

Вінницький національний технічний університет  
Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії  
Кафедра Інженерних систем у будівництві

**Магістерська кваліфікаційна робота на тему:**

**СИСТЕМА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ БУДІВЛІ  
ГРОМАДСЬКОГО ХАРЧУВАННЯ**

Виконав здобувач 2 курсу, групи ТГ-24м  
спеціальності 192 – Будівництво та  
цивільна інженерія

Кирилