, в першу чергу на природний газ, та суттєво диверсифікувати його постачання. Це відображається і на економічному розвитку кожного з секторів економіки, і на собівартості продукції підприємств, і на життєвому рівні людей, що вимушені з кожним роком платити за опалення та комунальні послуги все більше. Існуюча наразі ситуація ставить питання економії енергетичних ресурсів в один ряд з ключовими питаннями економічної безпеки держави, а впровадження енергозберігаючих заходів на усіх рівнях господарського механізму визначає першочерговим завданням, від термінів та якості вирішення якого залежить функціонування та навіть виживання всієї країни.

Перші кроки щодо підвищення енергоефективності в Україні почали здійснюватися, починаючи з середини 2000-х рр., при цьому майже щороку одним з головних пріоритетів визначалося розв'язання проблем підвищення енергоефективності житлово-комунального господарства як основного споживача енергетичних ресурсів. В даний час ЖКГ неефективно витрачає енергоресурси:

- втрати теплоти у теплових мережах перевищують нормативні;
- термін служби теплотрас у 4–6 разів нижчий за нормативний;
- ККД деяких котелень - 40%.

Одночасно з проблемами енергозбереження відбувається:

- виснаження природних ресурсів;
- економічна нестабільність цін на нафту;
- глобальна зміна клімату.

Тому чи варто дивуватися тому, що відновлювані джерела енергії сьогодні перебувають у центрі загальної уваги, оскільки є альтернативою традиційним. До них слід зарахувати і теплонасосне обладнання, виробництво якого зростає швидкими темпами в Європі. У світовій практиці найперспективнішими технологіями в системах тепlopостачання вважаються технологічні рішення з використання теплонасосних установок (ТНУ).

## РОЗДІЛ 1

### ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В СИСТЕМАХ МІКРОКЛІМАТУ

#### 1.1. Обґрунтування використання теплових насосів в системах мікроклімату

Одним з актуальних та першочергових завдань ефективного розвитку України є проблема енергозбереження як в економічному, так і в житловому секторі у разі використання енергетичних потоків різної якості. Незважаючи на високі темпи впровадження альтернативних та відновлювальних енергетичних джерел енергії в Європі, США, Японії, особлива увага приділяється сучасним теплотнасосним технологіям [1–7].

Перспективним напрямом натеper є використання природних джерел енергії для теплопостачання житлових і громадських будівель. Методи використання поновлювальної природної теплової енергії економічно ефективні, однак частка застосування теплової енергії докiлля доволі мала. Підвищити ефективність використання природних джерел енергії (повітря, ґрунту, води), особливо для потреб теплопостачання житлових будівель, можна у разі наявності теплових агрегатів, таких як парокомпресійні теплові насоси (ТН) [3].

ТН – це компактна економічна та екологічно чиста установка для теплопостачання, призначена для автономного обігріву та гарячого водопостачання житлових і виробничих приміщень. За рахунок використання теплоти природних побутових та промислових джерел, наприклад, зовнішнього повітря, ґрунту, ґрунтових, артезіанських та термальних вод; природних вод річок, озер, морів; промислових та очищених побутових стоків; води технологічних циклів, витративши 1 кВт електричної енергії, можна отримати 3–5 кВт теплової енергії для теплопостачання [8–12].

Практика показує, що ТН окупається протягом п'яти–семи опалювальних сезонів.

ТН має чотири основні елементи: випарник 1, компресор 2, конденсатор

3 і дросельний клапан 4. У випарнику 1 холодоагент відбирає теплоту з довкілля 6 (землі, води або повітря), нагрівається до температури 6–8°C, закипає і випаровується. Отримана пара стискається компресором 2 і у разі зростання тиску температура холодоагенту піднімається до 35°C...65°C. Ця температура віддається через теплообмінник конденсатора 3 робочої рідини опалювального контуру 5 і холодоагент назад конденсується. Дросельний клапан 4 скидає тиск у конденсаторі 2, перепускаючи холодоагент у випарник 1. Цикл замикається (рис. 1.1).

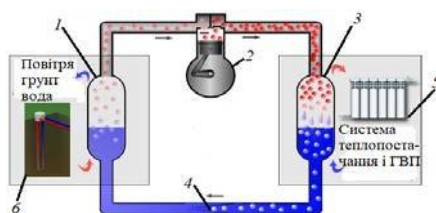


Рис. 1.1. Схема компресійного ТН

1 – випарник; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – дросель; 5 – система теплопостачання; 6 – джерела теплоти повітря, ґрунту, води

ТН – це ефективна заміна газового котла на рідкому, газовому паливі, електричного опалення або твердопаливного котла. Наприклад, для спроектованого та побудованого будинку площею 100 м<sup>2</sup> необхідно 10–12 кВт теплової енергії ТН, яку можна отримати, опустивши два зонди у землю на глибину 100 м, для цього потрібна ділянка землі розміром 6х6 м.

#### **Переваги теплових насосів:**

- ТН використовує споживану енергію на порядок ефективніше котлів, що спалюють паливо або використовують електричну енергію. Низький рівень споживання енергії досягається за рахунок високого коефіцієнта перетворення системи (COP в реальних системах 3 - 5) і дозволяє отримати на 1 кВт витраченої електроенергії 3-5 кВт теплової енергії. У разі реалізації системи пасивного охолодження можливо на 1 кВт електричної енергії отримати до 15-20 кВт потужності пасивного охолодження.

- ТН - більш екологічно чистий метод опалення та кондиціонування, ніж газовий або електричний котел. Під час роботи відсутні шкідливі викиди в навколишнє середовище CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, SO<sub>2</sub>, PbO<sub>2</sub>, що роблять шкідливий вплив на організм людини і природу.
- ТН вибухо- і пожежобезпечний. Немає палива, немає відкритого вогню, небезпечних газів або сумішей. Вибухати тут просто нема чому, не можна також урядити або отруїтися. Жодна деталь не нагрівається до температур, здатних викликати займання горючих матеріалів. Холодоагент в природних умовах летючий, безбарвний, що не горючий газ. Тому справний тепловий насос не може бути джерелом пожежі. Зупинки пристрою не його поломки або замерзання рідин. В одному комплекті обладнання споживач отримує одночасно систему опалення, охолодження та нагріву води.
- по надійності ТН стоїть на щабель вище електро і газових котлів. Особливість ТН в тому, що всі процеси переносу тепла відбуваються в замкнутому, герметичному контурі. Термін служби теплових насосів більше, ніж у класичних джерел тепла. ТН при правильному розрахунку можуть прослужити до 20-30 років і після цього терміну збережуть свою працездатність, шляхом заміни зношених вузлів. Оскільки робота ТН не залежить від поставок органічного палива, відповідно не потрібно прокладати газокомунікації. При правильному розрахунку ТН створює такий же рівень комфорту, як класичний газовий або електричний котел і працює в автоматичному режимі.

#### **Недоліки теплових насосів:**

- більш висока початкова ціна усього комплексу робіт по установці, щодо до газового або електроопалення. Це є основним мінусом теплових насосів;
- в котельні ТН займе стільки ж площі, як і газовий котел, а ось з територією ділянки доведеться попрацювати. Для вертикальних

зондів буде потрібно площу близько 25 м<sup>2</sup> на 1 кВт теплової потужності теплового насоса. Горизонтальний «з'їсть» близько 250 м<sup>2</sup> ділянки на 1 кВт теплової потужності. Розміщення в водоймі також зажадає наявності доступу до берега і площі самої водойми або річки;

- «серцем» ТН є компресор, як правило, спіральний з частотою обертання близько 3000 об / хв. Хоча виробники теплових насосів і застосовують всілякі шумоізоляційні матеріали, звук від теплового насоса може перевищувати 29 звичний шум від газового котла. Особливо це відноситься до моделей теплових насосів з тепловою потужністю більше 15-18 кВт. Для них рекомендується наявність окремого приміщення котельні, а для моделей 40-100 кВт, можливо, застосування додаткових заходів по шумоізоляції приміщення котельні;
- для стабільної роботи ТН, як правило, необхідна наявність трифазної електромережі. Також не потрібно забувати, що у компресора теплового насоса присутні високі пускові струми. Отже, електроживлення мережа повинна бути на це розрахована, якщо ж такого немає, то до теплового насосу необхідно додавати пристрої плавного пуску;
- виконання бурових робіт досить трудомістка задача. У разі застосування вертикального теплообмінника (геотермальні зонди) при монтажі ТН можливе додаткове узгодження бурових робіт. В українському законодавстві на даний момент безліч прогалин щодо документування свердловин під теплові насоси. Можна сказати, його просто немає. І це не дивно, адже технологія ще порівняно нова. Однак не потрібно забувати, що є нормативні документи щодо проведення бурових робіт, і при монтажі теплового насоса на це може піти додатковий час і кошти

## 1.2. Види теплових насосів

### 1.2.1. Ґрунтові (геліотермальні) теплові насоси

Всі джерела низькопотенційної теплоти довкілля, такі як ґрунт, вода і повітря, акумулюють сонячну енергію.

Ґрунт акумулює сонячну енергію у формі теплоти, одержуваної від дощу або з повітря і становить протягом усього року 8–12°C. Ґрунт має властивість зберігати сонячну енергію протягом тривалого часу. Принцип роботи ґрунтового теплового насосу наведено на рис. 1.2.

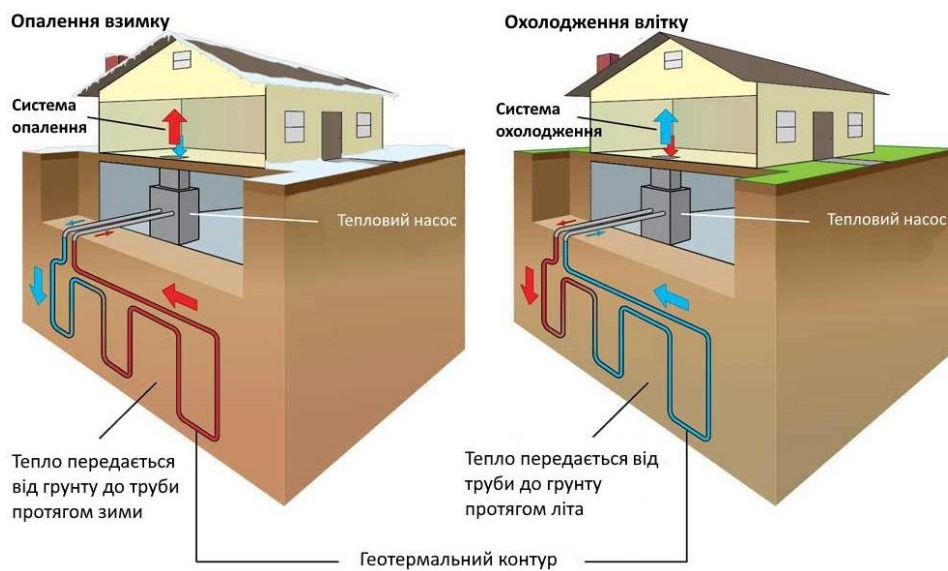


Рис.1.2. Принцип роботи ґрунтового теплового насосу

Акумульована ґрунтом теплота передається сумішшю, яка складається з води і антифризу, точка замерзання якої повинна перебувати приблизно на рівні  $-15^{\circ}\text{C}$ , через горизонтально прокладені ґрунтові теплообмінники або через вертикально розташовані ґрунтові зонди.

Колектори можуть розміщуватись в одному з двох типів компоновань: вертикальному або горизонтальному.

Спіралеподібні колектори є альтернативою у разі використання теплоти ґрунту. За допомогою вертикального буріння вони містяться на глибині від 2 до 4 м на відстані близько 4 м один від одного (рис.1.3). [13]

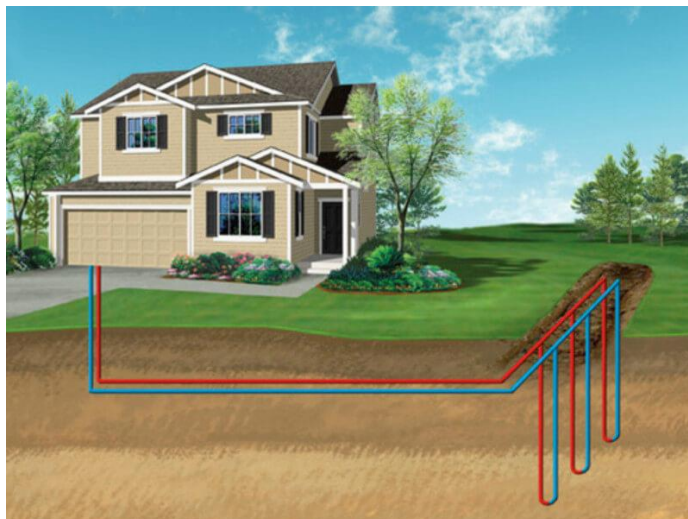


Рис.1.3. Вертикальний ґрунтовий контур

Вертикальний контур є підходящим вибором для більшості випадків, де обмежена площа ділянки. Трубопроводи вставляються в просвердлені отвори діаметром 150 мм на глибину 50-100 м, залежно від умов ґрунту та розміру системи. Зазвичай на кожен кВт потужності теплового насоса потрібно близько 20 - 25 м трубопроводів. У отвори вставляються U-подібні петлі труби.

Колектори, що працюють на енергії ґрунту, розташовуються горизонтально на 20 см нижче границі промерзання ґрунту. На практиці здебільшого ця глибина від 1 м до 1,4 м. Розмір колектора залежить від опалювального навантаження будівлі та особливостей акумулювання енергії.

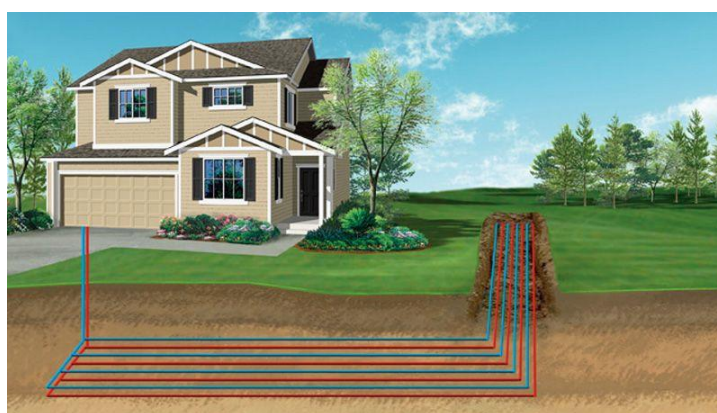


Рис.1.4. Горизонтальний ґрунтовий контур

Горизонтальний контур частіше зустрічається у сільській місцевості,

де є достатня прибудинкова ділянка. Труба розміщується в траншеях, як правило, глибиною від 1,0 до 1,8 м, залежно від кількості труб у траншеї. Як правило, на 1 кВт потужності теплового насоса потрібно 40 - 60 м труби.

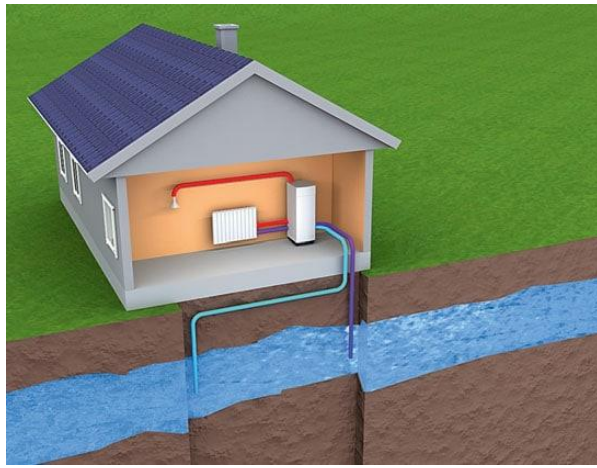
### 1.2.2. Гідротермальні (водяні) теплові насоси

Грунтові води – також акумулятор сонячної теплоти. Навіть у холодні зимові дні вони зберігають постійну температуру до +12°C. Внаслідок незмінного температурного рівня джерела теплоти коефіцієнт трансформації ТН залишається високим протягом усього року.

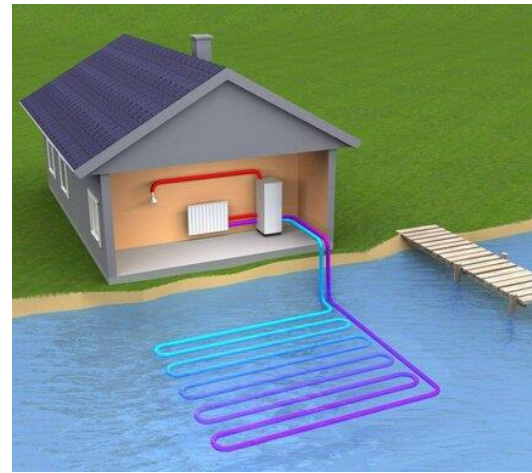
Водяні теплові насоси поділяються на 2 типи:

- системи закритого контуру: використовують замкнутий контур труб з антифризом, занурений у водойму або ґрунтові води;
- системи відкритого контуру: напряду використовують воду з природних джерел (найчастіше ґрунтові води). Однак такі системи вимагають спеціальних дозволів через потенційний вплив на природні водойми. В Україні використання водяних теплових насосів з системами відкритого контуру не заборонено на державному рівні, але воно регулюється рядом законодавчих актів і вимагає отримання дозволів [14].

Аналогічно до ґрунтових теплових насосів в структурі водяних колектори можуть розміщуватись або вертикально, або горизонтально (рис.1.5).



а)



б)

Рис. 1.5. Вертикальне (а) і горизонтальне (б) розміщення колекторів в структурі водяних теплових насосів

В якості теплоносія, який нагрівається, може виступати як повітря, так і вода. Найбільш поширеними серед гідротермальних ТН є типу «вода – вода». В них в якості теплоносія, який гріє, і який нагрівається виступає вода.

Алгоритм роботи наступний:

- вода подається на насос через свердловину, всередині пристрою вона віддає тепло випарній камері, далі повертається в землю через іншу свердловину;
- до випарника потрапляє холодоагент, де через стрімке падіння тиску починає випаровуватися, при цьому холодоагент забирає тепло з внутрішніх стінок випарної камери;
- холодоагент у стані газу переходить у компресор, де стискається і виштовхується на наступний етап, тобто в конденсатор — саме завдяки цій дії зростає температура води;
- в конденсаторі холодоагент нагрівається, утворене тепло віддає об'єкту, котрий необхідно нагріти, після чого переходить знову у рідкий стан.

Цей процес відбувається постійно, поки вода не нагріється до потрібної температури [15].

### 1.2.3. Повітряні теплові насоси

Тепловий насос типу «повітря-вода» — це система, яка забирає тепло з вуличного повітря, перетворює його і передає воді, що циркулює в системі опалення (радіатори, тепла підлога). Ця система може використовуватися для опалення, нагрівання води для побутових потреб (ГВП) та охолодження приміщення, що робить її універсальною. Її переваги — висока енергоефективність (споживає значно менше електроенергії, ніж споживає тепла), екологічність та простота встановлення порівняно з іншими типами насосів, як-от «грунт-вода».

Принцип роботи ТН типу «повітря – вода» проілюстровано на рис. 1.6.

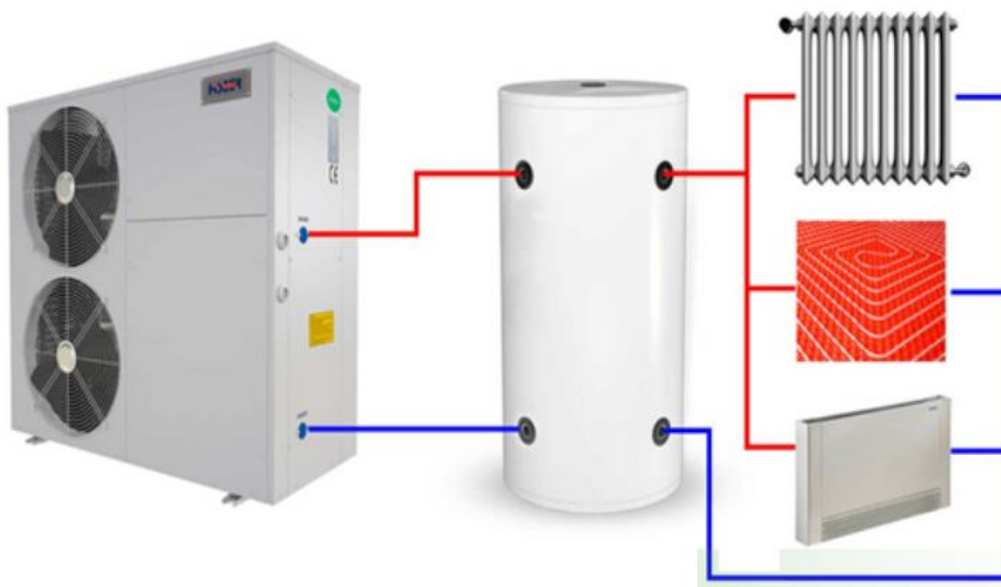


Рис.1.6. Принцип роботи ТН типу «повітря – вода»

Послідовність роботи обладнання наступна:

- у зовнішньому модулі пристрою розташований потужний вентилятор, який забирає повітря з вулиці;
- далі відбувається прямий контакт зовнішнього повітря з випарником (теплообмінником);
- у випарнику циркулює по замкнутому контуру холодоагент, який нагрівається і випаровується (тобто переходить в газоподібний

стан). Особлива властивість холодоагенту - це кипіння при низьких температурах;

- газоподібний холодоагент надходить в компресор (який працює від електрики), де відбувається його стиснення. При стисненні підвищується тиск і температура холодоагента;
- нагріта речовина під високим тиском переміщається в конденсатор, де віддає тепло носію (в даному випадку воді). Після віддачі холодоагент охолоджується, відбувається конденсація і, як наслідок, газоподібний стан переходить в рідкий;
- в контурі встановлений розширювальний вентиль, завданням якого є зниження тиску. Пройшовши його, рідкий холодоагент знову потрапляє в випарник (теплообмінник) і переходить в газоподібний стан. Даний цикл постійно повторюється [16].

ТН «повітря – вода» може експлуатуватися протягом року, однак за низьких температур коефіцієнт трансформації ТН різко зменшується. Повітря легко використовувати як джерело теплоти, оскільки воно є скрізь і в необмеженій кількості.

ТН є ідеальним варіантом для низькотемпературних систем тепlopостачання. До них належить панельне опалення і «тепла підлога». Їх перевагою є те, що вони обходяться низькими температурами (30–40°C). Традиційним радіаторам необхідна температура щонайменше 50°C.

### 1.3. Модернізація систем тепlopостачання з використанням теплових насосів

Модернізація систем централізованого опалення передбачає вбудову в систему теплового насоса. У будинках краще використовувати таке джерело теплоти, як повітря, так як це не вимагає великих витрат, пов'язаних з перебудовою системи опалення. Є прилади, які встановлюються і всередині, і зовні приміщення. Нещодавно розроблені ТН, що працюють на енергії повітря і води з температурою запуску до 75°C, спокійно замінюють котли з мазутною

топкою чи газові котли. Високотемпературні теплові котли створюються спеціально для модернізації системи опалення. Їх перевага полягає в такому, що здебільшого можна продовжувати використовувати вже наявні радіатори – таким чином скорочуються витрати на модернізацію. ТН нового покоління спокійно опалюють житлові приміщення площею до 250 м<sup>2</sup>. Звичайно, в будинках можна також використовувати такі джерела теплоти, як ґрунт і ґрунтові води, в цьому випадку слід віддати перевагу вертикальним колекторам.

Завдяки високій енергоефективності ТН усе більше роблять вибір на користь таких систем для теплопостачання і нагрівання води для житлових будівель різного призначення [3].

Теплонасосні системи (ТНС) теплопостачання дають змогу:

- в 1,5–2 рази знизити необхідну встановлену електричну потужність теплогенеруючого устаткування;
- в 2,5–3 рази знизити плату за електроенергію порівняно з електричними теплогенераторами;
- в 1,5–2,5 рази знизити експлуатаційні витрати порівняно з газовими котлами або котлами на рідкому паливі.

Застосування ТН є не модернізацією традиційних джерел енергії, а прогресивним, високоефективним й екологічно чистим способом перетворення енергії, що дає змогу не тільки зменшити витрати органічного палива у разі одержання теплоти, а й істотно знизити забруднення довкілля. Теплонасосні установки є також багатфункціональними (одночасно виробляють тепло і холод), мобільними, надійними в експлуатації і автоматизованими.

Конкурентоспроможність ТНС порівняно з традиційними системами теплопостачання залежить від багатьох чинників: термодинамічного, конструктивного, економічного характеру, від їхнього функціонального призначення і екологічного впливу на довкілля. Доцільність впровадження ТНС конкретного типу для кожного випадку визначають тільки на підставі техніко- економічних розрахунків [17–20].

Ефективність та технікоекономічна доцільність систем теплопостачання в різних сферах ЖКХ у технологічній підготовці може бути суттєво підвищена у разі впровадження сучасних теплонасосних технологій теплопостачання та енергозбереження. Насамперед це відноситься до утилізації теплоти повітря, ґрунту, води як низькопотенційної енергії природного джерела.

#### 1.4. Досвіт використання теплових насосів в Європі та Україні

У Європі технологія теплових насосів отримує безпрецедентну увагу, насамперед завдяки її значним перевагам у підвищенні енергоефективності та зниженні викидів вуглецю. У 2024 році європейський ринок теплових насосів продовжує демонструвати потужну динаміку зростання, яка тісно пов'язана з політикою європейських урядів щодо сприяння перетворенню енергії та зменшенню залежності від викопного палива.

По-перше, як ефективна та енергозберігаюча технологія опалення, теплові насоси працюють за принципом зворотного циклу Карно, використовуючи невелику кількість електричної енергії для передачі тепла від низькотемпературного джерела (наприклад, повітря, води або геотермальної енергії) до високотемпературного об'єкта для нагріву води або опалення приміщення. Порівняно з традиційними методами опалення тепловий ККД теплових насосів зазвичай може досягати 300%-400% або більше, що означає, що споживання 1 одиниці електроенергії може виробляти в 3-4 рази більше тепла, значно знижуючи споживання енергії та експлуатаційні витрати.

Енергетична криза в Європі, особливо різке зростання цін на природний газ після російсько-українського конфлікту, прискорили просування технологій теплових насосів. План ЄС REPowerEU поставив перед собою мету подвоїти швидкість розгортання теплових насосів до 2030 року з очікуваною сукупною установкою 10 мільйонів теплових насосів у найближчі роки. Ця політика в поєднанні з удосконаленням технології теплових насосів і зниженням витрат призвела до історично високого обсягу

продажів і темпів зростання теплових насосів на європейському ринку [21].

Продажі теплових насосів у 16 країнах за 2022 рік зросли на 38% до 3 млн систем. Це найбільший річний приріст за всі роки моніторингу [22].

Динаміка продажів теплових насосів в Європі, починаючи з 2010 року, наведена на рис. 1.7.

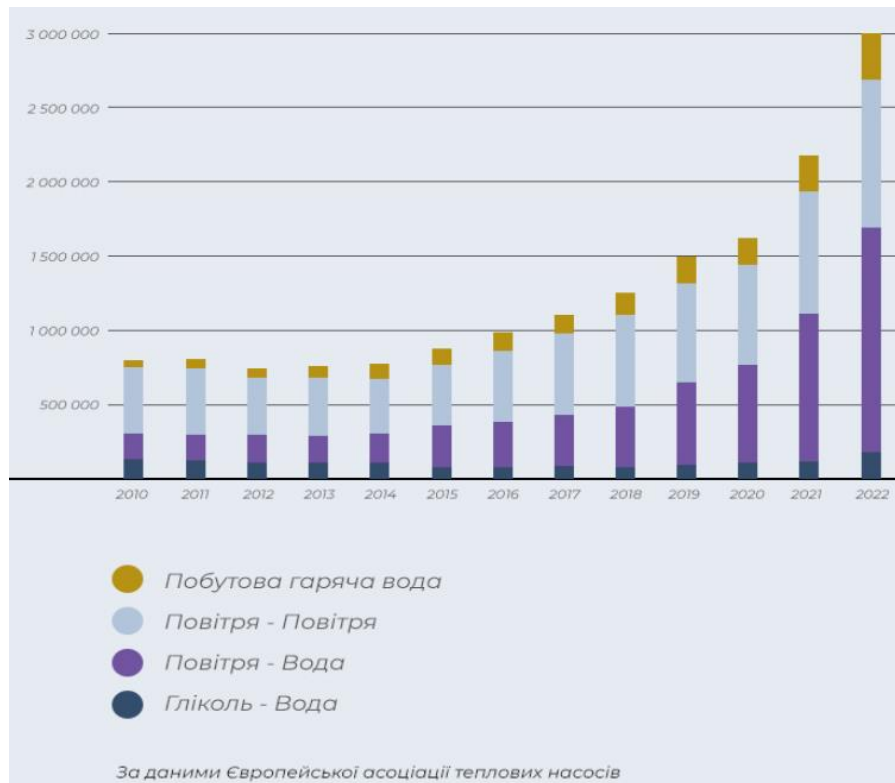


Рис.1.7. Щорічна кількість проданих теплових насосів в Європі, починаючи з 2010 року

Теплові насоси забезпечують опалення 16% житлових та комерційних будівель у країнах, що ввійшли до вибірки.

Дані щодо продажу теплових насосів у різних країнах Європи у 2022 році та динаміка в порівнянні з 2021 роком наведена на рис.1.8.



Рис.1.8. Дані щодо продажу теплових насосів у різних країнах Європи у 2022 році та динаміка в порівнянні з 2021 роком

Зважаючи на вартість теплових насосів, основними рушіями для зростання попиту на таке обладнання є тарифи та державні грантові програми.

Лідером серед європейських країн за темпами зростання продажів у 2022 році була Польща, порівняно з 2021 роком цей показник зріс на 102%. За нею йдуть Чехія (+99%) та Нідерланди (+80%).

## РОЗДІЛ 2

### ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ

#### 2.1. Об'єкт для розробки систем мікроклімату

В якості об'єкта для розробки систем мікроклімату (опалення та вентиляції) виступає їдальня загальноосвітньої школи з бомбосховищем в м. Фастів Київської області.

Підвальний простір об'єкту у відповідності до вимог сьогодення реконструйовано і використовується як бомбосховище. По цій причині 7 приміщень з (044) – (050) використовуються як основні приміщення укриття. Решта приміщень носять технічне та санітарно – технічне призначення, а саме: фільтровентиляційне приміщення, вентиляційна димовидалення, приміщення теплового вузла, приміщення зберігання води, електрощитова, санвузли, умивальня, приміщення прийому їжі.

На першому поверсі будівлі розміщено основні та допоміжні приміщення їдальні, а також лікувального сектору. До приміщень їдальні відносяться: обідній зал, буфет, мийні, комори, приміщення для розігріву страв, зона видачі готової продукції, а також ряд допоміжних приміщень: білизняна, санвузли, завантажувальна, умивальна, приміщення для харчових відходів, душова, санвузол, гардероби для персоналу та відвідувачів.

До приміщень лікувального сектору відносяться: фізіотерапевтичний та терапевтичний кабінети, кабінет зубного лікаря, процедурна.

#### 2.2. Параметри зовнішнього повітря для розробки систем мікроклімату

Чисельні значення температурних параметрів зовнішнього повітря в теплий та холодний періоди року регламентуються п. 5.13 [23]. Чисельні значення цих температур наведені в [24].

Для розробки систем опалення та вентиляції в холодний період року приймаються параметри найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,92.

Для розробки системи кондиціонування - параметри найжаркішої доби забезпеченістю 0,95.

Результати вибору розрахункових параметрів зовнішнього повітря наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри зовнішнього повітря

Період року	$t_{\text{ext}}, ^\circ\text{C}$	$I_{\text{ext}}, \text{кДж/кг}$
Теплий	23	53,6
Холодний	-22	-20,7

### 2.3. Параметри внутрішнього повітря для розробки систем мікроклімату

Параметри внутрішнього повітря для розробки систем опалення та вентиляції в закладах харчування, до яких відносяться їдальні, регламентуються [25].

У даному розділі наводяться дані щодо параметрів внутрішнього повітря для основного приміщення об'єкту, в якості якого розглядається обідня зала їдальні.

Температура повітря в робочій зоні дорівнюватиме:

- в теплий період  $t_{\text{wz}}^T = 20^\circ\text{C}$ ;
- в холодний період  $t_{\text{wz}}^X = 18^\circ\text{C}$ .

Температура припливного повітря приймається:

- теплий період  $t_{\text{in}}^T = 23^\circ\text{C}$ ;
- холодний,  $^\circ\text{C}$ :

$$t_{\text{in}}^X = t_{\text{wz}}^X - \Delta t \quad (2.1)$$

де  $\Delta t$ - припустима різниця температур при поглинання надлишків теплоти;  $\Delta t=3^\circ\text{C}$ .

$$t_{\text{in}}^X = 18 - 3 = 13^\circ\text{C}$$

Чисельне значення температури видаляемого повітря визначається за рівнянням :

$$t_l = t_{wz} + gradt(H - h_{pz}) \quad (2.2)$$

де  $t_{wz}$ - температура повітря в робочій зоні, °С;

$grad t$  – підвищення температури на 1м висоти робочої зони °С/ м;

$H$  - висота приміщення, м.

- для теплого періоду року:

$$t_l^T = 27 + 2,5 \cdot (3,5 - 1,5) = 32^0 C$$

- для холодного періоду року:

$$t_l^X = 18 + 0,8 \cdot (3,3 - 1,5) = 19,4^0 C$$

Всі значення параметрів мікроклімату в приміщеннях наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 - Розрахункові параметри внутрішнього повітря

Період року	Температура в робочій зоні, °С	Рухливість повітря в робочій зоні, м/с	Відносна вологість у робочій зоні, %	Температура припливного повітря, °С	Температура повітря, що видаляється, °С
Теплий	27	0,1	65	23	32
Холодний	18	0,1	65	16	19,4

## 2.4 Розробка системи опалення

### 2.4.1 Визначення теплової потужності системи опалення приміщень

Визначення теплової потужності системи опалення приміщень блоку харчування здійснюється за методикою, наведеною в [26].

У даному об'єкті має місце два види розташування опалювальних приміщень: це ті, які розміщені нижче рівня землі і вище. Відповідно до цього маємо два види огорожувальних конструкцій: ті, які контактують з ґрунтом, і ті, які з ним не контактують.

По цій причині існує два методи розрахунку трансмісійних тепловтрат. Для огорожувальних конструкцій, які контактують з ґрунтом, визначення втрат теплоти даного типу здійснюється за рівнянням:

$$\Phi_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k}) \cdot G_w \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (2.3)$$

де  $f_{g1}$  – поправочний коефіцієнт, що враховує річні коливання температури ґрунту [26] (1,45);

$G_w$  – корегувальний коефіцієнт, що враховує вплив ґрунтових вод [26] (1,0);

$f_{g2}$  – поправочний коефіцієнт на можливе зниження зовнішньої температури, який враховує різницю між середнім коливанням і розрахунковим значенням температури зовнішнього повітря (середню амплітуду коливання) і визначається за формулою

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e}, \quad (2.4)$$

$$f_{g2} = \frac{18 - 8}{18 + 23} = 0,24$$

$A_k$  – площа теплопередачі  $k$ -ї будівельної конструкції огорожень приміщення,  $m^2$ ;

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P}, \quad (2.5)$$

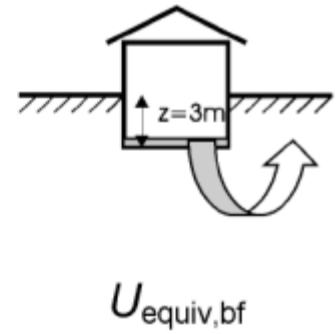
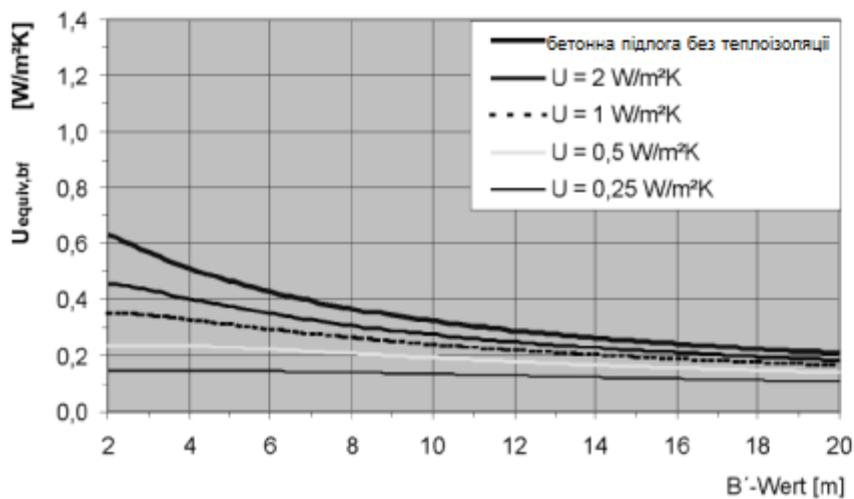
$A_g$  – загальна площа поверху,  $m^2$ ;

$P$  – периметр підлоги, який примикає до ґрунту,  $m$ ;

$U_{equiv,k}$  – коефіцієнт передачі теплоти з урахуванням типу підлоги,  $Wt/m^2 \cdot ^\circ C$ , що залежить від параметру  $B'$  [26].  $B'$  визначається за формулою:

$$B' = \frac{A_g}{0,5 \cdot P} = \frac{1699,9}{0,5 \cdot 165,4} = 20,6 \text{ м}$$

$U_{equiv,k}$  для підлоги опалювального підвалу, яка розміщена нижче рівня землі на 3 м, визначається з використанням рис. 2.1.

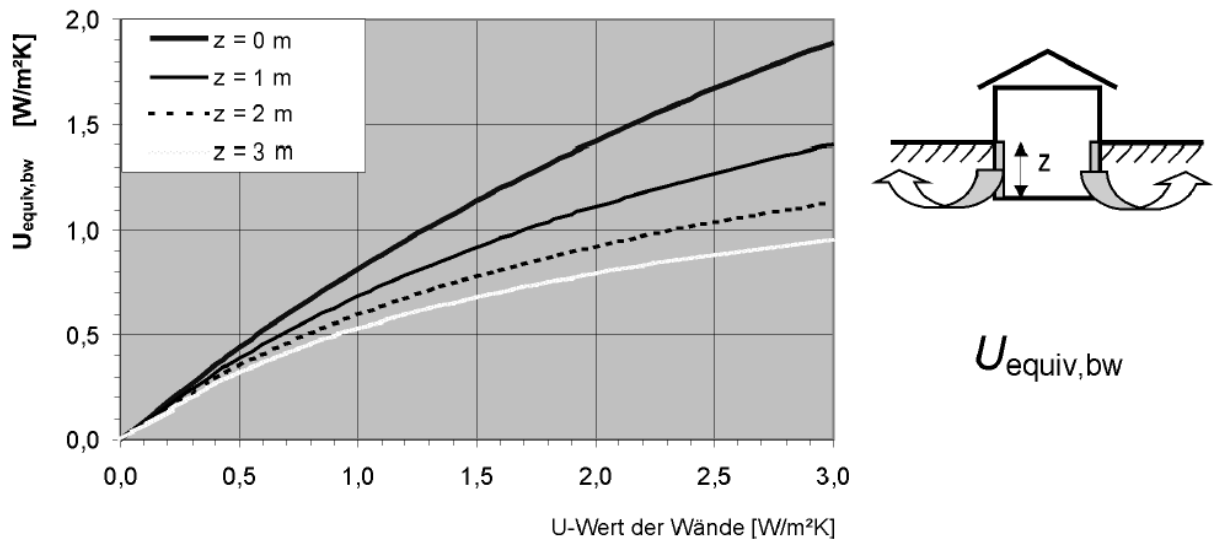


B'-Wert m	$U_{equiv,bf}$ (für $z = 3,0$ m) W/m <sup>2</sup> · K				
	keine Dämmung	$U_{Boden} = 2,0$ W/m <sup>2</sup> · K	$U_{Boden} = 1,0$ W/m <sup>2</sup> · K	$U_{Boden} = 0,5$ W/m <sup>2</sup> · K	$U_{Boden} = 0,25$ W/m <sup>2</sup> · K
2	0,63	0,46	0,35	0,24	0,14
4	0,51	0,40	0,33	0,24	0,14
6	0,43	0,35	0,29	0,22	0,14
8	0,37	0,31	0,26	0,21	0,14
10	0,32	0,27	0,24	0,19	0,13
12	0,29	0,25	0,22	0,18	0,13
14	0,26	0,23	0,20	0,17	0,12
16	0,24	0,21	0,19	0,16	0,12
18	0,22	0,20	0,18	0,15	0,11
20	0,21	0,18	0,16	0,14	0,11

Рис. 2.1. Коефіцієнт теплопередачі плити підлоги опалювального підвалу, що розташована нижче рівня землі на 3,0 м

Таким чином  $U_{equiv,k} = 0,14$  Вт/м<sup>2</sup>·°С.

Коефіцієнт теплопередачі стінових конструкцій опалювального підвалу, що розміщені нижче рівня землі, визначається з використанням рис. 2.2.



$U_{wand}$ W/m <sup>2</sup> · K	$U_{equiv,bw}$ W/m <sup>2</sup> · K			
	$z = 0$ m	$z = 1$ m	$z = 2$ m	$z = 3$ m
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,50	0,44	0,39	0,35	0,32
0,75	0,63	0,54	0,48	0,43
1,00	0,81	0,68	0,59	0,53
1,25	0,98	0,81	0,69	0,61
1,50	1,14	0,92	0,78	0,68
1,75	1,28	1,02	0,85	0,74
2,00	1,42	1,11	0,92	0,79
2,25	1,55	1,19	0,98	0,84
2,50	1,67	1,27	1,04	0,88
2,75	1,78	1,34	1,09	0,92
3,00	1,89	1,41	1,13	0,96

Рис. 2.2. Коефіцієнт теплопередачі стінових конструкцій опалювального підвалу, що розташована нижче рівня землі

$\theta_{int,i} - \theta_e$  - різниця температур внутрішнього та зовнішнього повітря, °C.

Теплова потужність системи опалення для приміщень розміщених нижче рівня землі (бомбосховище) визначається за рівнянням:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} - \sum \Phi_{Q,i} \quad (2.6)$$

де  $\sum \Phi_{Q,i}$  - постійні (періодичні) теплонадходження, Вт, які дорівнюють 10 площ підлоги в приміщенні. Так як приміщення, які розміщені в підвалі будівлі, за своїм призначенням використовуються по мірі необхідності, то складова рівняння (2.6)  $\sum \Phi_{Q,i}$  враховується тільки для тих, де ці тепло

надходження мають постійний характер. В інших випадках теплова потужність системи опалення витрачається на компенсацію трансмісійних втрат теплоти і дорівнює цій величині.

Трансмісійні тепловтрати опалювального приміщення,  $W_t$ , розміщеного вище рівня землі, розраховуються за рівнянням

$$\Phi_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (2.7)$$

де  $f_k$  – поправочний температурний коефіцієнт для  $k$ -будівельного огороження, що враховує додаткові тепловтрати через мости холоду [26];

$A_k$  – площа теплопередачі  $k$ -ї будівельної конструкції огорожень приміщення,  $m^2$ ;

$U_k$  – коефіцієнт передачі теплоти від внутрішнього повітря через  $k$ -ту будівельну конструкцію огороження приміщення до зовнішнього середовища,  $Wt/m^2 \cdot ^\circ C$ ;

Коефіцієнт передачі теплоти від внутрішнього повітря через будівельну конструкцію до зовнішнього середовища є величиною зворотною величині опору теплопередачі даної огорожувальної конструкції.

Для виконання розрахунків теплової потужності системи опалення фактичні значення опорів теплопередачі огорожувальних конструкцій приймаються рівними мінімально припустимим, характерним I кліматичні зоні [27]:

- для зовнішніх стін  $R_{зс}=4 (m^2 \cdot ^\circ K)/Wt$ ;
- для горищного перекриття неопалювального горища  $R_{гп}=6 (m^2 \cdot ^\circ K)/Wt$ ;
- для вікон  $R_B=0,9 (m^2 \cdot ^\circ K)/Wt$ ;
- для зовнішніх дверей  $R_{зд}=0,7 (m^2 \cdot ^\circ K)/Wt$ .

Вентиляційні тепловтрати опалювального приміщення,  $W_v$ , обчислюються за формулою

$$\Phi_{V,i} = 0,34 \cdot V_{min,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (2.8)$$

де  $V_{min,i}$  – мінімальна подача повітря до опалювального приміщення за національними гігієнічними вимогами, м<sup>3</sup>/год. Вона визначається за нормованою кратністю:

$$V_{min,i} = n_{min} \cdot v_i, \quad (2.9)$$

де  $n_{min}$  – мінімальна кратність повітрообміну за санітарно-гігієнічними вимогами [26].

Теплова потужність системи опалення приміщення, Вт, розраховується по формулі

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_i + \Phi_{RH,i} + \Phi_{Q,i}, \quad (2.10)$$

Розрахунок виконується в табличній формі.

Визначення теплової потужності системи опалення будівлі, Вт, за спрощеною методикою виконується за формулою

$$\Phi_{HL} = \Sigma\Phi_{T,i} + \Sigma\Phi_{V,i} + \Sigma\Phi_{RH,i} + \Sigma\Phi_{Q,i}, \quad (2.11)$$

При визначенні теплової потужності для будівлі, внутрішні трансмісійні та вентиляційні теплові потоки між приміщеннями не враховуються.

Розрахунок виконується окремо для приміщень бомбосховища, розміщених нижче рівня землі, і приміщень їдальні, розміщених на першому поверсі будівлі.

Розрахунки ведуться в табличних формах і представлені в таблицях 2.3 та 2.4.

Таблиця 2.3 – Теплова потужність системи опалення приміщень, розміщених нижче рівня землі (бомбосховище)

Приміщення			Огороджувальна конструкція					Коефіцієнт теплопередачі, $U_k$ , Вт/м <sup>2</sup> ·°С	Поправочний коефіцієнт, що враховує річні коливання температури ґрунту, $f_{g1}$	Поправочний коефіцієнт на можливе зниження зовнішньої температури, $f_{g2}$	Кругувальний коефіцієнт, що враховує вплив ґрунтових вод, $G_w$	Характеристика трансмісійних тепловтраг через огорожувальні конструкції приміщення назовні, $H_{T,i}$ , Вт/°С	Трансмісійні тепловтраги приміщення, $\Phi_{T,i}$ , Вт	Інші постійні (періодичні) тепловтраги (надходж.), $\Phi_{\Phi,i}$ , Вт	Теплова потужність системи опалення приміщення, $\Phi_{пл,i}$ , Вт
№ Приміщення/Найменування	Площа приміщення, $A_i$ , м <sup>2</sup>	Температура, $\Theta_{пл,i}$ , °С	Позначення	Довжина, а, м	Ширина (висота), b(h), м	Площа, $A_k$ , м <sup>2</sup>									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
4	16,8	16	ПЛ			16,8	0,14	1,45	0,24	1	0,82	59		59	
Коридор			ЗС1	2	3,3	6,6	0,32	1,45	0,24	1	0,73				
											1,55				
6	41,1	10	ЗС1	11	3,3	35,3	0,32	1,45	0,24	-	16,38	436		436	
Фільтровентиляційне приміщення			ЗС2	5,7	3,3	18,9	0,32	1,45	0,24	-	8,79				
			ПЛ			41,1	0,14	1,45	0,24	-	8,34				
											33,51				
7	17,8	10	ЗС1	3,7	3,3	12,2	0,32	1,45	-	-	5,67	232		232	
Приміщення теплого вузла			ПЛ			17,8	0,14	1,45	-	-	3,61				
											9,28				

Продовження табл.2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
9	32,6	10	ЗС1	3,4	3,3	11,2	0,32	1,45	0,24	-	5,21	487		487
Приміщення вodomірного вузлу			ЗС2	2,2	3,3	7,3	0,32	1,45	0,24	-	3,40			
			ПЛ			32,6	0,14	1,45	0,24	-	6,62			
											15,22			
10	41,1	10	ЗС1	11	3,3	35,3	0,32	1,45	0,24	-	16,38	436		436
Фільтровентиляці йне приміщення			ЗС2	5,7	3,3	18,9	0,32	1,45	0,24	-	8,79			
			ПЛ			41,1	0,14	1,45	0,24	-	8,34			
											33,51			
12+1 3+14 + 15	32,8	22	ПЛ			32,8	0,14	1,45	0,24	-	6,66	293		293
Санвузли														
											6,66			
16	21,4	18	ЗС1	6	3,3	19,8	0,32	1,45	0,24	-	9,19	244		244
Буфет			ПЛ			21,4	0,14	1,45	0,24	-	4,34			
											13,53			
26	37,4	16	ЗС1	3,2	3,3	10,6	0,32	1,45	0,24	-	4,90	237		237
Коридор			ПЛ			37,4	0,14	1,45	0,24	-	7,59			
27	20,7	10	ЗС1	6	3,3	19,8	0,32	1,45	0,24	-	9,19	201		201
Вентиляція димовидалення			ПЛ			20,7	0,14	1,45	0,24	-	4,20			
											13,39			

Продовження табл.2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
28	8,07	16	ЗС1	3	3,3	9,9	0,32	1,45	0,24	-	4,59			
Пункт керування			ПЛ			8,1	0,14	1,45	0,24	-	1,64	224	81	144
											6,23			
29	10,1	16	ЗС1	3,5	3,3	11,6	0,32	1,45	0,24	-	5,36			
Телекомунікаційне приміщення			ПЛ			10,1	0,14	1,45	0,24	-	2,06	267	101	166
											7,42			
30	59,6	16	ЗС1	3,5	3,3	11,6	0,32	1,45	0,24	-	5,36			
Коридор			ПЛ			59,6	0,14	1,45	0,24	-	12,11	454		454
											17,47			
33+ 34+ 35	28,7	20	ПЛ			28,7	0,14	1,45	0,24	-	5,82			
Санвузол для дівчат												244		244
											5,82			
36+ 37+ 38	28,7	20	ПЛ			28,7	0,14	1,45	0,24	-	5,82			
Санвузол для хлопців												244		244
											5,82			
39	9,66	10	ЗС1	4	3,3	13,2	0,32	1,45	0,24	-	6,12			
Приміщення зберігання води			ПЛ			9,7	0,14	1,45	0,24	-	1,96	121		121
											8,09			

Продовження табл.2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
40	18,1	16	ЗС1	4,4	3,3	14,5	0,32	1,45	0,24	-	6,74	166		166
Приміщення пожежогасіння			ПЛ			18,1	0,14	1,45	0,24	-	3,67			
											10,40			
41	25,1	16	ЗС1	4,1	3,3	13,5	0,32	1,45	0,24	-	6,28	341		341
Коридор			ЗС2	6,5	3,3	21,5	0,32	1,45	0,24	-	9,95			
			ПЛ			25,1	0,14	1,45	0,24	-	5,10			
											21,33			
43	29,1	18	ЗС1	5,1	3,3	16,8	0,32	1,45	0,24	-	7,81	443		443
Коридор			ЗС2	7,1	3,3	23,4	0,32	1,45	0,24	-	10,87			
			ПЛ			29,1	0,14	1,45	0,24	-	5,92			
											24,60			
44	149	18	ЗС1	24	3,3	79,2	0,32	1,45	0,24	-	36,75	1539		1539
Основне приміщення укриття			ПЛ			148,7	0,14	1,45	0,24	-	30,18			
											66,93			
45	23,6	18	ПЛ			23,6	0,14	1,45	0,24	-	4,79	158		158
Основне приміщення укриття														
											4,79			
46	79,7	18	ПЛ			79,7	0,14	1,45	0,24	-	16,18	372		372
Основне приміщення укриття														
											16,18			

Продовження табл.2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
47	132	18	ПЛ			132,2	0,14	1,45	0,24	-	26,83	617		617
Основне приміщення укриття														
											26,83			
48	58	18	ПЛ			58,0	0,14	1,45	0,24	-	11,77	330		330
Основне приміщення укриття														
											11,77			
49	151	18	ПЛ			150,9	0,14	1,45	0,24	-	30,64	551		551
Основне приміщення укриття														
											30,64			
50	142	18	ПЛ			141,8	0,14	1,45	0,24	-	28,78	518		518
Основне приміщення укриття														
											28,78			









## 2.4.2 Прийняті рішення щодо системи опалення

Для компенсації втрат теплоти, визначених розрахунком в таблицях 2.3 та 2.4, в будівлі запроєктована двотрубна, тупікова система опалення з насосною циркуляцією. При чому для підвального поверху (бомбосховища) передбачена окрема система опалення. В якості теплоносія використовується вода з параметрами 80-60°C. Джерелом теплоти виступає власний тепловий пункт.

Прокладання магістральних трубопроводів передбачено під стелею підвального поверху, а від розподільних гребінок до опалювальних приладів - в конструкції підлоги. В якості магістральних трубопроводів використовуються труби и PPR PN20 Stabi A (виробництва KAN-TERM), які прокладаються з ухилом 0,002 в бік теплового пункту. Від гребінок до опалювальних приладів запроєктовано прокладання поліетиленових трубопроводів PE-Xc з антидифузійним захистом (виробництва KAN-TERM). Всі трубопроводи ізолюються теплоізоляційним матеріалом K-Flex.

Для відключення та спуску води з відокремлених кілець, гілок, стояків передбачена установка запірної арматури.

В якості опалювальних приладів передбачена установка панельних радіаторів Korado з нижнім підключення типу VKL (рис.2.1).



Рис.2.1. Зовнішній вигляд опалювального приладу Korado з нижнім підключенням типу VKL

Результати підбору типорозміру опалювальних приладів у всіх приміщеннях об'єкту наведені на графічній частині.

Випуск повітря з системи опалення передбачено за рахунок установки кранів Маєвського на опалювальних приладах та розподільвачах.

Спорожнення систем забезпечується за рахунок дренажних кранів, встановлених в приміщенні ІТП та на розподільвачах.

Для гідравлічного регулювання системи на гілках встановлено балансувальні клапани фірми Danfoss.

Гідравлічний розрахунок запроєктованої системи опалення виконано в програмному комплексі Danfoss. Результати в графічній формі наведені в Додатку А, а також на графічній частині проекту.

## 2.5 Розробка систем вентиляції

Аналогічно як і у випадку з системою опалення визначення повітрообмінів для приміщень бомбосховища і приміщень, розміщених на 1-ому поверсі, буде здійснюватись з використанням різних методик, враховуючи особливе призначення приміщень підвалу.

### 2.5.1. Розробка систем вентиляції приміщень бомбосховища

#### 2.5.1.1. Визначення повітрообмінів в приміщеннях

Систему вентиляції сховищ та СПП необхідно проєктувати на два режими: чистої вентиляції (режим І) та фільтровентиляції (режим ІІ).

При режимі чистої вентиляції (режим І) подача у сховище та СПП очищеного від пилу зовнішнього повітря повинна забезпечувати необхідний обмін повітря та видалення з приміщень тепловиділень та вологи.

При режимі фільтровентиляції (режим ІІ) зовнішнє повітря, яке подається у сховище та СПП, повинно очищатися від газоподібних засобів масового ураження, аерозолів та пилу, в тому числі від бойових отруйних, небезпечних хімічних і

радіоактивних речовин та біологічних засобів, продуктів горіння.

У приміщеннях захисних споруд та споруд подвійного призначення граничнодопустимі параметри мікроклімату і газовий склад повітряного середовища залежно від складу осіб, що укриваються, слід приймати за [25].

При укритті людей у захисних спорудах та СПП у основних приміщеннях для укриття повинні дотримуватися допустимі умови мікроклімату (температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря), що визначені по аналогії перебування людей у нервово-емоційному напруженні (характеристики до аналогічної легкої роботи Ia). Параметри мікроклімату контролюються на рівні 0,5 м над верхньою поверхнею сидіння або верхньої лави для лежання (при багаторівневому розміщенні людей), але не нижче ніж 1,5 м над поверхнею підлоги.

Систему вентиляції сховищ та СПП необхідно проектувати на два режими: чистої вентиляції (режим I) та фільтровентиляції (режим II). При режимі чистої вентиляції (режим I) подача у сховище та СПП очищеного від пилу зовнішнього повітря повинна забезпечувати необхідний обмін повітря та видалення з приміщень тепловиділень та вологи.

При режимі фільтровентиляції (режим II) зовнішнє повітря, яке подається у сховище та СПП, повинно очищатися від газоподібних засобів масового ураження, аерозолів та пилу, в тому числі від бойових отруйних, небезпечних хімічних і радіоактивних речовин та біологічних засобів, продуктів горіння.

У приміщеннях захисних споруд та споруд подвійного призначення граничнодопустимі параметри мікроклімату і газовий склад повітряного середовища залежно від складу осіб, що укриваються, слід приймати за таблицею 2.5.

Таблиця 2.5 – Параметри мікроклімату приміщень захисних споруд

Параметри мікроклімату	Розрахункова $t$ °С зовнішнього повітря					
	До 25 °С у кліматичних районах I, III, V			Більше 25 °С у кліматичних районах II, IV		
	чиста вентиляція (режим I)	фільтро-вентиляція (режим II)	регенерація (режим III)	чиста вентиляція (режим I)	фільтро-вентиляція (режим II)	регенерація (режим III)
<b>Для осіб зрілого і літнього віку, підлітків, юнаків</b>						
Температура, °С	28	29	30	29	30	31
Відносна вологість, % до	70	70	70	70	70	70
Швидкість руху повітря, м/с	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Концентрація CO <sub>2</sub> , % об'єму	3	3,5	4	3	3,5	4
Концентрація CO, мг/м <sup>3</sup>	50	75	100	50	75	100
Концентрація летких органічних сполук та загальних летких органічних речовин, мкг/м <sup>3</sup>	<1000	<1000	<1000	<1000	<1000	<1000
Формальдегід, мкг/м <sup>3</sup>	<100	<100	<100	<100	<100	<100
Канцерогенні, мутагенні або репротоксичні речовин (класу 1А та 1В), мкг/м <sup>3</sup>	<5	<5	<5	<5	<5	<5
<b>Для дітей віком до 11 років, вагітних жінок, матерів-годувальниць</b>						
Температура, °С	26	27	28	27	28	29
Відносна вологість, % до	70	70	70	70	70	70
Швидкість руху повітря, м/с	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Концентрація CO <sub>2</sub> , % об'єму	2	2,5	3	2	2,5	3
Концентрація CO, мг/м <sup>3</sup>	30	40	50	30	40	50
Концентрація летких органічних сполук та загальних летких органічних речовин, мкг/м <sup>3</sup>	<700	<700	<700	<700	<700	<700
Формальдегід, мкг/м <sup>3</sup>	<70	<70	<70	<70	<70	<70
Канцерогенні, мутагенні або репротоксичні речовин (класу 1А та 1В), мкг/м <sup>3</sup>	<5	<5	<5	<5	<5	<5

Кількість зовнішнього повітря, яка подається у захисні споруди та СПП, для кліматичного району I, до якого відноситься м. Фастів, становить 10 м<sup>3</sup>/(люд.год). Кількість осіб, яка може одночасно перебувати в приміщенні укриття прийняв у відповідності до технічного завдання.

За наведеними значеннями кількості зовнішнього повітря розрахунок повітрообмінів здійснюється для основних приміщень укриттів (044)-(050). Результати розрахунків наведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Визначення повітрообміну в основних приміщеннях укриттів

№ прим.	Найменування приміщення	Кількість людей, осіб	Необхідний повітрообмін, м <sup>3</sup> /год
044	Основне приміщення укриття	245	2450
045	Основне приміщення укриття	34	343
046	Основне приміщення укриття	133	1333
047	Основне приміщення укриття	220	2200
048	Основне приміщення укриття	123	1230
049	Основне приміщення укриття	280	2800
050	Основне приміщення укриття	245	2450

Для всіх інших приміщень, які відносяться до категорії допоміжних повітрообмін визначається за кратністю з використанням рівняння:

$$L = k_p \cdot V, \quad (2.12)$$

де  $L$  – витрата повітря (повітрообмін), м<sup>3</sup>/год;

$V$  – приміщення, м<sup>3</sup>;

$k_p$  – кратність повітрообміну, 1/(м<sup>3</sup>·год).

Для санітарних вузлів повітрообмін визначається за витратою повітря на 1 санітарний прилад (унітаз та/або умивальник).

Результати розрахунку повітрообмінів для допоміжних приміщень наведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку повітрообмінів в допоміжних приміщеннях бомбосховища

№ прим	Найменування приміщення	Об'єм приміщення, м <sup>3</sup>	Кратність, 1/(м <sup>3</sup> ·год)	Розрахунковий повітрообмін, м <sup>3</sup> /год		Прийнятий повітрообмін, м <sup>3</sup> /год	
				Приплив	Видалення	Приплив	Видалення
007	Приміщення теплового вузла	62,30	3		187		200
008	Електрощитова	42,00	1,5		63		70
009	Приміщення водомірного вузла	114,07	1		114		110
011	Приміщення брудного одягу	52,36	1,5		79		80
012	Туалет для персоналу		50 м, 25	75	75	75	75
013	Умивальна		25	150	150	150	150
014	Туалет для дівчат		50	200	200	200	200
015	Туалет для хлопців		50	200	200	200	200
016	Буфет	74,87	3	224,595	225	250	250
017	Зона прийому їжі	82,22	3	246,645	247	250	250
021	Душова		100	100	100	100	100
022	Душова		100	100	100	100	100
023	Приміщення зберігання води	33,25	1		33		40
024	Універсальна кабіна		50		50		50
025	Універсальна кабіна		50		50		50
028	Пункт керування	28,25	1	28	28	30	30
029	Телекомунікаційне приміщення	35,49	1	35	35	40	40
034	Умивальна для дівчат		25		100		100
035	Туалет для дівчат		50		350		350
036	Туалет для хлопців		50		400		400
037	Умивальна для хлопців		25		100		100
040	Приміщення пожежогасіння	63,21	1,5		95		100
051	Санітарний пост	17,61	2	35,21	35	40	40

### 2.5.1.2. Організація повітрообміну в приміщеннях бомбосховища

В приміщеннях бомбосховища запроєктована припливно – витяжна система вентиляції з механічним спонуканням руху повітря. Всього передбачено 4 припливних системи та 9 витяжних.

Припливна система П1 забезпечує подавання повітря в буфет (016), зону прийому їжі (017) та основне приміщення укриття (050); система П2 – в групу приміщень санітарного призначення (012)-(015) та основні приміщення укриття (048) та (049); система П3 - в групу приміщень санітарного призначення (036)-(037) та основні приміщення укриття (047) та (046); система П4 - в групу приміщень санітарного призначення (034)-(035), основне приміщення укриття (044) та санітарний пост (051).

Витяжна система В1 видаляє повітря з зони прийому їжі (017) та основних приміщень укриття (049) та (050); система В2 – з основних приміщень укриття (045)-(048); система В3 – з буфету (017), приміщення зберігання води (023), пункту керування (028), телекомунікаційного приміщення (029), санітарного посту (051); система В4 – з універсальних приміщень (024) та (025); система В5 – з приміщення теплового вузла (007); система В6 – з приміщення електрощитової (008); система В7 – з приміщення водомірного вузла (009); система В8 – з приміщення пожежогасіння (040); система В9 – з приміщення брудного одягу (011).

В якості повітророзподільників прийняті решітки. Розміри і кількість повітророзподільників, встановлених в кожному приміщенні, визначено виходячи з кількості припливного та видаляемого повітря. Результати підбору наведені на графічній частині проекту.

## 2.5.2. Розробка систем вентиляції для приміщень 1-го поверху

На першому поверсі будівлі розміщені приміщення їдальні та лікувального сектору: обідня зала, зона видачі, мийні, приміщення для розігріву страв, допоміжні та адміністративні приміщення, гардероби, приміщення санітарного призначення, кабінети медичного призначення.

Для приміщення обідньої зали повітрообмін буде визначено за розрахунком, для всіх інших приміщень - за кратністю або мінімальною витратою на одиницю санітарного обладнання.

### 2.5.2.1. Розрахунок надходжень теплоти для приміщення обідньої зали

Теплонадходження від людей,  $Q_l$  Вт, визначаються за формулою:

$$Q_l = q_{\text{ч}} \cdot n_{\text{ч}} \quad (2.13)$$

де  $q_{\text{п}}$  – повне виділення теплоти від однієї особи, Вт/особу;

$n$  – кількість осіб в приміщенні, осіб (50 осіб).

Категорія робіт – легка.

Для теплого періоду року :

$$t_{\text{wz}}^T = 27 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$q_{\text{ч}}^T = 145 \text{ Вт/люд};$$

$$Q_l^T = 145 \cdot 50 = 7250 \text{ Вт}$$

Теплонадходження від джерел штучного освітлення,  $Q_{\text{осв}}$  Вт, визначаються як:

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}} \quad (2.14)$$

де  $E$  – питома освітленість, лк. Для приміщень даної категорії приймається на рівні  $E=200$  лк [26];

$F$  – площа освітленої поверхні (підлоги),  $\text{м}^2$ ;

$q_{\text{осв}}$  - питомі виділення тепла від освітлення,  $\text{Вт}/(\text{м}^2/\text{лк})$ ;

$$q_{осв} = 0,056 \text{ Вт}/(\text{м}^2/\text{лк});$$

$\eta_{осв}$  – частка теплоти, що надходить у приміщення, приймається в залежно від типу освітлення;  $\eta_{осв} = 0,45$ .

$$Q_{осв} = 200 \cdot 386,58 \cdot 0,056 \cdot 0,45 = 1948 \text{ Вт}$$

Теплонадходження від сонячної радіації, Вт, визначаються як:

$$Q_{с.р.} = F_B \cdot q_B^{с.р.}, \quad (2.15)$$

де  $F_n$  - площа вікон,  $\text{м}^2$ ;

$q_B^{с.р.}$  - питомі теплонадходження від сонячної радіації через світлопрозорі огорожувальні конструкції,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

$$Q_{с.р.} = 16,5 \cdot 186 = 3069 \text{ Вт}$$

Теплонадходження від їжі, що остигає, Вт, визначаються за рівнянням:

$$Q_{їжі} = \frac{m \cdot c \cdot (t_n - t_3) \cdot n}{3600 \cdot \tau}, \quad (2.16)$$

де  $m$  – середня маса порції, що остигає, кг (0,85 кг/особу);

$c$  – теплоємність їжі,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$  (3,35  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ );

$t_n$  – початкова температура їжі,  $^\circ\text{C}$  (80  $^\circ\text{C}$ );

$t_3$  – кінцева температура їжі,  $^\circ\text{C}$  (40  $^\circ\text{C}$ );

$n$  – кількість порцій, що остигає, шт;

$\tau$  – тривалість, протягом якої їжа остигає, [д.

$$Q_{їжі} = \frac{0,85 \cdot 3,35 \cdot (80 - 40) \cdot 50}{60 \cdot 4} \cdot 1000 = 27329 \text{ Вт}$$

Загальні теплонадходження визначаються за рівнянням:

$$\sum Q = Q_l + Q_{осв} + Q_{с.р.} + Q_{їжі} \quad (2.17)$$

$$\sum Q = 7250 + 1948 + 3069 + 27329 = 35996 \text{ Вт}$$

### 2.5.2.2. Розрахунок вологонадходжень для приміщення обідньої зали

Джерелом надходження вологи для даного приміщення є відвідувачі. По цій причині кількість вологонадходжень, г/год, визначається за рівнянням:

$$G_{вл} = g \cdot n, \quad (2.18)$$

де  $n$  – кількість осіб в приміщенні, осіб;

$g$ , – питома виділення вологи від однієї особи, г/год·особу.

$$G_{вл} = 150 \cdot 50 = 7500 \text{ г/год}$$

### 2.5.2.3. Визначення повітрообміну в приміщенні обідньої зали

Прядок визначення наступний:

1. За параметрах зовнішнього повітря  $t_{Ext}^T = 23 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $I_{Ext}^T = 53,6 \text{ кДж/кг}$  на Id-діаграмі вологого повітря будується точка Ext, що характеризує стан зовнішнього повітря.
2. Визначається значення кутового коефіцієнта проміну процесу,  $\varepsilon^T$ , кДж/кг:

$$\varepsilon^T = \frac{3600 \cdot Q_{над}^T}{G^T}, \quad (2.19)$$

де  $Q_{над}^T$  - загальні теплонадходження в теплий період, Вт;

$G^T$  - загальні вологовиділення в теплий період кг/год.

$$\varepsilon^T = \frac{3600 \cdot 35996}{7500} = 17278 \text{ кДж/кг}$$

3. Через т. Ext проводиться проміну повітря. На перетинанні з ізотермою  $t_{wz}^T = 27 \text{ }^\circ$  знаходиться положення т. Wz, яка характеризує параметри повітря в робочій зоні. А на перетинанні з ізотермою  $t_l^T = 32 \text{ }^\circ$  - положення т. L, яка характеризує параметри видаляемого повітря.
4. Необхідний повітрообмін визначається за рівнянням:

$$G'_{np} = \frac{3,6 \cdot Q_{над}^T}{I_L^T - I_{Ext}^T}, \quad (2.20)$$

де  $I_L^T$ ,  $I_{Ext}^T$  - значення ентальпії відповідно в т.Л та т. Ext.

$$I_L^T = 69 \text{ кДж/кг};$$

$$I_{Ext}^T = 53,6 \text{ кДж/кг};$$

$$G'_{np} = \frac{3,6 \cdot 35996}{69 - 53,6} = 8414 (\text{кг/год}).$$

б) Виходячи з умов асиміляції вологи, кг/год:

$$G''_{np} = \frac{G_{вл}^T}{d_L^T - d_{Ext}^T}, \quad (2.21)$$

де  $d_L^T$ ,  $d_{Ext}^T$  - значення вологовмісту відповідно в т.Л та т. Ext..

$$d_L^T = 14,1 \text{ г/кг}_{св};$$

$$d_{Ext}^T = 13,7 \text{ г/кг}_{св};$$

$$G''_{np} = \frac{7500}{14,1 - 13,7} = 8333 \text{ кг/год}.$$

Серед отриманих величин в якості розрахункової приймається більша, а саме  $G'_{np} = 8414 \text{ кг/год} = 7000 \text{ м}^3 / \text{год}$

Підготовка повітря даної кількості перед подавання в приміщення здійснюється у припливно – витяжній установці ПВ1 GreenSTR-9 виробництва компанії Aerostar. Установка забезпечена роторним рекуператором з метою зниження навантаження на водяний повітрянагрівач. Підбір обладнання виконувався в програмному комплексі фірми – виробника. Результати підбору наведені у Додатку А.

#### 2.5.2.4. Визначення повітрообміну в допоміжних приміщеннях 1-го поверху

Повітрообмін в допоміжних приміщеннях 1-го поверху визначається за кратністю з використанням рівняння (2.8), а також за витратою повітря на 1 санітарно – технічний прилад для приміщень санітарного призначення.

Результати розрахунків наведені в таблиці 2.7.

#### 2.5.2.5. Організація повітрообміну в допоміжних приміщеннях 1-го поверху

В приміщеннях 1-го поверху запроєктована припливно – витяжна система вентиляції з механічним спонуканням руху повітря. Всього для організації повітрообміну проектом передбачено три припливно витяжна системи: ПВ1, яка забезпечує подавання і видалення повітря з приміщення обідньої зали (124), ПВ2 - з приміщень гардеробу (136) та (137), ПВ3 – з приміщень лікувального сектору (140)-(144); одна припливна П1, яка забезпечує подавання повітря в приміщення гардеробу для персоналу (108), завантажувальної (114), мийної тари (116), приміщення для розігріву страв (117), сортувальної довидачі готової продукції (122), буфету (126), мийної столового посуду (129), мийної кухонного посуду (130), сервізної (131).

Дев'ять витяжних забезпечують видалення повітря з наступних приміщень:

В1 – умивальної (125), буфету (126), підсобного приміщення (127), мийної буфету (128);

В2 – мийної столового (129) та кухонного (130) посуду;

В3 – санвузлів для відвідувачів та МГН (129) та (130);

В4 – мийної тари (116);

В5 – приміщення для холодильників (120);

В6 – комори для соків (119);

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку повітрообмінів в допоміжних приміщеннях 1-го поверху

№ прим	Найменування приміщення	Об'єм приміщення, м <sup>3</sup>	Кратність, 1/(м <sup>3</sup> /год)		Розрахунковий повітрообмін, м <sup>3</sup> /год		Прийнятий повітрообмін, м <sup>3</sup> /год	
			Видалення	Приплив	Приплив	Видалення	Приплив	Видалення
108	Гардероб для персоналу	73,57		1,5	110,355		110	
111	Душ для персоналу		50			50		50
112	Санвузол для персоналу		75			75		75
113	Білизняна	19,32	3			58		60
114	Завантажувальна	62,3	3		187		190	
115	Приміщення для харчових відходів	28,49	9		256	256	260	260
116	Мийна тари	23,00	6		138	138	130	130
117	Приміщення для розігріву страв	89,53	2,5		224	224	230	230
119	Комора для соків	65,87	2			132		130
120	Приміщення для холодильників	36,54	2			73		70
122	Сортувальна довидачі готової продукції	71,40	2	3	143	214	140	220
125	Умивальна		50			50		50
126	Буфет	66,68	3		200	200	200	200
127	Підсобне приміщення	48,97	1			49		50
128	Мийна буфету	19,46	1			19		20
129	Мийна столового посуду	87,61	3	5,5	263	482	260	480
130	Мийна кухонного посуду	52,50	3	6	158	315	150	320
131	Сервізна	42,88	3	4	129	172	130	170
132	Санвузол для відвідуваів		75			50		50
133	Санвузол для МГН		75			75		75
136	Гардероб	174,58	1,5		262	262	260	260
137	Гардероб	294,56	1,5		442	442	440	440
140	Фізіотерапевтичний кабінет	62,30	1,5		93	93	100	100
141	Кабіне зубного лікаря	40,67	2		81	81	80	80
142	Процедурна	39,03	1,5		59	59	60	60
143	Терапевтичний кабінет	57,75	1,5		87	87	90	90
144	Приміщення чергового	68,95	1		69	69	70	70

В7 – душу та санвузлу для персоналу (111) та (112);  
В8 – приміщення для харчових відходів (115);  
В9 – білизняної (113), приміщення для розігріву страв (117),  
сортувальної довидачі готової продукції (122) та сервізної (131).

Схема розподілу повітря у всіх приміщеннях прийнята «зверху – вниз». В якості повітророзподільних пристроїв в приміщенні обідньої зали прийняті стельові дифузори ПДК – 14, зовнішній вигляд яких наведено на рис. 2.1.

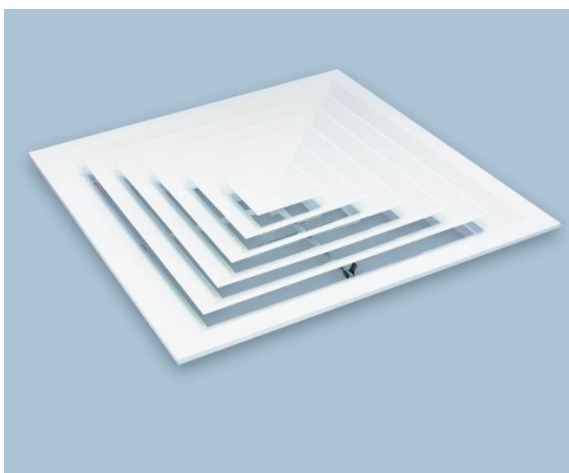


Рис.2.1. Зовнішній вигляд стельових дифузорів ПДК-14

Схема розміщення стельових повітророзподільників і їх кількість наведені на графічній частині проекту.

В приміщеннях санітарного призначення (душові, санвузли умивальні) в якості повітророзподільників використані припливно – витяжні вентиляційні анемостати А150 ВРФ (рис.2.2).



Рис.2.2. Зовнішній вигляд припливно –витяжного вентиляційного анемостату А150 ВРФ

У всіх інших приміщеннях 1-го поверху подавання і видалення повітря забезпечується з використанням вентиляційних рещіток різного розміру.

Розміри повітропроводів визначені виходячи з величини витрати повітря на ділянці і значення припустимої швидкості повітря. Результати підбору наведено на графічній частині проєкту.

РОЗДІЛ 3  
ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ З  
ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ

3.1. Методика виконання термодинамічного аналізу

Для проведення термодинамічного аналізу в якості низькотемпературного джерела теплоти для водяної системи опалення обрано тепловий насос типу «розсіл – вода». Принципова схема низькотемпературно системи водяного опалення наведена на рис.3.1.

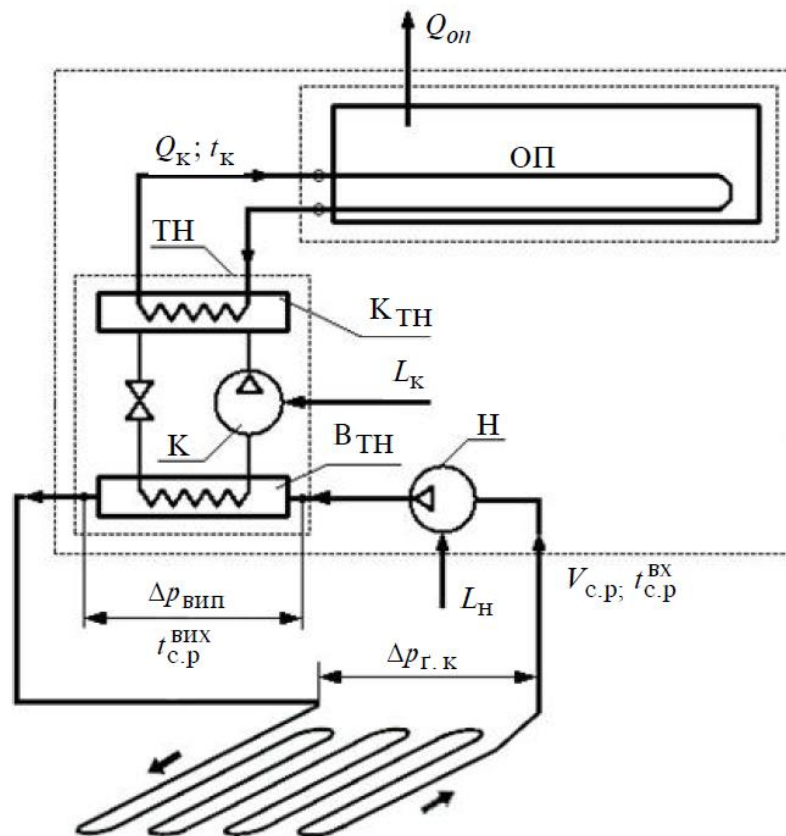


Рис.3.1. Принципова схема низькотемпературної системи водяного опалення на базі ґрунтового теплового насосу типу «розсіл – вода»: ОП – приміщення, що опалюється, ТН – тепловий насос, К<sub>ТН</sub> – конденсатор ТН, В<sub>ТН</sub> – випарник ТН; К – компресор; Н- насос

Принцип роботи системи наступний: по трубах ґрунтового колектора рухається теплоносії, що не замерзає (розсіл). Він нагрівається за рахунок теплоти ґрунту, яка передається через стінки ґрунтового колектора. Отримана таким чином теплота передається воді, яка рухається в трубопровідній системі опалення будівлі. Росяний розчин з температурою  $t_{c.p.}^{ex}$  і об'ємною витратою  $V_{c.p.}$  за рахунок роботи насоса з ґрунтового колектора надходить у випарник ТН. Тут відбувається його охолодження і в кінці його температура досягає значення  $t_{c.p.}^{in}$ . Тепловтрати будівлі, яка опалюється оцінюються величиною  $Q_{on}$ . Для їх компенсації використовується тепловий потік від конденсатора ТН  $Q_K$  з температурою теплоносія  $t_K$  на вході в систему опалення.

При заданому значенні величини теплового потоку  $Q_K$  зміна зміни його об'ємної затрати. Це викликає зміну витрат енергії на привід насоса. Разом з цим, зміна температури  $t_{c.p.}^{in}$  при постійному значенні температури на виході з конденсатора  $t_K$  призводить до зміни умов роботи та витрат енергії на привід компресора ТН. У зв'язку з тим, що витрати енергії на привід компресора ТН і насоса, що забезпечує рух соляного розчину до випарника, змінюються в протилежних напрямках, має бути оптимальне значення температури соляного розчину  $t_{c.p.}^{opt}$ , яке буде відповідати мінімуму сумарних витрат енергії на систему опалення в цілому.

Для визначення оптимальних режимів роботи ТН та насоса доцільно проаналізувати питомі сумарні витрати енергії на систему опалення. Вони можуть бути визначені за рівнянням:

$$l_{on} = \frac{L_{сум}}{Q_{on}} = \frac{L_K + L_H}{Q_K}, \quad (3.1)$$

де  $L_K$  та  $L_H$  - витрати енергії на компресор та насос відповідно;

$Q_K$  - тепловий потік, відведений від конденсатора ТН.

В свою чергу витрати енергії на компресор  $L_K$  визначаються за рівнянням:

$$L_K = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1}, \quad (3.2)$$

де  $\varphi$  — коефіцієнт трансформації ТН.

Якщо зневілювати впливом дисипації енергії, яка витрачається на подолання потоком соляного розсолу гідравлічного опору випарника, тепловий потік у випарнику  $Q_{\text{вип}}$  може бути визначений за рівнянням:

$$Q_{\text{вип}} = V_{c.p.} \cdot \rho_{c.p.} \cdot c_p \cdot (t_{c.p.}^{\text{ex}} - t_{c.p.}^{\text{in}}), \quad (3.3)$$

де  $V_{c.p.}$  - об'ємна затрата соляного розсолу, м<sup>3</sup>/год;

$\rho_{c.p.}$  - густина 25 %-го водяного розчину етиленгліколю, кг/м<sup>3</sup>;

$c_p$  - теплоємність 25 %-го водяного розчину етиленгліколю,

кДж/кг · К [6].

Витрати енергії на привід насосу можна визначити як:

$$L_H = \frac{V_{c.p.} \cdot \Delta p}{\eta_H \cdot \eta_{\text{пр}}}, \quad (3.4)$$

де  $\Delta p = \Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{г.к}}$  — сумарні втрати тиску у випарнику ТН та ґрунтовому колекторі;

$\eta_H$ ,  $\eta_{\text{пр}}$  - ККД насоса та його приводу відповідно. Для виконання розрахунків можна припустити, що в оптимальному режимі роботи насоса  $\eta_H = 0,8$ , а ККД приводу  $\eta_{\text{пр}} = 0,95$ .

Тепловий потік, відведений від конденсатора,  $Q_K$ , що в рівнянні (3.1) може бути визначений з рівняння теплового балансу

$$Q_K = Q_{\text{вип}} + L_K \quad (3.5)$$

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН,  $\varphi$ , може бути наведений у такому вигляді:

$$\varphi = \varphi_T \eta_{\text{ТН}}, \quad (3.6)$$

де  $\eta_{\text{ТН}}$  — ККД ТН. Для виконання розрахунків може бути прийнятий на рівні 0,6;

$\varphi_T$  — теоретичний коефіцієнт трансформації ТН, який із урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі можна визначити за співвідношенням:

$$\varphi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_B^{TH}}{T_K^{TH}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{c.p.}^{eux} - \Delta t_{Bun}}{273 + t_K + \Delta t_K}}, \quad (3.7)$$

де  $T_B^{TH}$  - температура випаровування робочого агента у випарнику ТН, К;

$T_K^{TH}$  - температура конденсації робочого агента в ТН, К;

$t_{c.p.}^{eux}$  - температура соляного розчину на виході з випарника, °С;

$t_K$  - температура води на виході з конденсатора, °С;

$\Delta t_{Bun}$  - різниця температур соляного розчину та робочого тіла ТН на виході з випарника, °С;

$\Delta t_K$  - різниця температур робочого тіла ТН та води на виході з конденсатора, °С.

У відповідності до рекомендацій для виконання розрахунків приймається  $\Delta t_{Bun} = 5^\circ\text{C}$  та  $\Delta t_K = 5^\circ\text{C}$ .

Температура води на виході з конденсатора  $t_K$  дорівнює температурі гріючого теплоносія на вході в систему опалення. При визначенні цієї температури необхідно враховувати наступне : в опалювальному приладі є різниця температур між температурою гріючого теплоносія  $t_K$ , який подається від джерела теплоти, та температурою в приміщенні  $t_{II}$ . При зниженні температури навколишнього середовища збільшується тепловий потік, необхідний для опалення. Так як корисна площа опалювального приладу стала, за рівнянням теплопередачі необхідно підвищувати цю різницю температур  $t_K - t_{II}$ , та, як наслідок, температуру теплоносія  $t_K$ . Отже,  $t_K$  так само, як і  $Q_K$ , зростає зі зниженням температури навколишнього середовища  $t_0$ .

Для визначення цієї температури використовується наступне рівняння:

$$t_K = t_n - (t_m^p - t_n) \left( \frac{t_n - t_0}{t_n - t_0^p} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (3.8)$$

де  $t_m^p$  - розрахункова температура гріючого теплоносія при розрахунковій температурі навколишнього середовища  $t_0^p$ .

Для низькотемпературної системи опалення  $n = 0$ .

Розрахункова температура гріючого теплоносія для низькотемпературної системи опалення для виконання розрахунків приймається  $t_m^p = 30; 40; 50$  °С.

Із урахуванням рівнянь (3.2) - (3.6) вираз (3.1) для визначення питомих затрат зовнішньої енергії на опалення прийме наступний вигляд

$$l_{on} = \frac{1}{\varphi} \left[ 1 + \frac{A(\varphi - 1)}{(t_{c.p.}^{ex} - t_{c.p.}^{sux}) \eta_n \eta_{np}} \right], \quad (3.9)$$

де  $A$  - комплекс постійних величин (який залежить в основному від опору випарника та ґрунтового колектора), °С.

Діапазон зміни комплексу постійних величин  $A = 0,005—0,027$  обрано із урахуванням реальних значень гідравлічного опору випарника прийняті в діапазоні  $\Delta p_{вип} = 10 - 40$  кПа та в ґрунтовому теплообміннику  $\Delta p_{г.т.} = 10 - 65$  кПа.

Відомо, що температура соляного розчину на виході із ґрунтового теплообмінника протягом опалювального сезону практично не змінюється і становить близько 3 °С. По цій причині температура соляного розчину на вході до випарника  $t_{c.p.}^{ex}$  була прийнята = 3 °С.

Таким чином, питомі затрати зовнішньої енергії на опалення залежать від комплексу постійних величин  $A$ , температури навколишнього середовища  $t_0$ , температури соляного розчину на виході з випарника та розрахункової температури гріючого теплоносія.

### 3.2. Виконання розрахунків за наведеною методикою

Для виконання розрахунків приймаються приміщення бомбосховища, які розміщені в підвалі будівлі. Це обґрунтовано тим, що в них у відповідності до діючої нормативно – технічної документації необхідно передбачити окрему систему опалення, яка буде працювати незалежно від інших поверхів.

Розрахунок питомих витрат зовнішньої енергії на роботу системи опалення буде виконуватись за рівнянням (3.9). У ньому залишаються 2 параметри, значення яких змінюється – комплекс постійних величин  $A$  та теоретичний коефіцієнт трансформації  $\phi$ . Що стосується комплексу  $A$ , то всі розрахунки будуть прийняті для наступних чисельних значень даного параметру: 0,005, 0,015 та 0,027.

Вихідні дані для виконання розрахунків наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для виконання розрахунків

Найменування параметра	Позначка	Одиниці вимірювання	Чисельне значення
Температура повітря в приміщенні	$t_{II}$	°C	18
Розрахункова температура гріючого теплоносія	$t_m^p$	°C	30; 40; 50
Розрахункова температура зовнішнього повітря	$t_0^p$	°C	-23
Прийняте значення температури зовнішнього повітря	$t_0$	°C	+15...-23 з кроком в 5°C
	$n$		0
Температура соляного розчину на виході з випарника	$t_{c.p.}^{вих}$	°C	3
Різниця температур соляного розчину та робочого тіла ТН на виході з випарника	$\Delta t_{Bun}$	°C	5
Різниця температур робочого тіла ТН та води на виході з конденсатора	$\Delta t_k$	°C	5
ККД теплового насосу	$\eta_H$		0,8
ККД роботи приводу	$\eta_{II}$		0,95

У рівнянні (3.7) по якому ведеться розрахунок теоретичного коефіцієнту трансформації єдиною величиною, яка змінюється в залежності від зовнішніх умов, є температура води на виході з конденсатора  $t_k$ . Її розрахунок виконується за формулою (3.8).

Чисельні значення всіх членів рівняння наведені в таблиці 3.1. Розрахунок буде проводитись при різних значеннях температур зовнішнього повітря від +15°C до -23°C з кроком 5°C при температурі гріючого теплоносія 30, 40 та 50°C.

Результати розрахунків наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків температури води на виході з конденсатора,  $t_K$ , при різних значеннях температури зовнішнього повітря та температури гріючого теплоносія

Температура зовнішнього повітря, $t_0$ , °C	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-23
$t_K$ при $t_m^p=30^\circ\text{C}$	19	20	22	23	25	26	28	29	30
$t_K$ при $t_m^p=40^\circ\text{C}$	20	22	25	28	30	33	36	38	40
$t_K$ при $t_m^p=50^\circ\text{C}$	20	24	28	32	36	40	44	48	50

Графічне відображення отриманих результатів наведено на рис.3.1.

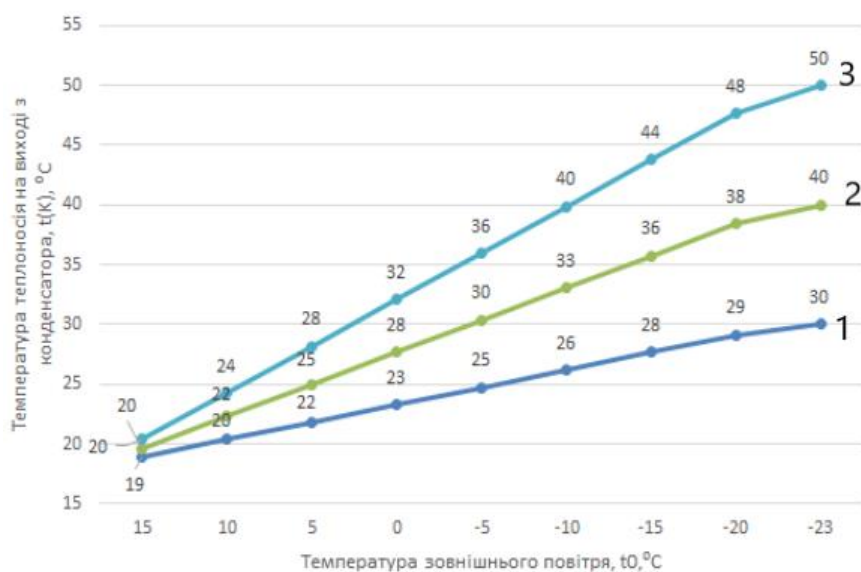


Рис.3.1. Графічна залежність температури теплоносія на виході з конденсатора,  $t_K$ , від температури навколишнього середовища,  $t_0$ , та температури гріючого теплоносія  $t_m^p$ : 1 - при  $t_m^p=30^\circ\text{C}$ ; 2 - при  $t_m^p=40^\circ\text{C}$ ; 3 - при  $t_m^p=50^\circ\text{C}$ ;

Наведені результати показують, що при зниженні температури зовнішнього повітря температура теплоносія на виході з конденсатора (на вході в опалювальне приміщення) очікувано збільшується. І чим вище температура гріючого теплоносія, тим вище температурний показник теплоносія на виході з конденсатора. І при розрахунковій температурі системи опалення цей параметр змінюється від 30 до 50 °С.

З використанням отриманих результатів було виконано розрахунок теоретичного коефіцієнту трансформації теплового насосу при різних значеннях температури гріючого теплоносія  $t_m^p$  і комплексу А.

Результати розрахунків наведені в таблицях 3.2, 3.3 та 3.4.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку питомих витрат зовнішньої енергії на опалення,  $l_{on}$ , при різних значеннях температури гріючого теплоносія  $t_m^p$  і комплексу  $A=0,005$

Температура зовнішнього повітря, $t_0$ , °С	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-23
$l_{on}$ при $t_m^p=30^\circ\text{C}$	0,147	0,155	0,162	0,169	0,177	0,184	0,191	0,198	0,202
$l_{on}$ при $t_m^p=40^\circ\text{C}$	0,151	0,164	0,178	0,191	0,204	0,216	0,229	0,241	0,248
$l_{on}$ при $t_m^p=50^\circ\text{C}$	0,155	0,174	0,193	0,212	0,230	0,247	0,265	0,281	0,291

Графічна залежність питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від температури зовнішнього повітря та температури гріючого теплоносія за умови  $A=0,005$  наведена на рис. 3.2.

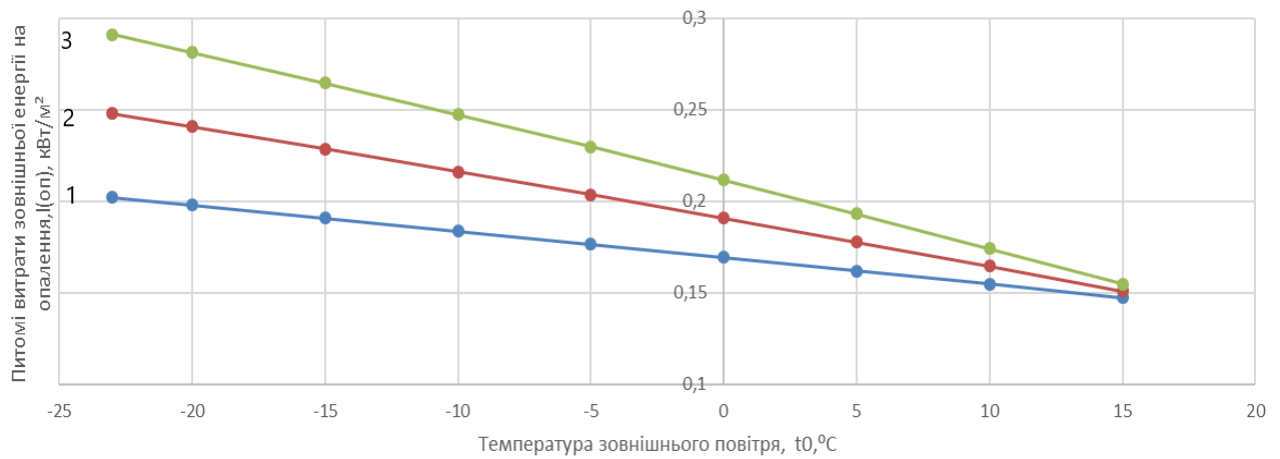


Рис. 3.2. Графічна залежність питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від температури зовнішнього повітря та температури гріючого теплоносія за умови  $A=0,005$ : 1 - при  $t_m^p = 30^\circ\text{C}$ ; 2 - при  $t_m^p = 40^\circ\text{C}$ ; 3 - при  $t_m^p = 50^\circ\text{C}$

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку питомих витрат зовнішньої енергії на опалення,  $l_{on}$ , при різних значеннях температури гріючого теплоносія  $t_m^p$  і комплексу  $A=0,015$

Температура зовнішнього повітря, $t_0, ^\circ\text{C}$	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-23
$l_{on}$ при $t_m^p = 30^\circ\text{C}$	0,151	0,158	0,166	0,173	0,180	0,187	0,194	0,201	0,205
$l_{on}$ при $t_m^p = 40^\circ\text{C}$	0,155	0,168	0,181	0,194	0,207	0,220	0,232	0,244	0,251
$l_{on}$ при $t_m^p = 50^\circ\text{C}$	0,158	0,178	0,197	0,215	0,233	0,251	0,268	0,284	0,294

Графічна залежність питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від температури зовнішнього повітря та температури гріючого теплоносія за умови  $A=0,015$  наведена на рис. 3.3.

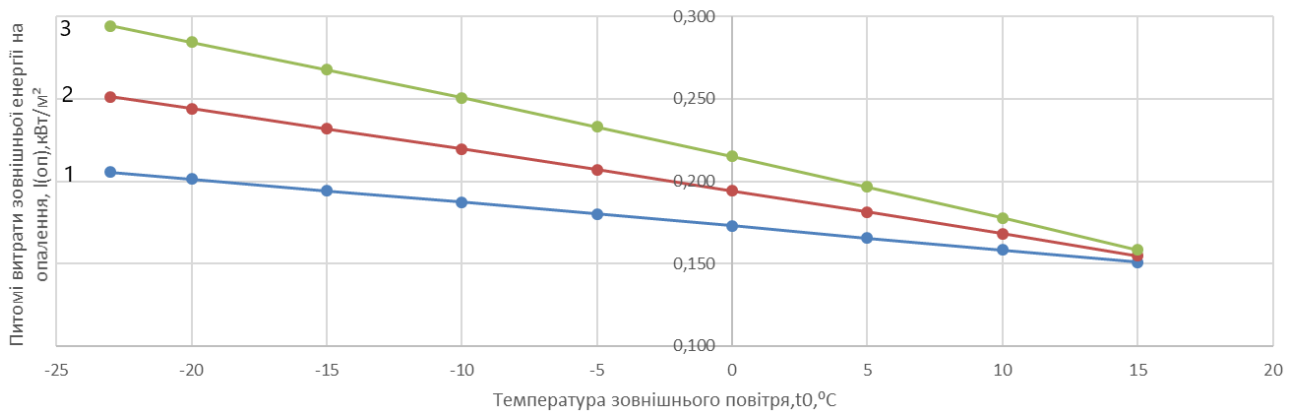


Рис. 3.3. Графічна залежність питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від температури зовнішнього повітря та температури гріючого теплоносія за умови  $A=0,015$ : 1 - при  $t_m^p=30^\circ\text{C}$ ; 2 - при  $t_m^p=40^\circ\text{C}$ ;  
3 - при  $t_m^p=50^\circ\text{C}$

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку питомих витрат зовнішньої енергії на опалення,  $l_{on}$ , при різних значеннях температури гріючого теплоносія  $t_m^p$  і комплексу  $A=0,027$

Температура зовнішнього повітря, $t_0$ , °C	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-23
$l_{on}$ при $t_m^p=30^\circ\text{C}$	0,155	0,163	0,170	0,177	0,184	0,192	0,199	0,206	0,210
$l_{on}$ при $t_m^p=40^\circ\text{C}$	0,159	0,172	0,186	0,199	0,211	0,224	0,236	0,248	0,255
$l_{on}$ при $t_m^p=50^\circ\text{C}$	0,163	0,182	0,201	0,219	0,237	0,255	0,272	0,288	0,298

Графічна залежність питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від температури зовнішнього повітря та температури гріючого теплоносія за умови  $A=0,027$  наведена на рис. 3.4.

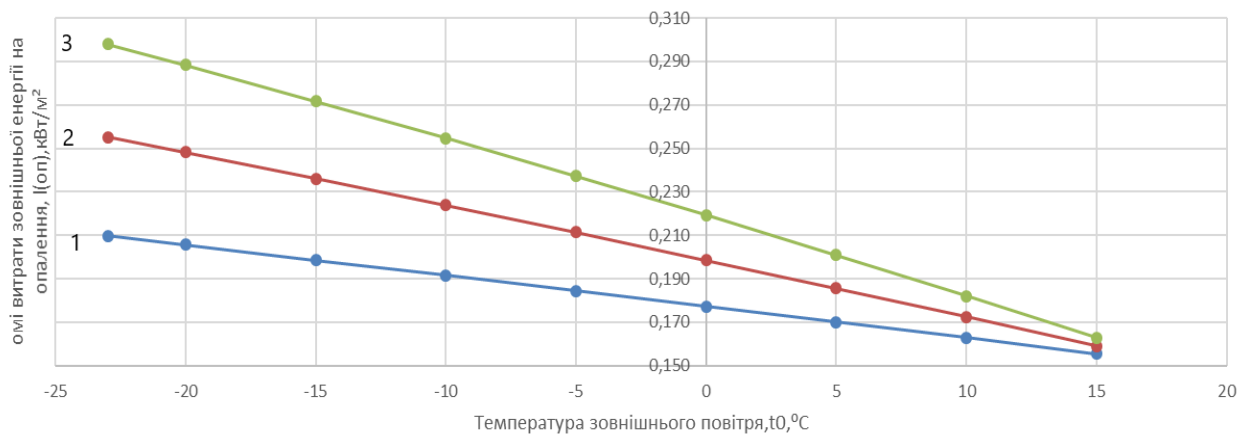


Рис. 3.4. Графічна залежність питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від температури зовнішнього повітря та температури гріючого теплоносія за умови  $A=0,027$ : 1 - при  $t_m^p=30^\circ\text{C}$ ; 2 - при  $t_m^p=40^\circ\text{C}$ ;  
3 - при  $t_m^p=50^\circ\text{C}$

Аналіз отриманих графічних залежностей показує, що динаміка зміни величини питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від температури зовнішнього повітря при трьох значеннях комплексу  $A$  носить однаковий характер: свого мінімального значення величина, що розглядається, набуває при максимальній температурі зовнішнього повітря, а максимальній - при мінімальній. При цьому чим вища температура гріючого теплоносія, тим вище чисельне значення набуває питома витрата  $l_{on}$ .

Для більш детального аналізу доцільно побудувати залежність  $l_{on}$  від комплексу  $A$  при сталій температурі гріючого теплоносія. Для проведення розрахунків і побудови графічної залежності приймається, що температура гріючого теплоносія  $t_m^p=50^\circ\text{C}$ , а комплекс  $A$  набуває все тих же трьох значень: 0,005, 0,015 та 0,027.

Отримана графічна залежність наведена на рис. 3.5.

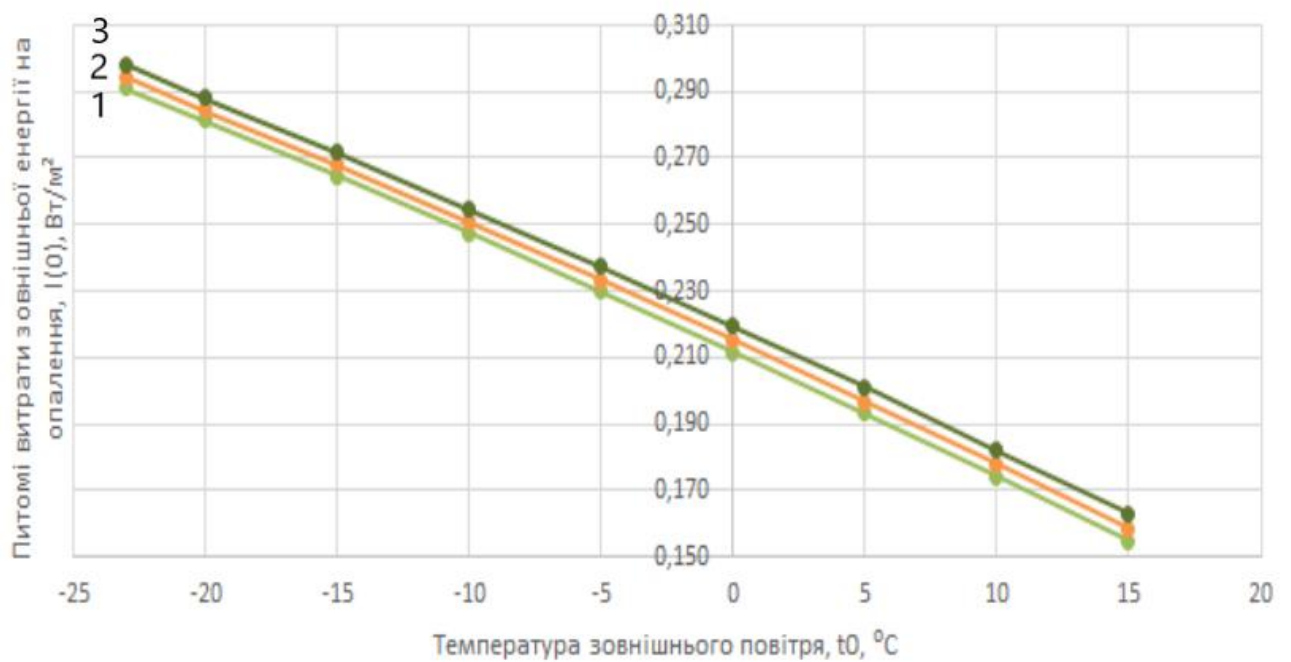


Рис.3.5. Графічна залежність питомої витрати зовнішньої енергії на опалення від температури зовнішнього повітря та комплексу А при сталій температурі гріючого теплоносія  $t_m^p = 50$ °C: 1 - при А=0,005; 2 – при А=0,015; 3 - при А=0,027

Отримана графічна залежність демонструє відповідне зростання питомої витрати зовнішньої енергії на опалення при зниженні температури зовнішнього повітря при сталій температурі гріючого теплоносія і збільшенні комплексу А.

## РОЗДІЛ 4

### АВТОМАТИКА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

#### 4.1. Загальні відомості і принципи автоматизації систем вентиляції

Завдання автоматичного керування в системах вентиляції такі:

- вимірювання та контроль параметрів;
- регулювання процесів теплообміну та кількості повітря, що подається;
- управління приводами обладнання;
- сигналізація про стан обладнання;
- захист обладнання в аварійних ситуаціях.

Якісна робота системи вентиляції, її енергоефективність та точність підтримання параметрів залежать від алгоритму регулювання та апаратної функціональності системи автоматизації.

Алгоритм управління системою вентиляції забезпечує зміну параметрів зовнішнього повітря до заданих параметрів повітря, що подається до приміщення з дотриманням теплової та електричної потужності обладнання. Для вимірювання, контролю та регулювання параметрів застосовуються логічні пристрої – плати та контролери з конфігурацією програми керування для певного типу установки вентиляції.

Регулювання параметрів здійснюється виконавчими механізмами:

- приводами заслінок;
- клапанами вузлів змішування;
- регуляторами потужності електричного нагрівача;
- перетворювачами частоти та перемикачами швидкостей приводів двигунів вентиляторів.

Контроль та вимірювання параметрів виконують датчики температури, вологості, концентрації CO<sub>2</sub>, диференційні реле та термостати захисту.

У багаторівневих системах управління застосовуються виконавчі механізми з сигналами зворотного зв'язку для контролю стану або стану.

Стосовно систем автоматичного управління викіристується два типи сигналів - дискретний (цифровий) і аналоговий.

Дискретний сигнал повідомляє про наявність/відсутність значення контрольованого параметра або подає команду на виконання/скасування певної функції. Вхідні дискретні сигнали в системах керування вентиляційним обладнанням відображають стан контактів реле тиску, термостатів та комутаційних пристроїв силового обладнання. Вихідні дискретні сигнали реалізовані у вигляді релейних контактів ЛП, які подають напругу на приводи повітряних заслінок (відкр./закр.), силові комутаційні пристрої або сигнали запуску перетворювачів частоти та включення компресорно-конденсаторного блоку фреонового охолоджувача повітря.

Аналоговий сигнал характеризує рівень контрольованого параметра чи задає величину його зміни.

Вхідні аналогові сигнали відображають показання датчиків або завдання пульта керування на зміну температури. На вході логічного пристрою аналогові сигнали надходять у форма опору, напруги 0...10 В або струму 4...20 мА. Вихідні аналогові сигнали подаються на виконавчі механізми для зміни положення заслінок пластинчастого рекуператора або рециркуляції, клапанів вузлів змішування, керування вихідною частотою перетворювача роторного рекуператора та регулювання продуктивності конденсаторно-компресорного блоку. Форма вихідних аналогових сигналів - 0 ... 10 В або 4 ... 20 мА.

#### 4.2. Характеристики систем автоматичного управління повітря обробними установками

Системи автоматичного управління повітрообробними установками забезпечують:

- контроль роботи вентиляторів (по перепаду тисків, сигналу від перетворювача частоти, термоконтакту двигуна);

- зміну швидкості обертів вентиляторів (для установок з перетворювачами частоти або ступінчастими регуляторами);
- роботу системи по годинному графіку;
- управління потужністю рідинного нагрівача (0..10В);
- захист рідинного нагрівача від обмерзання за допомогою термостату та датчику зворотного теплоносія;
- прогрівання рідинного нагрівача;
- управління потужністю рідинного або фреонового охолоджувача (0...10В);
- захист компресорно – конденсаційних блоків (ККБ) від частих пусків;
- плавне регулювання потужності електричного нагрівача;
- захист електричного нагрівача від перегріву;
- продування електричного нагрівача;
- управління приводом пластинчастого, роторного або рідинного рекуператора заслінкою камери змішування;
- регулювання температури припливного повітря;
- регулювання температури повітря в приміщенні;
- контроль забруднення фільтрів (по перепаду тисків);
- літній, зимовий та черговий режими роботи.

4.3. Функціональна схема автоматики припливно – витяжної установки з пластинчастим рекеператором, рідинним нагрівачем та рідинним охолоджувачем

Функціональна схема автоматики припливно – витяжної установки з роторним рекуператором і рідинним нагрівачем наведена на рис.4.1.

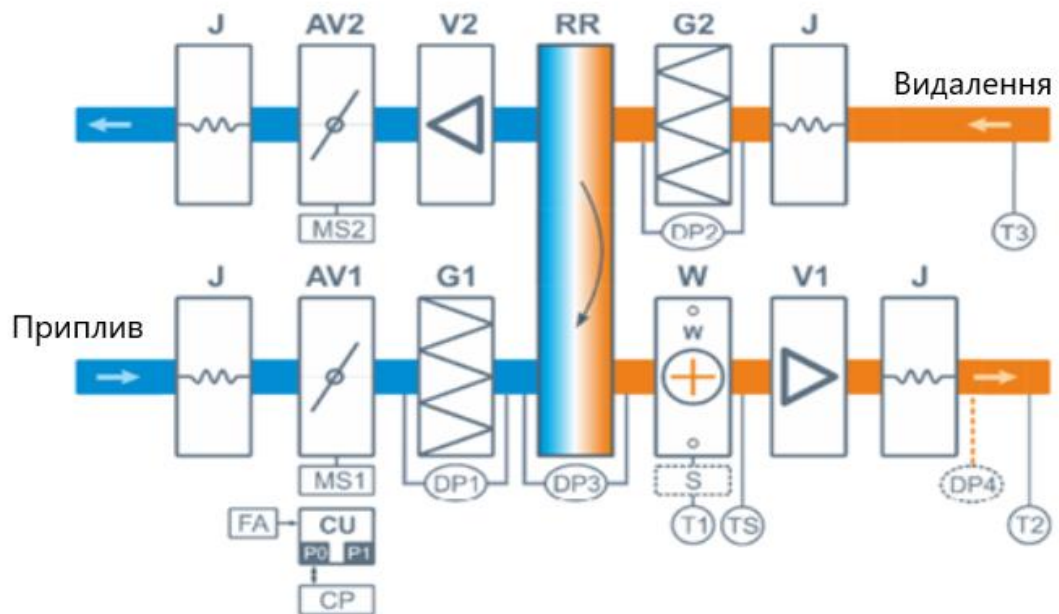


Рис.4.1. Функціональна схема автоматики припливно – витяжної установки з роторним рекуператором і рідинним нагрівачем: J - гнучка вставка, AV – повітряний клапан, MS – електропривід клапану, G – повітряний фільтр, W – водяний нагрівач, S – змішувальний вузол, V – вентилятор, RR – роторний рекуператор

### СПЕЦИФІКАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ

№ поз.	Найменування
DP1	Датчик забруднення фільтра припливного повітря
DP2	Датчик забруднення фільтра повітря, яке видаляється
DP3	Датчик обмерзання рекуператора
DP4	Датчик тиску
TS	Термостат обмерзання
T1	Датчик температури зворотної води
T2	Канальний датчик температури припливного повітря
CU	Система цифрової автоматики
CP	Пульт управління
FA	Вхід до пожежної сигналізації або зовнішнього управління

#### 4.4. Щит управління для припливно – витяжної установки з рідинним нагрівачем

Щит призначений для автоматичного управління припливно – витяжною установкою (в т.ч. з пластинчастим рекуператором) з рідинним нагрівачем і рідинним або фреоновим охолоджувачем.

Щит обладнаний автоматичними вимикачами захисту ланцюгів управління та ліній живлення силового обладнання, блоком живлення ланцюгів управління 24 В, клемною колодкою для підключення датчиків та виконавчих механізмів.

Для підключення приводів повітряних заслінок у щиті встановлені клеми 220 та 24 В.

Функції регулювання температури припливного повітря здійснює контролер SINERGI VS-01 за допомогою комплектних датчиків і управління приводом 3-ходового клапана вузла теплопостачання.

Контролер дозволяє підключити опціональний виносний пульт управління, що виконує функції моніторингу системи та зміни параметрів. Для управління приводами мотор-вентиляторів передбачені клеми виходу сигналу, що дозволяє, на перетворювачі частоти. Щити з прямим керуванням приводами мотор-вентиляторів комплектуються контакторами [13].

Зовнішній вигляд щита управління із зазначенням його складових наведений на рис.4.2.

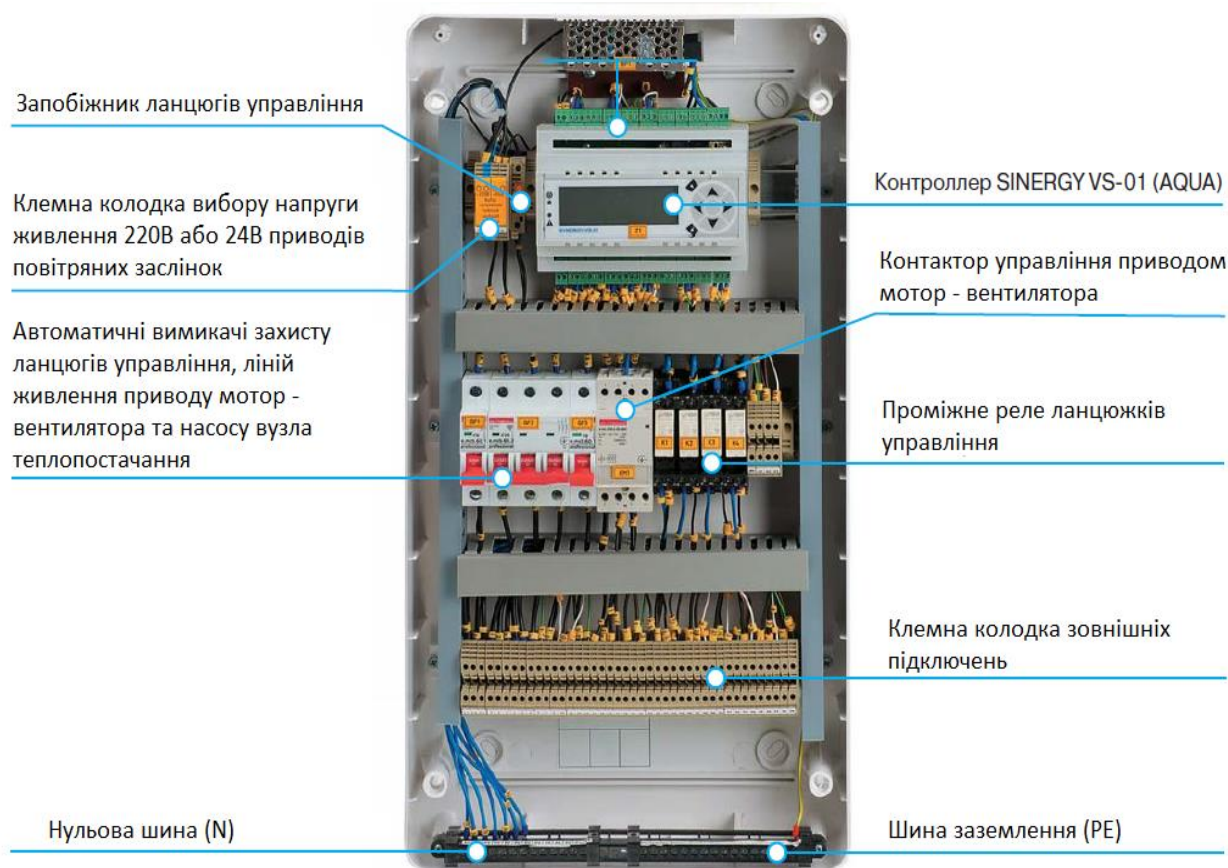


Рис.4.2. Зовнішній вигляд щита управління із зазначенням його складових

## РОЗДІЛ 5

### ОХОРОНА ПРАЦІ

#### 5.1. Причини виникнення пожеж та протипожежні заходи

В якості основних причин виникнення пожеж розглядаються наступні :

- порушення пожежних норм і правил у технологічних процесів виробництва;
- неправильне облаштування систем опалення, вентиляції, електроустаткування;
- порушення норм і правил зберігання пожежонебезпечних матеріалів;
- порушення правил користування електрообладнанням;
- невиконання протипожежних заходів щодо обладнання пожежного водозабезпечення, улаштування пожежної сигналізації, забезпечення первинними засобами пожежогасіння;
- використання відкритого вогню факелів, паяльних ламп, паління у заборонених місцях;
- погане знання персоналом основ пожежної безпеки;
- порушення вимог протипожежного інструктажу під час виконання робіт.

**Пожежна безпека** - це стан об'єкта, за якого вилучається можливість пожежі. У разі виникнення пожежі вживаються необхідні заходи щодо усунення негативного впливу небезпечних факторів пожежі на людей, споруди і матеріальні цінності.

**Протипожежний режим** - це комплекс встановлених норм і правил поведінки людей, виконання робіт і експлуатації об'єкта, спрямованих на забезпечення пожежної безпеки.

Пожежна безпека на об'єктах народного господарства забезпечується організаційними, технічними заходами і протипожежних захистом.

**До організаційних засобів належать:**

- розробка правил, інструкцій, інструктажів з протипожежної безпеки;

- організація інструктування і навчання робітників та службовців;
- здійснення контролю за дотриманням встановленого протипожежного режиму всіма працюючими;
- організація добровільних пожежних дружин та пожежотехнічних комісій;
- щоденна перевірка протипожежного стану приміщень після закінчення роботи;
- розробка і затвердження плану евакуації й порядку оповіщення людей на випадок виникнення пожежі;
- дотримання належного протипожежного нагляду за об'єктами;
- організація перевірки належного стану пожежної техніки та інвентарю.

***До технічних заходів належать:***

- дотримання пожежних норм, вимог та правил при влаштуванні будівель, споруд, складів;
- підтримання у справному стані систем опалення, вентиляції, обладнання;
- улаштування автоматичної пожежної сигналізації, систем автоматичного гасіння пожеж та пожежного водопостачання;
- заборона використання обладнання, пристроїв, приміщень та інструментів, що не відповідають вимогам протипожежної безпеки;
- правильна організація праці на робочих місцях з використанням пожежонебезпечних інструментів, приладів, технологічних установок.

## 5.2. Протипожежна автоматика та пожежна сигналізація

Засоби протипожежної автоматики поділяють на дві основні групи:

- установки автоматичного пожежогасіння;
- установки автоматичної пожежної сигналізації.

Установки автоматичного пожежогасіння, залежно від вогне-

гасильного складу, можуть бути:

- водяними;
- порошковими;
- пінними;
- газовими;
- хладоновими.

Для гасіння пожеж на підприємствах застосовують стаціонарні водяні установки автоматичного пожежогасіння. Ця установка складається з мережі водопроводів, запасних резервуарів, насосної станції, водозабірних споруд. На трасах трубопроводів як зовнішньої, так і внутрішньої мережі змонтовано пожежні крани, до яких приєднують рукави з брандспойтами. У приміщеннях, де зберігаються горючі матеріали, споруджують спринклерні або дренчерні установки. Це система трубопроводів, що розташовані під стелею приміщення і обладнані зрошувальною системою. Спринклерна установка завжди заповнена водою під тиском 0,4 МПа. Спринклерні зрошувачі вмикаються автоматично, якщо у приміщенні виникає пожежа і температура повітря підвищується до граничної межі. Всі зрошувальні головки мають спеціальний легкоплавкий замок, який, нагріваючись до температури (72, 93, 141 °С) плавиться і відкриває отвір, з якого вода у вигляді зрошувального факела подається до зони горіння. Спринклерні установки обладнані також сигнальним пристроєм для визову пожежної команди.

Дренчерна установка подібна до спринклерної, але має зрошувальні головки відкритого типу. Дренчерна установка вмикаються вручну або за допомогою автоматичного пристрою.

Сигналізація пожежна призначена для оперативного виявлення загоряння на початкових етапах. Це комплекс технічних пристроїв, які передають сигнал про загрозу пожежі до системи оповіщення або на пульт центральної пожежної безпеки, деякі моделі навіть активізують механізми захисту. Встановлюється пожежна сигналізація у всіх можливих приміщеннях і є невід'ємною частиною комплексної системи безпеки.

***До основних функцій системи пожежної сигналізації відносяться:***

- оперативне виявлення загоряння – датчики фіксують зміни температури, задимленість, наявність чадного газу або відкритого полум'я;
- передача сигналу – інформація надходить до приймально-контрольного приладу (ППК), який аналізує показники датчиків і визначає ступінь загрози;
- оповіщення людей про пожежу – вмикаються світлові та звукові сигналізатори, даючи змогу швидко зорієнтуватися в екстремній ситуації;
- активація систем пожежогасіння – за необхідності система може вмикати автоматичні спринклерні установки, газові та порошкові системи пожежогасіння;
- забезпечення безпечної евакуації - системи оповіщення направляють людей до найближчих виходів, допомагаючи уникнути паніки;
- передавання сигналу на пульт охорони або пожежної служби – у разі підключення до централізованої системи інформація передається диспетчеру для негайної реакції .

***Основними елементами пожежної сигналізації є:***

1. Датчики та сповіщувачі:
  - димові (оптичні та іонізаційні) спрацьовують при розпізнаванні диму;
  - теплові – у разі підвищення температури;
  - газові – у разі витоку чадного газу, метану та інших горючих речовин;
  - полум'яні – на інфрачервоне й ультрафіолетове випромінювання від відкритого вогню.
2. Приймально-контрольні прилади (ППК):
  - центральний елемент системи, який аналізує сигнали від датчиків і дає тривогу;

- може бути адресним (точно вказує джерело тривоги) або пороговим (реагує на перевищення критичних значень).
3. Світлові та звукові оповіщувачі:
- сигнальні лампи, сирени, голосові системи оповіщення привертають увагу людей і забезпечать швидку евакуацію.
4. Слабкострумові лінії зв'язку:
- кабельні та бездротові з'єднання між елементами системи, що забезпечують їхню взаємодію.
5. Джерела електроживлення:
- основні та резервні (акумулятори) джерела живлення гарантують безперебійну роботу системи навіть у разі відключення електрики.

Додатковими елементами можуть бути модулі передавання даних на віддалені пульти моніторингу, системи інтеграції з іншими елементами безпеки та програмне забезпечення для керування та аналізу подій [29].

***Пожежна сигналізація буває:***

- променева, за якої кожен повідомлювач приєднується до окремої пари проводів;
- кільцева, де всі повідомлювачі приєднуються до одного загального проводу (кільця).

Пожежні повідомлювачі можуть бути автоматичні та ручні. Автоматичний повідомлювач - це прилад оповіщення, який реагує на характерні фактори пожежі: дим, радіаційне випромінювання, підвищення температури. Радіоізотопний повідомлювач реагує на ультрафіолетове випромінювання. Димові повідомлювачі працюють на фотоелементах або іонізаційних камерах.

Ручний пожежний повідомлювач - це повідомлювач, який приводиться в дію ручним способом. Всі пожежні повідомлювачі з'єднані лініями зв'язку із пожежним приймальним пультом. Пульт постійно контролює справність пожежних повідомлювачів і ліній зв'язку (обрив, коротке замикання, несправність або відсутність пожежного повідомлювача).

У випадку спрацьовування пожежного повідомлювача від пожежі на пульті вмикається внутрішня світлова і звукова сигналізація «Тривога».

Якщо є зв'язок пожежної станції з пожежною частиною, сигнал «Тривога» подається автоматично і до пожежної частини. У населених пунктах, на підприємствах, організаціях є телефонний зв'язок з пожежною частиною, який входить до системи пожежної сигналізації.

### 5.3. Протипожежний інструктаж та навчання

З метою запобігання виникненню пожеж, їх поширенню та для боротьби з ними робітники, інженерно—технічні працівники проходять інструктажі й навчання за спеціальними програмами.

Види протипожежних інструктажів:

- вступний;
- первинний;
- повторний;
- позаплановий.

**Вступний інструктаж** проходять усі робітники, інженерно—технічні працівники та службовці, які приймаються на роботу, допуском. Його проводить спеціальна особа, відповідальна за протипожежну безпеку підприємства, організації. При проведенні інструктажу працівників знайомлять з основними вимогами Закону України «Про пожежну безпеку», з установленим на підприємстві протипожежним режимом, з найбільше пожежонебезпечними ділянками, де забороняється палити, використовувати відкритий вогонь, з практичними діями у разі виникнення пожежі, з можливими причинами виникнення пожеж і вибухів та заходами щодо їх запобігання.

**Первинний протипожежний інструктаж** новоприйнятий робітник проходить на робочому місці перед початком роботи, а також при переміщенні з одного цеху до іншого, на іншу посаду, спеціальність або виробничу операцію.

Під час первинного інструктажу:

- знайомлять з пожежною безпекою цеху, ділянки, з правилами та інструкціями з пожежної безпеки;
- показують запасні виходи, оповіщувачі пожежної сигналізації, вогнегасники, засоби пожежогасіння;
- перевіряють практичні дії особи, яка інструктується на випадок пожежі.

Повторний інструктаж проводять безпосередньо в цеху двічі на рік у термін, встановлений керівником підприємства, згідно з програмою первинного інструктажу на робочому місці.

*Позаплановий протипожежний інструктаж* проводиться при зміні пожежної безпеки технологічного процесу, використанні нових пожежонебезпечних матеріалів, при самозайманні, загорянні та пожежах.

Навчання правил пожежної безпеки робітників і службовців проводиться на виробництві раз на два роки з метою підвищення рівня їх знань. Перелік професій робітників та посад службовців, з якими мають проводитися заняття за протипожежною програмою, визначає головний інженер підприємства [30].

#### 5.4. Горіння речовини

*Горіння* - це швидкодіюча хімічна реакція сполучення речовини з окислювачем, яка супроводжується виділенням тепла і випромінюванням світла. Для того, щоб виникло і підтримувалось горіння, необхідна наявність паливної речовини, окислювача і джерела енергії для запалювання. Енергія для запалювання може бути у вигляді полум'я, іскри, випромінювання або тепла від хімічної реакції, механічного удару, тепла від короткого замикання електроустановки, тертя чи рідкого стиснення газової суміші.

Розрізняють такі види процесу горіння:

- вибух;

- спалах;
- займання;
- тління;
- самозаймання;
- власне горіння.

**Вибух** - це швидке перетворення речовини в газо— чи пилоподібний стан з виділенням великої кількості тепла. У цьому випадку об'єм речовини збільшується в сотні, тисячі разів. Характерною ознакою вибуху є миттєве зростання температури і тиску газу на місці, де він стався.

**Спалах** — це швидке згоряння пальної суміші без утворення стиснених газів.

**Займання** — це загоряння речовини з появою полум'я. Загоряється не вся речовина, а лише її частина. Займання здійснюється від джерела загоряння. Якщо займання відбувається без джерела загоряння, йдеться про самозаймання.

**Тління** — це горіння речовини без явного утворення полум'я.

Неорганізоване і неконтрольоване горіння, внаслідок якого знищуються матеріальні цінності, називається **пожежою**. Температура у вогнищі пожежі досягає 700—900° С [30].

## РОЗДІЛ 6

### ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ МІКРОКЛІМАТУ

#### 6.1. Класифікація заходів з енергозбереження в системах мікроклімату

Заходи щодо енергозбереження в системах опалення, вентиляції й кондиціонування повітря умовно можна поділити на чотири групи:

##### **1. Організація обліку й контролю з використання енергоносіїв.**

Організація приладового обліку теплової енергії й витрат теплоносія дозволяє виявити фактичне споживання теплової енергії, що може відрізнитися від проектного теплового навантаження будівель і споруд. Ця відмінність за даними, отриманими в результаті експлуатації систем тепlopостачання, обладнаних вузлами обліку теплоспоживання, може становити до 30% від планових (проектних) показників. Перевищення планового теплоспоживання, як правило, пов'язане з погіршеними характеристиками огорожувальних конструкцій. За відсутності приладового обліку тепlopостачальні організації часто використовують систему тарифів і питомих нормативів опалення й ГВП із понижуючими коефіцієнтами, що призводить до перевищення обсягів теплової енергії, за яку платить споживач. Організація обліку й контролю повинна стимулювати впровадження енергозберігаючих заходів, об'єднаних у групи 3-4.

##### **2. Об'ємно-планувальні, будівельно-конструктивні заходи щодо енергозбереження.**

Об'ємно-планувальні, будівельно-конструктивні заходи щодо енергозбереження пов'язані зі зменшенням теплових втрат і тепlopостачання.

Конкретна їх реалізація може бути пов'язана з:

- вибором орієнтації будинку щодо сторін світу;
- вибором форми будинку в плані й по вертикалі, застосуванням сонцезахисних пристроїв;
- зменшенням витрат енергії на штучне освітлення;

- вибором ступеня й характеру застосування.

### **3. Технічні заходи енергозбереження: удосконалювання інженерних систем та їхніх елементів (місцевого й центрального теплопостачання, водопостачання, опалення, гарячого водопостачання (ГВП), вентиляції, кондиціонування).**

Енергозбереження за допомогою вдосконалення інженерних систем і їхніх елементів. До цієї групи заходів з енергозбереження можна віднести, наприклад:

- уточнення розрахункових умов (вибір розрахункових температур зовнішнього й внутрішнього повітря, правильний вибір необхідної кількості свіжого повітря);
- зменшення інфільтрації (створення підпору, повітряних завіс і т.д.);
- зниження втрат (ізоляція трубопроводів і повітроводів, зменшення коефіцієнтів гідравлічних й аеродинамічних втрат, виключення витоків теплоносія, підвищення ККД устаткування);
- використання попереднього нагрівання й охолодження теплоносіїв;
- комбінування систем між собою (наприклад, центральна й автономна системи кондиціонування повітря) і з іншими системами (наприклад, комбінування ВКВ і системи опалення);
- автоматизація процесів теплопостачання й підготовки повітря;
- якісне й кількісне регулювання.

### **4. Енергозбереження шляхом утилізації природної теплоти й холоду, використання вторинних енергоресурсів, зменшення теплових втрат.**

Енергозбереження утилізацією природної теплоти й холоду, використанням вторинних енергоресурсів. Ці заходи містять:

- пасивне й активне використання сонячної енергії;
- використання природної теплоти й холоду (води, зовнішнього повітря, ґрунту);

- використання внутрішніх джерел теплоти й холоду (теплоти й холоду повітря, теплоти джерел освітлення, нагрівальних приладів, стічних вод тощо);
- використання теплонасосних установок з метою підвищення потенціалу природних джерел теплоти [31].

## 6.2. Заходи з енергозбереження в системах опалення

Найбільш розповсюджені заходи з енергозбереження, які застосовуються при проектуванні систем опалення наведені в таблиці 6.1 [32].

Таблиця 6.1 – Перелік заходів з енергозбереження в системах опалення

№	Зміст заходу	Оцінка потенціалу енергозбереження
1	2	3
1	Організація обліку та контролю за використанням теплової енергії	До 7...30% теплової енергії при установці квартирних теплових лічильників
2	Наявність систем автоматичного регулювання температури теплоносія залежно від зовнішньої температури	Збільшення температури повітря в приміщенні понад норму збільшує витрату тепла на 4÷6 %
3	Встановлення регулятора опалення по часу	Дозволяє заощадити до 40 % теплоспоживання будівлі
4	Правильний вибір забарвлення опалювальних приладів	- забарвлення опалювального приладу цинковими фарбами збільшує тепловіддачу на 15%; - забарвлення масляною фарбою знижує тепловіддачу на 8,5 % (для чавунного радіатора - зменшує ще більше, до 13 %); - покриття опалювального приладу декоративними плитами, шторами - знижує тепловіддачу на 10÷12 %
5	Встановлення радіаторних термостатів	Дає економію тепла 6÷7 %
6	Встановлення регуляторів температури теплоносія на опалення	Передбачувана економія складе близько 15%.
7	Наявність блочного індивідуального автоматизованого теплового пункту	Зменшує теплоспоживання на 37% у виробничих і адміністративних будівлях і на 12 % у житлових будівлях

1	2	3
8	Встановлення вікон з підвищеними теплозахисними характеристиками. Найкраще: 1) потрійне скління в дерев'яних переплетеннях 2) те ж з аргоном між склом	Економія тепла 23 %  34% у порівнянні зі звичайним подвійним склінням
9	Впровадження економічного графіка подачі теплоносія з урахуванням типу системи опалення і типу опалювальних приладів	Економія складає від 5% (залежно від типу опалення і опалювальних приладів) теплового навантаження при регулюванні відпуску тепла відповідно до діючих графіків
10	Ізоляція неізольованих трубопроводів систем теплоспоживання, розташованих в підвалах і неопалювальних приміщеннях	Річна економія тепла при ізоляції 1 п.м. голого трубопроводу середнього діаметру 25 мм складає 0,22 Гкал/п.м.

### 6.3. Заходи з енергозбереження в системах вентиляції

Можна виділити три фактори без яких енергозбереження неможливе:

- конструктив будівлі;
- концепція побудови системи вентиляції;
- саме обладнання (його ККД).

Перший обов'язковий елемент енергозбереження — **продуманий конструктив**.

Це не тільки будівельні матеріали та утеплення. Конструктив будинку має бути продуманий так, щоб забезпечити мінімальні тепловтрати через перекриття. Також продумується робота вентсистеми, аеродинаміка у приміщеннях. Зокрема, повітря подається до житлових кімнат — у вітальню та спальні (т. зв. чисті зони). Витяжка повітря відбувається у брудних зонах — у ванних кімнатах та вбиральні, на кухні.

А ще хороший конструктив — це відсутність вентканалів, у які буквально викидається енергія.

**Правильна концепція побудови системи вентиляції** також має ключове значення. В ідеалі кожен куб повітря проганяється через рекуператор і все тепло відпрацьованого повітря знімається і передається для підігріву

вхідного.

Система рекуперації – константа енергоефективності, а рекуператор – за замовчанням енергоефективне обладнання.

Отже, система будується з подачею в чисті зони та забором через брудні, при цьому немає вентканалів, які викидають із забрудненим повітрям згенеровані вологу та тепло. Їх можна повернути на рекуператор, як енергію для нагрівання холодного повітря та вологу для пасивного зволоження.

Чим вологіше повітря, тим вища ефективність рекуперації.

Тип **вентиляційного обладнання** також істотно впливає на енергоефективність. Розберемо це на прикладі установок із постійною та змінною витратою повітря.

Виробники першого типу установок (Maico, Zehnder, Salda) пропонують обладнання, яке завжди працює на максимумі, та подає повітря там, де немає людей. Внаслідок цього ефективність та ККД системи падають.

Система змінної витрати повітря реалізує позонний контроль вмісту вуглекислого газу. Якщо рівень перевищений, VAV-клапани системи будуть відкриватися, і установка підбирає та подає обсяг повітря, який потрібен, щоб стабілізувати CO<sub>2</sub> по приміщеннях. Такий підхід допомагає економити, оскільки чисте повітря не подається туди, де в цьому немає потреби [16].

## 6.2 Рекуператори теплоти як пристрої для енергозбереження

Аналіз стану виробництва і застосування тепло-утилізаційного обладнання вказує на тенденцію переважного використання двох типів утилізаторів теплоти витяжного повітря: пластинчастих рекуперативних (рис.6.1), та обертово-регенеративних (рис.6.2).

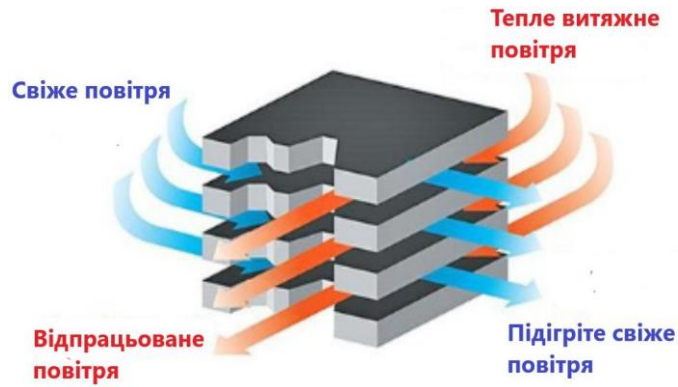


Рис. 6.1. Пластинчастий рекуперативний теплообмінник

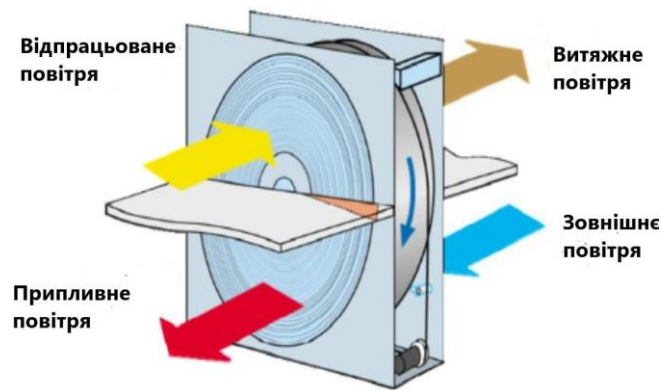


Рис. 6.2. Обертово-регенеративний теплообмінник

Найбільш перспективними є обертово-регенеративні теплообмінники. Причини для цього наступні:

а) завдяки тому, що процес тепломасообміну здійснюється по великій питомій поверхні використовуваної насадки, агрегат в цілому має мінімальні габарити, що дозволяє економити площу приміщення для розміщення обладнання;

б) регулювання швидкості обертання ротора дозволяє управляти загальною ефективністю рекуператора;

в) наявність вологообміну між припливом і витяжкою.

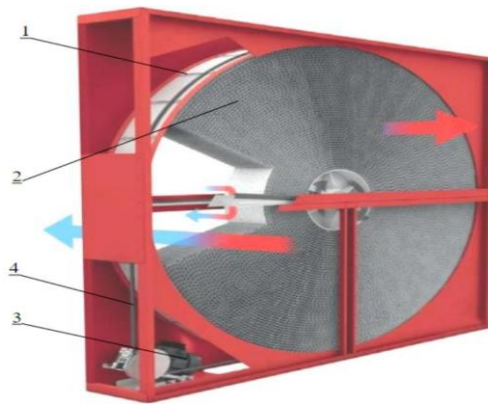


Рис. 6.3. Конструктивне виконання роторного теплообмінника

Ротор забезпечений насадкою (1), що володіє високою теплоємністю, яка при використанні протитечійної системи поперемінно нагрівається і охолоджується тепловиділяючим і теплопоглинальними повітряними потоками. Теплоутілізуюча насадка утворена вузькими трикутними каналами, які виготовлені з тонкої фольги (2). Товщина насадки (в напрямку повітряних потоків), як правило, становить 200 мм, висота повітряних каналів (рис. 6.4) - від 1,8 до 2,4 мм. При такому виконанні геометричні співвідношення у повітряних каналах утворюється ламінарна течія. Товщина фольги зазвичай становить 0,06/0,2 мм (рис. 6.4). Приводиться в обертання установка за допомогою електродвигуна (3) через редуктор і пасову передачу (4). Роторні теплообмінники можуть володіти ефективністю від 60 до 85% і мати втрату напору по припливу і витяжці від 75 до 500 Па.

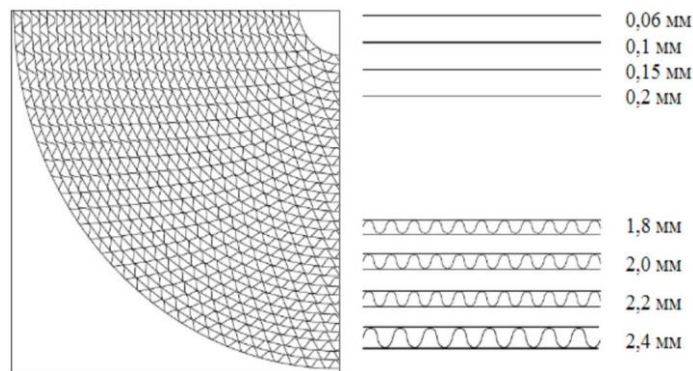


Рис. 6.4. Геометричні параметри повітряних каналів

Економічна обґрунтованість застосування рекуператорів більш ніж

очевидна в умовах щодо суворого клімату, оскільки вона безпосередньо залежить від температурного контрасту. Чим більше різниця температур повітря зовні і всередині будівлі, тим більше досягається економічний ефект. Єдиною видимою перешкодою до їхнього широкого впровадження є небезпека обмерзання пластин теплообмінної поверхності при температурах зовнішнього повітря нижче 0 °С. Це є причиною зниження їх ефективності і, як наслідок, призводить до нестабільного робочого процесу системи вентиляції і збільшення витрат на її експлуатацію (рис. 6.5)

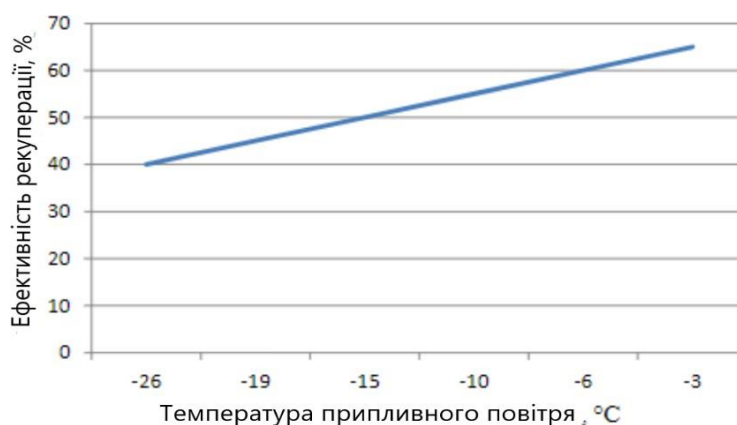


Рис. 6.5. Залежність ефективності роботи роторного рекуператора від температури зовнішнього повітря

В процесі рекуперації тепла припливне повітря нагрівається, а витяжне охолоджується. При цьому відбувається збільшення відносної вологості в витяжному повітрі аж до стану насичення, після чого починається інтенсивна конденсація надлишкової вологи. В результаті відповідним чином зменшується абсолютна вологомісткість. При подальшому охолодженні нижче температури замерзання має місце кристалізація конденсованої вологи. Це призводить з одного боку до суттєвого підвищення ефективності теплообміну за рахунок прихованої теплоти випаровування, з іншого боку може спостерігатися зниження теплопередачі за рахунок зформованого на поверхні пластин шару рідини, а також зменшення живого перетинувотвтряних каналів, що, в свою чергу, призводить до збільшення витрат є статичного тиску.

У випадках коли припливне повітря має досить низьку температуру, накопичений всередині теплообмінника конденсат замерзає, закопориючи частково або повністю повітряні канали зі сторони витяжки.

Дослідження останніх років в області створення нових і удосконалення існуючих теплоутилізаційних установок систем вентиляцій і конденціювання повітря вказують на чітку тенденцію необхідності розробки нових конструктивних рішень рекуператорів, вирішальним моментом при виборі яких є можливість забезпечення режимів ефективною і безаварійною роботи установки в умовах конденсації вологи при мінусових температурах зовнішнього середовища. Температура зовнішнього середовища, починаючи з якої спостерігається утворення інею в каналах витяжного повітря, залежить від наступних факторів: температури і вологості повітря, що видаляється, відношення витрат припливного і відпрацьованого повітря, швидкості обертання теплообмінника.

Для запобігання обмерзання пластин теплообмінника в холодну пору року вдаються до наступних заходів:

а) попередній підігрів припливного повітря вище температури обмерзання додатковими електричними нагрівачами або калориферами, що призводить до зниження ефективності установки 1,5-2 рази.

б) регулювання масового відношення повітряних потоків на припливі і витяжці.

При зменшенні кількості холодного припливного повітря можна досягти умов, при яких кількість асимільованого ним тепла не приводить до переохолодження відносно великої кількості теплого повітря що відпрацьовується і, відповідно, до обмерзання теплообмінника. Однак, для досягнення цього ефекту масове відношення повітряних потоків, як правило, має не перевищувати 0,5, так як на витяжці відпрацьоване повітря завжди значно прохолодніше у вихідному перерізі в порівнянні з вхідним. Тим не менш, дана міра використовується достатньо часто, оскільки в будь-якому випадку доцільніше являється установка байпасу, що дозволяє в літній період

часу регулювати параметри повітря на припливі.

В силу цього додаткові витрати виявляються відносно невеликими, будучи пов'язані тільки з необхідністю використання відповідних засобів автоматизованого контролю і органів управління;

в) розморожування теплообмінників. Спосіб розморожування теплообмінників передбачає можливість їх обмерзання з подальшим відтаєнням шляхом відповідного перемикання режимів роботи. При досягненні певною мірою обмерзання теплообмінника відбувається відключення припливу. У результаті через теплообмінник проходить тільки відпрацьоване тепле повітря з боку витяжки, за рахунок чого теплообмінник розморожується. Найкращим у цьому випадку є регулювання по величині перепаду статичного тиску зі сторони витяжки.

Слід зазначити, що перелічені технічні рішення не ефективні з енергетичної точки зору, а загальна ефективність рекуперації при їх використанні різко знижується. В даний час в залежності швидкості утворення інею і його відтавання в каналах теплообмінника від параметрів припливного і витяжного повітря і режиму роботи установки, далеко не вивчені, що перешкоджає оцінці реальної економічної вигоди від використання рекуператорів в системах вентиляції і кондиціонування [33].

#### 6.4. Використання VAV – систем як один із шляхів енергозбереження

Ключовими перевагами VAV-систем є:

- індивідуальне керування параметрами повітря в окремих приміщеннях;
- можливість використання датчиків CO<sub>2</sub>, датчиків відносної вологості та реле часу для регулювання об'ємної витрати повітря;
- скорочення необхідних капіталовкладень, а також вартості монтажу та введення в експлуатацію;
- зменшення енергоспоживання;

- спрощення пусконаладжувальних робіт;
- безперервне керування об'ємною витратою повітря в різних елементах системи;
- інтеграція з системами керування будівлею з використанням протоколів обміну даними MPbus, BACnet, MODbus та EIB/KNX;
- проста модернізація системи при появі нових умов.

Характерною ознакою та перевагою VAV-системи є можливість зменшення витрати повітря у зрівнянні із системою з постійною витратою повітря (CAV). Загальна витрата повітря у вентиляційній системі CAV обумовлена максимальним тепловим навантаженням та потребою в припливному повітрі. Але, в розрізі цілою будівлі, при різних режимах експлуатації приміщень, нерівномірності теплових навантажень, теплове навантаження приміщень досить різна в залежності від періоду добу та розміщення за сторонами світу. Вважається, що коефіцієнт нерівномірності сучасної будівлі в середньому дорівнює 0,7-0,8. Це означає, що на практиці потреба в максимальній витраті повітря в усіх частинах об'єкту не виникає одночасно. Тому використання VAV-систем регулятори якої змінюють витрату повітря в залежності від поточної потреби кожного приміщення. Як наслідок, основний потік повітря буде спрямований саме туди, де в цьому є найбільша потреба.

Як уже зазначалося раніше, системи зі змінною витратою повітря вирізняються найменшим рівнем енергоспоживання та найвищою ефективністю серед вентиляційних систем. Однією з ключових відмінностей від традиційних вентиляційних систем є підтримання постійної температури повітря, що подається. Керування кліматом забезпечується шляхом подачі точного обсягу повітря, необхідного в конкретний момент часу. Кількість повітря для подачі до приміщення визначається за допомогою набору опорних параметрів (температура повітря, відносна вологість, рівень CO<sub>2</sub> тощо).

Отже, стає можливим реалізувати принцип вентиляції на вимогу. Застосування систем зі змінною витратою повітря дозволяє досягти суттєвої економії енергоресурсів. У будь-якій системі вентиляції основними

споживачами є механічний привод та нагрівач (охолоджувач) повітря. Оскільки температура повітря в системі є незмінною (хоча й відрізняється в режимах нагрівання та охолодження), нагрівач або охолоджувач повітря працює при стабільних параметрах.

Отже, стає можливим виключити коливання температури й зафіксувати споживання енергії на постійному рівні. Особливу увагу слід звернути на спосіб керування роботою вентилятора у складі системи зі змінною витратою повітря. Робота повітророзподільних пристроїв зі змінною витратою повітря не залежить від тиску в системі. Кожний повітророзподільний пристрій у системі облаштовано датчиком для вимірювання поточної величини об'ємної витрати повітря, яка потім порівнюється зі значенням із набору опорних параметрів для регулювання положення заслінки. Це позбавляє необхідності підтримання високого динамічного тиску в системі за допомогою вентилятора.

Замість цього вентиляторіві достатньо забезпечити мінімально достатній тиск, необхідний для подачі повітря до найвіддаленішого повітророзподільного пристрою в системі. Отже, при зменшенні навантаження відбувається зниження обертів вентиляторів, а разом з цим — і енергоспоживання [34].

## ЛІТЕРАТУРА

1. Безродний М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосних схем теплопостачання / М.К. Безродний, Н.О. Притула, Вісник Вінницького національного технічного університету, Випуск № 3. – В.: 2013, С. 39–45.
2. Безродний М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення / М.К. Безродний, М.А. Галан, Наукові вісті НТТУ «КПІ», Випуск № 6. - К.: 2011, С. 30–35.
3. Босий М.В. Теплові насоси для опалення та гарячого водопостачання агропромислових підприємств / М.В. Босий, Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». Випуск № 2 (48). – С.: 2022, С. 3-8.
4. Малярєнко В.А., Лисак Л.В. Енергетика, довкілля, енергозбереження. Харків : Рубікон. 2004. 368 с.
5. Безродний М.К., Пуховий І.І., Кутра Д.С. Теплові насоси та їх використання : навчальний посібник. Київ : НТУУ «КПІ». 2013. 312 с.
6. Остапенко О.П. Холодильна техніка і технологія. Теплові насоси : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ. 2015. 123 с.
7. Арсєньєв В.М., Мелейчук С.С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник. Суми : СДУ. 2018. 364 с.
8. Арсєньєв В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження. Суми : Вид-во СДУ. 2009. 251 с.
9. Босий М.В., Кузик О.В. Теплові насоси для опалення та гарячого водопостачання. Результати сучасних інженерних досліджень і розробок : наукова монографія. Рига, Латвія : «Baltija Publishing». 2022. С. 24–40.
10. Писарєв В.Є. Теплові насоси та холодильні установки : навчальний посібник. Київ : КНУБА. 2002. 124 с.
11. Снежкін Ю.С., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Дабіжа Н.О. Теплові насоси в системах теплохолодопостачання / Під. ред. акад. НАН України А.А. Долинського. НАН України, Інститут технічної теплофізики. 2008. 104 с.

12. Безродний М.К., Притула Н.О. Енергоефективність теплонасосних схем теплопостачання : монографія. Київ : НТУУ «КПІ». 2012. 208 с.
13. Грунтові теплові насоси розсіл – вода. URL: <https://alternetica.com.ua/production/heatpumps/gruntovi-teplovi-nasosy>
14. Види теплових насосів – які бувають теплові насоси, а також їх порівняння. URL: <https://xn--e1aamjfh.com.ua/riznovydy-teplovyh-nasosiv>
15. Принцип роботи теплового насоса вода – вода. URL: [https://aqua-life.ua/ua/info/pryntsyyp-raboty-teplovoho-nasosa-voda-voda/?srsltid=AfmBOorpZDquBa7cdTiM\\_-NjlmElQbvozwnoYXtO0gHtVyMYyxHh7647](https://aqua-life.ua/ua/info/pryntsyyp-raboty-teplovoho-nasosa-voda-voda/?srsltid=AfmBOorpZDquBa7cdTiM_-NjlmElQbvozwnoYXtO0gHtVyMYyxHh7647)
16. Як працює тепловий насос типу «повітря – вода». URL: <https://vencon.ua/ua/articles/kak-rabotaet-teplovoy-nasos-tipa-vozdukh-voda>
17. Шевель В.И. Работа компрессоров серийного исполнения на смеси пропан-бутан в теплонасосном режиме работы. Компрессорная техника и пневматика в XXI веке : XIII Международная научно-техническая конференция по компрессоростроению. Сумы : СумГУ. 2004. С. 239–244.
18. Хмельнюк М.Г., Мартинюк М.О. Підвищення ефективності установки низькотемпературної конденсації природного газу. Одеса : ОДАХ. Технічні газу. 2008. № 4. С. 30–35.
19. Босий М.В. Термодинамічна енергоефективність геотермального теплового насоса на ґрунтових водах. Moderní aspekty vědy: XX. Díl mezinárodní kolektivní monografie. Mezinárodní Ekonomický Institut s.r.o. Česká republika : Видавнича група. «Vědecká perspektiva». 2022. С. 556–568.
20. Босий М.В. Теплові насоси – енергоефективне відновлювальне екологічно чисте джерело теплоти. Moderní aspekty vědy: XXI Díl mezinárodní kolektivní monografie Mezinárodní Ekonomický Institut s.r.o. Česká republika : Видавнича група. «Vědecká perspektiva». 2022. С. 357–380.
21. Теплові насоси: стрибок енергоефективності в Європі у 2024 році. URL: <https://ua.storm-haier.com/news/heat-pumps-europe-s-energy-efficiency-leap-in-82102120.html>

22. Як теплові насоси допоможуть відмовитись від газу і заощаджувати до 80% енергії на опаленні. URL: <https://epravda.com.ua/rus/publications/2023/06/15/700899/>

23. ДБН В. 2.5 – 67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування». – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово – комунального господарства України, 2013. – 113 с.

24. ДСТУ-Н Б В.1.1 – 27:2010 «Будівельна кліматологія». – К.: Мінрегіонбуд, 2010. – 123 с

25. ДБН В. 2.2 – 25:2009 і «Підприємства харчування (заклади ресторанного господарства). Із зміною №1 та зміною №2». – К.: Міністерство розвитку громад та територій України, 2020. – 57 с.

26. Методичні вказівки «Визначення теплової потужності системи опалення» для студентів спеціальності «Будівництво та цивільна інженерія.» (спеціалізація «Теплогазопостачання і вентиляція»)/ Уклад.: О.П.Любарець, М.П.Сенчук, В.О.Любарець. – К.: КНУБА, 2016. – 34с.

27. ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель». – К. :Міністерство розвитку громад та територій, 2022. – 27 с.

28. Системы автоматического управления. URL: <https://vents.ua/uploads/download/automaticcatalogue012016rus.pdf>

29. Пожежна сигналізація: види, принципи роботи та ключові особливості системи безпеки. URL: <https://euroservis.com.ua/ua/pozharnaya-signalizatsiya-kak-rabotaet-kakie-byvaut-i-pochemu-eto-neobkhdimost/?srsltid=AfmBOoqtm2YBIRhmMPeKrd36XYK-I5xwJeNNmos6PB9-Yxa-2kG7TK3K>

30. Винокурова Л. Е., Васильчук М. В., Гаман М. В. Основи охорони праці: Підручн. для нроф. -техп. навч. закладів. – 2-ге вид., допов., перероб. - К. : Вікторія, 2001. 192 с.

31. Класифікація заходів з енергозбереження в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. URL: <https://patriot-nrg.com/uk/content/klasyfikaciya-zahodiv-z-energozberezhennya-v-systemah->

[opalennya-ventylyaciyi-ta](#)

32. Заходи з енергозбереження в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. URL: <https://patriot-nrg.com/uk/content/zahody-z-energozberezhennya-v-systemah-opalennya-ventylyaciyi-ta-kondycionuvannya-povitrya>

33. Енергозбереження в системах вентиляції. URL: <https://alterair.ua/stati/energoberezhenie-v-sistemah-ventilyacii/>

34. Оленіна О.Ю. Системи зі змінною витратою повітря (VAV – системи) – максимальна енергоефективність / О.Ю. Оленіна, «Енергоефективність в будівництві та архітектурі», Випуск № 9 – К.: 2017, С. 183-188.

Дата: Додаток Б

Пропозиція №:

Підготував:

Про проект:

Опис:

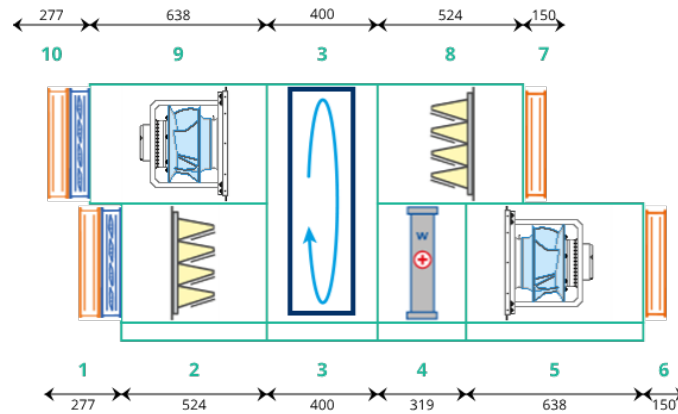
Замовник:

Місце:

Підготовлено для:

**Модель: GreenSTR-9**

ВИТРАТА ПРИПЛИВНОГО ПОВІТРЯ:	7000 m <sup>3</sup> /h	ВІЛЬНИЙ ТИСК НА ПРИТОЦІ	700 Pa
ВИТРАТА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ:	6250 m <sup>3</sup> /h	ВІЛЬНИЙ ТИСК НА ВИТЯЖЦІ	700 Pa
Швидкість повітря в припливній секції	2.29 m/s	Зимова темп. по проекту	-22 °C
		Швидкість повітря у витяжній секції	2.05 m/s



Ширина: mm 1230 (Frame 1180) Висота: mm 1700 + 120

REC 1360 (Frame 1180)

Загальна довжина: mm 2422 Загальна вага: kg 585

Номінальне електроспоживання: 7.6 кВт

Розміри установки, вага і комплектація - попередні і можуть бути оптимізовані перед замовленням.

**КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ**

Ізоляція	<b>Мінеральна вата</b>	Товщина панелей	<b>50 mm</b>
Дах	<b>без даху</b>	Внутрішня панель	<b>3 оцинкованої сталі</b>
Сторона обслуговування	<b>Права</b>	Зовнішня панель	<b>3 пофарбованої оцинкованої сталі RAL7024</b>
Сторона підключення	<b>Права</b>	Внутрішні деталі	<b>3 оцинкованої сталі</b>
		Рама 120 мм	

**Eurovent data:**

Температурний діапазон установки:	-30/50 °C	Швидкість повітря в секції фільтра:	2.3/2 m/s
Model box:	GreenSTRMB3	Зимова темп.зovn.повітря:	-22 °C
Air density:	1.2 kg/m <sup>3</sup>	Коеф.теплопередачі:	T2
Мех. міцність корпусу:	D2(M)	Теплові містки:	TB3
Байпас фільтра:	F9(M)		

"Vent-Service" LLC - 4, Oleha Afanasa Street, Kyiv, 03061, Ukraine

Off.№ 675791

- Phone: +380 (67) 650-78-91 - Fax: +380 (44) 594-71-08

Project ID: 216265

- E-mail: office@ventservice.com.ua

Припливно-витяжна установка Aerostar ПВ1

**Термін дії пропозиції: 30 днів**

 Aeroselect selection software  
 version 2.0.4.24 (10-11-2024)

GreenSTR\_9\_SE\_7000/6250\_700/700\_RH\_0\_Aq(h)1r\_G4,G4\_r7024\_120\_1

1

## Кінцевий елемент

Вхідна секція з переднім клапаном

**Регулюючий клапан, розміри L1130xH750 мм, витрата повітря 7000 м<sup>3</sup>/h, Кількість штоків - 1**

З гнучкою вставкою

**Підключення 1130x750 мм, Шинорійка 20 мм**

2

## Фільтр

Виробник: Aerostar

G4(ISO Coarse 70%) N°2 592 x 287 x 360 - 6K mm

G4(ISO Coarse 70%) N°2 435 x 287 x 360 - 4K mm

Площа фільтраційного матеріалу 4.4 м<sup>2</sup>

Клас енергоефективності фільтра: E

**Витрата повітря 7000 м<sup>3</sup>/год**

Падіння тиску на чистому фільтрі 46 Pa

Розрахункове падіння тиску на фільтрі 98 Pa

Втрата тиску забруд. фільтру 150 Pa

**Інспекційні двері**

Фільтри не сертифіковані Eurovent

3

## Роторний рекуператор

**N°1 RRS-P-E16-1250/1250-1155****Витрата приточного повітря****7000 м<sup>3</sup>/h****Витрата витяжного повітря****6250 м<sup>3</sup>/h**

Зимові умови

Температура повітря на вході

-22 °C

Температура повітря на вході

20 °C

Відносна вологість на вході

90 %

Відносна вологість на вході

40 %

Температура повітря на виході

7.21 °C

Температура повітря на виході

-9.8 °C

Вологість повітря на виході

47.51 %

Вологість повітря на виході

95 %

Витрата тиску

283 Pa

Втрата тиску на викиді

258 Pa

Зовнішня в.т. (ρ повітря 1.2 кг/м<sup>3</sup>)

374 Pa

В.т. на викиді (ρ повітря 1.2 кг/м<sup>3</sup>)

258 Pa

Швидкість повітря

3.17 m/s

Швидкість повітря

3.31 m/s

Ефективність рекуперації

76.86 kW

Temperature efficiency

71/71 %

OACF

1

Moisture efficiency

49/80 %

EATR

4.69 %

ККД (сухий) для збалансованого об'єму повітря (EN 308)

69.55 %

Літні умови

Температура повітря на вході

33 °C

Температура повітря на вході

21 °C

Відносна вологість на вході

45 %

Відносна вологість на вході

51 %

Температура повітря на виході

23.98 °C

Температура повітря на виході

30.87 °C

Вологість повітря на виході

72.57 %

Вологість повітря на виході

29.39 %

Витрата тиску

403 Pa

Втрата тиску на викиді

260 Pa

Зовнішня в.т. (ρ повітря 1.2 кг/м<sup>3</sup>)

374 Pa

В.т. на викиді (ρ повітря 1.2 кг/м<sup>3</sup>)

258 Pa

Швидкість повітря

3.89 m/s

Швидкість повітря

3.33 m/s

Ефективність рекуперації

17.69 kW

Temperature efficiency

69/77 %

ККД вологості літо для збалансованого

0.08 %

Moisture efficiency

0/0 %

об'єму (EN 308)

Двигун: Rotor control unit 0.4 kW

Число оборотів: 10 об/хв

Без продувного сектора

"Vent-Service" LLC - 4, Oleha Afanasa Street, Kyiv, 03061, Ukraine

Off.№ 675791

- Phone: +380 (67) 650-78-91 - Fax: +380 (44) 594-71-08

Project ID: 216265

- E-mail: office@ventservice.com.ua

Припливно-витяжна  
установка Aerostar ПВ1**Термін дії пропозиції: 30 днів**Aeroselect selection software  
version 2.0.4.24 (10-11-2024)

GreenSTR\_9\_SE\_7000/6250\_700/700\_RH\_0\_Aq(h)1r\_G4,G4\_r7024\_120\_1

4

## Нагрівач

Параметри повітря		Рідина	
Витрата повітря	7000 m <sup>3</sup> /h	Вода	
Температура на вході	7.21 °C	Температура на вході	80 °C
Відносна вологість на вході	47.51 %	Температура на виході	60 °C
Температура на виході	20 °C	Витрата	1325.6 l/h
Відносна вологість	20.7 %	Втрата тиску	1.6 kPa
<b>Потужність</b>	<b>30.28 kW</b>		
Запас потужності	3.2 %		
Втрата тиску повітря (ρ air 1.2 kg/m <sup>3</sup> )	17.5 Pa		
Втрата тиску сухого повітря	17.5 Pa		
Швидкість повітря	2.8 m/s		
MOD AQ GS9/1R CC			
Кількість теплообмінників	1	Кількість контурів	13
Кількість рядів	1	Діаметр підключення	1"
Площа теплообміну	12.1 m <sup>2</sup>	Робочий перетин	1030x675 mm
Об'єм теплообмінника	3.03 dm <sup>3</sup>	Колектор	Мідний
Додаткова ширина +115 мм			

5

## Приточний вентилятор

ВЕНТИЛЯТОР		ДВИГУН							
EVM									
Тип вентилятора 8300100058 - VBH0400CTRNS		Встановлена потужність							
<b>Продуктивність</b>	<b>7000 m<sup>3</sup>/h</b>	Живлення	EC MOTOR 3.6 kW						
<b>Наявний тиск</b>	<b>700 Pa</b>	Тип двигуна	EC						
Втрата тиску в установці	519 Pa	Клас ізоляції	F						
Повний тиск	1325 Pa	Захист	IP 55						
Загальний статичний тиск	1219 Pa	Ефективність	78.6 %						
Динамічний тиск	106 Pa	Макс. число обертів	3430 rpm						
Кількість обертів	3310.3 rpm	Споживана потужність (літо)	3.37 kW						
Споживча потужність механічна	3.02 kW	Споживана потужність (зима)	3.07 kW						
Power consumption	3.37 kW	Номінальний струм	5.5 A						
Рівень звукової потужності	88.55 dB(A)	Струм в робочій точці	5.14 A						
Напруга в робочій точці	400 V								
SFP клас	4/1733.14 W/m <sup>3</sup> /s								
ERP клас	ERP2015-EN17166								
<b>Рівень звук. потужності по октавним смугам (дБ)</b>									
F[Hz] - dB	Загальний	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Supply-Lw(A)6	89	43	54	69	75	82	82	82	78
Suction-Lw(A)5	85	40	52	65	72	74	74	81	77
<b>Звуковий тиск на відстані 1 м. В дБ (А) з напівсферичним поширенням - Допуск +/- 4 дБ</b>									
F[Hz]	dB(A)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Supply	81	35	46	61	67	74	74	75	70
Suction	77	32	44	57	64	66	66	73	69
External	52	27	36	44	45	45	47	44	34

Ефективність системи вентилятора розрахована згідно продуктивності вентилятора

Для вологих умов

Інспекційні двері

Необхідно додати пристрій для контролю обертів двигуна

6

## Кінцевий елемент

З гнучкою вставкою

Розміри: L1130xH750 мм

Підключення 1130x750 мм, Шинорійка 20 мм

7

## Кінцевий елемент

З гнучкою вставкою

Розміри: L1130xH750 мм

Підключення 1130x750 мм, Шинорійка 20 мм

"Vent-Service" LLC - 4, Oleha Afanasa Street, Kyiv, 03061, Ukraine

Off.№ 675791

- Phone: +380 (67) 650-78-91 - Fax: +380 (44) 594-71-08

Project ID: 216265

- E-mail: office@ventservice.com.ua

Припливно-втяжна  
установка Aerostar ПВ1

Термін дії пропозиції: 30 днів

Aeroselect selection software  
version 2.0.4.24 (10-11-2024)

GreenSTR\_9\_SE\_7000/6250\_700/700\_RH\_0\_Aq(h)1r\_G4,G4\_r7024\_120\_1

Виробник: Aerostar

G4(ISO Coarse 70%) N°2 592 x 287 x 360 - 6K mm

G4(ISO Coarse 70%) N°2 435 x 287 x 360 - 4K mm

Площа фільтраційного матеріалу 4.4 м²

Клас енергоефективності фільтра: D

**Витрата повітря 6250 м³/год**

Падіння тиску на чистому фільтрі 42 Pa

Розрахункове падіння тиску на фільтрі 96 Pa

Втрата тиску забруд. фільтру 150 Pa

**Інспекційні двері**

Фільтри не сертифіковані Eurovent

## ВЕНТИЛЯТОР

## ДВИГУН

EVM

Тип вентилятора 8300100058 - VBH0400CTRNS

Встановлена потужність

EC MOTOR 3.6 kW

**Продуктивність 6250 м³/h**

Живлення

3~/400/ 50/60

**Наявний тиск 700 Pa**

Тип двигуна

EC

Втрата тиску в установці 356 Pa

Клас ізоляції

F

Повний тиск 1141 Pa

Захист

IP 55

Загальний статичний тиск 1056 Pa

Ефективність

78.88 %

Динамічний тиск 85 Pa

Макс. число обертів

3430 rpm

Кількість обертів 3033.1 rpm

Споживана потужність (літо)

2.61 kW

Споживча потужність механічна 2.32 kW

Споживана потужність (зима)

2.6 kW

Power consumption 2.61 kW

Номінальний струм

5.5 A

Рівень звукової потужності 86.02 dB(A)

Струм в робочій точці

4.03 A

Напруга в робочій точці 400 V

SFP клас 4/1503.36 W/m³/s

ERP клас ERP2015-EN17166

**Рівень звук. потужності по октавним смугам (дБ)**

F[Hz] - dB	Загальний	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Supply-Lw(A)6	86	42	53	67	73	80	80	80	74
Suction-Lw(A)5	82	38	50	63	69	72	72	78	73

**Звуковий тиск на відстані 1 м. В дБ (А) з напівсферичним поширенням - Допуск +/- 4 дБ**

F[Hz]	dB(A)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Supply	78	34	45	59	65	72	72	72	66
Suction	74	30	42	55	61	64	64	70	65
External	50	26	35	42	43	43	45	41	30

**Ефективність системи вентилятора розрахована згідно продуктивності вентилятора****Для вологих умов****Інспекційні двері****Необхідно додати пристрій для контролю обертів двигуна**

Вхідна секція з переднім клапаном

**Регулюючий клапан, розміри L1130xH750 мм, витрата повітря 6250 м³/h, Кількість штоків - 1**

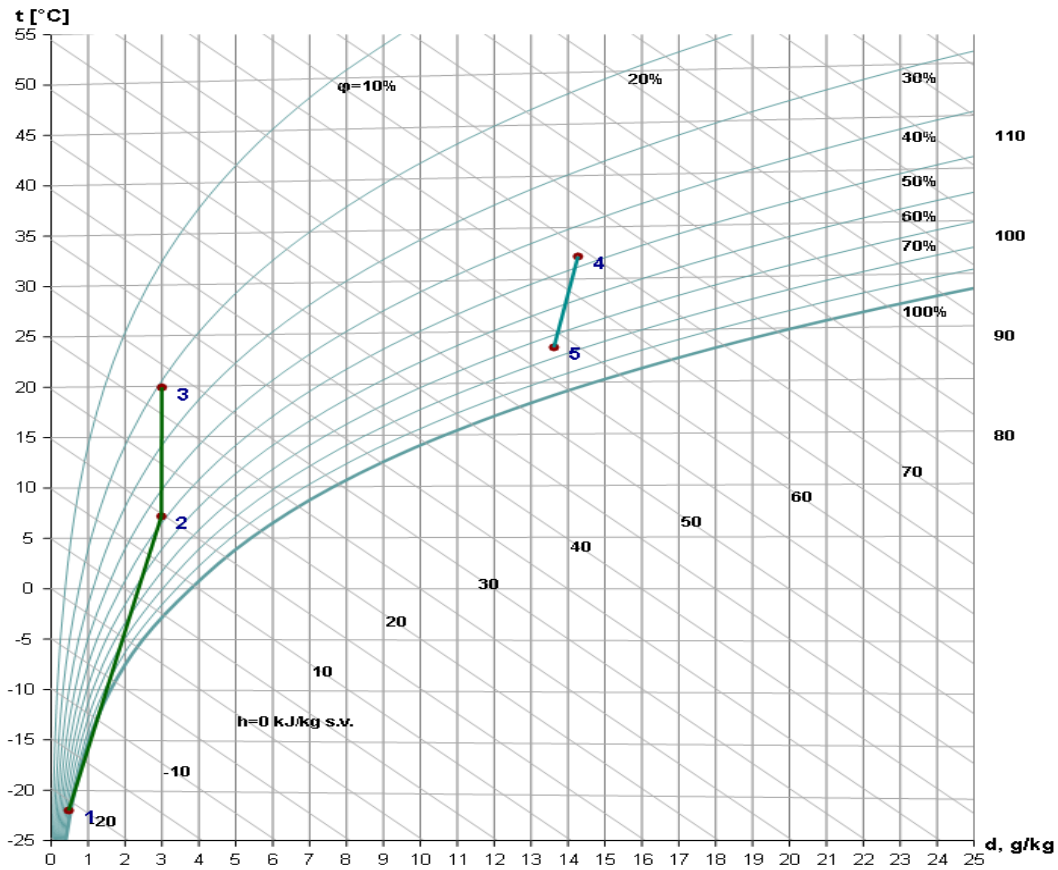
З гнучкою вставкою

**Підключення 1130x750 мм, Шинорійка 20 мм**

## АКУСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Октавні смуги (Гц)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Загальний рівень
Lw at S.A. Вхід [дБ]	40	52	65	72	74	74	81	77	84
Lw at S.A. Вихід [дБ]	43	54	69	75	82	82	82	78	88
Lw at E.A. Вхід [дБ]	38	50	63	69	72	72	78	73	81
Lw at E.A. Вихід [дБ]	42	53	67	73	80	80	80	74	85
Lw в навок.середовище	34	43	44	39	42	36	35	32	49

## ID-Діаграма



Зима			1	2	3
Температура	t	°C	-22	7.21	20
Вологість	Ф	%	90	47.51	20.7
Вологовміст	x	g/kg s.v.	0.47	2.98	3
Ентальпія	h	kJ/kg s.v.	-21.06	14.79	27.8
Витрата	Vs	м3/h	7000	7000	7000

Літо			4	5
Температура	t	°C	33	23.98
Вологість	Ф	%	45	72.57
Вологовміст	x	g/kg s.v.	14.27	13.62
Ентальпія	h	kJ/kg s.v.	69.89	58.89
Витрата	Vs	м3/h	7000	7000

1	Зовнішнє повітря
2	Після роторного рекуперація
3	Після водяного нагрівача
4	Зовнішнє повітря
5	Після роторного рекуперація

### Додаткові елементи

№	Артикул	Назва	Кількість
1	Offer №691551	Комплект автоматики ПВ1	1

"Vent-Service" LLC - 4, Oleha Afanasa Street, Kyiv, 03061, Ukraine

Off.№ 675791

- Phone: +380 (67) 650-78-91 - Fax: +380 (44) 594-71-08

Project ID: 216265

- E-mail: office@ventservice.com.ua

Припливно-втяжна  
установка Aerostar ПВ1

**Термін дії пропозиції: 30 днів**

Aeroselect selection software  
version 2.0.4.24 (10-11-2024)

GreenSTR\_9\_SE\_7000/6250\_700/700\_RH\_0\_Aq(h)1r\_G4,G4\_r7024\_120\_1

### Короткі характеристики установки

Завод виробник	VENTSERVICE
Модель установки	GreenSTR-9
Типологія	NRVU; BVU
Тип секції рекуперації	Роторний
ККД (сухий) для збалансованого об'єму повітря (EN 308)	69.55
Номінальна витрата повітря [м3/s]	1.94
Class of casing leakage at -400Pa	L1(R)
Class of casing leakage at +400Pa	L1(R)
Class of casing leakage at +700Pa	L1(R)
Макс. внутрішня швидкість витoku повітря [%]	< 5
FsPref (winter)	0.94
FsPref (summer)	0.94
Ashrae WMO reference	333450 (KIEV ZHULIANYINTL, UKRAINE)
SFP total [Вт/м³/с]	3236.5

	Приплив	Витяжка
Номінальна витрата повітря [м3/s]	1.94	1.74
Тип приводу	Установка приводу з регульованою швидкістю	Установка приводу з регульованою швидкістю
Споживана ел.потужність, [кВт] зима / літо	3.07/3.37	2.6/2.61
Швидкість потоку [м/с]	2.29	2.05
Наявний тиск [Pa]	700	700
Внутрішнє dP компонентів вентиляції [Pa] зима / літо	398/518	354/356
Статична ефективність вентилятора [%] зима / літо	69.5/70.3	70.4/70.2
Енергоефективність фільтрації	E	D
Падіння тиску на чистих фільтрах [Pa]	46	42
Internet address for disassembly instructions:		
Ecodesign	Немає	

"Vent-Service" LLC - 4, Oleha Afanasa Street, Kyiv, 03061, Ukraine

Off.№ 675791

- Phone: +380 (67) 650-78-91 - Fax: +380 (44) 594-71-08  
 - E-mail: office@ventservice.com.ua

Project ID: 216265

Припливно-витяжна установка Aerostar ПВ1

**Термін дії пропозиції: 30 днів**

Aeroselect selection software version 2.0.4.24 (10-11-2024)

GreenSTR\_9\_SE\_7000/6250\_700/700\_RH\_0\_Aq(h)1r\_G4,G4\_r7024\_120\_1

**Комплект автоматики ПВ1 (Offer № 691551)**

Найменування	Тип	Виробник	Артикул	Кількість	Примітка
Контролер	Schneider TM172PDG28RI 28 I/O	Schneider Electric	110028	1	Термін постачання 6 тижнів
Щит керування пластиковий	Mureva, 54mod. 3x18, 160x448x610 IP65	Schneider Electric	107494	1	Монтаж щита на вулиці заборонено!
Пульт керування	Aerostar IQPro5-Wifi IP20	Aerostar	110473	1	Термін постачання 4-6 тижнів
Канальний датчик температури(з кріпленням та трубкою)	WF269(NTC 10k)+(MF-08)+(MFL-150/06) IP67	Aerostar (IQ)	109765, 109761, 106299	3	
Змішувальний вузол	E-SUMX25-4.0-(APE-25-8) (Kvs=4) (Ск. 1)	Aerostar	110268	1	Термін постачання 4-6 тижнів
Привід повітряної заслінки Aerostar	GMA321.1E, AC 240 V, 7 Nm, IP 54 (spring)	Siemens	107820	1	Термін постачання 4 тижні
Привід повітряної заслінки Aerostar	GDB341.1E, AC 230 V, 5 Nm, IP 54 (no spring)	Siemens	107669	1	Термін постачання 5 тижнів
Центрувальна втулка	ASK78.7	Siemens	107795	1	Термін постачання 4 тижні
Датчик перепаду тиску	LF32-05 IP54	Aerostar	109596	3	Термін постачання 2 тижні
Термостат	LF55T-6M IP30	Aerostar	110214	1	Термін постачання 2 тижні
Накладний датчик температури	WF269-WT, NTC 10k, IP67	Aerostar (IQ)	109765, 109769	1	

Загальна кількість DLL - 8 шт.

Roen Est 1.3.38

EBMpapst 3.0.3.275

Karyer 4.01.2021

Klingenburg(Rotor) 5.0.14, 02/2024

Recutech 7.2.0.10

Ziehl-abegg FANselect V 1.01 (241016) (1.24.10.16) AMCA V 1.03 September, 2021 RLT V 1.00 Dezember, 2021

Zern 1.0.0.0

Recuperator - 2.6.0.0

"Vent-Service" LLC - 4, Oleha Afanasa Street, Kyiv, 03061, Ukraine

Off.№ 675791

- Phone: +380 (67) 650-78-91 - Fax: +380 (44) 594-71-08

- E-mail: office@ventservice.com.ua

Припливно-втяжна  
установка Aerostar ПВ1

**Термін дії пропозиції: 30 днів**

Aeroselect selection software  
version 2.0.4.24 (10-11-2024)

GreenSTR\_9\_SE\_7000/6250\_700/700\_RH\_0\_Aq(h)1r\_G4,G4\_r7024\_120\_1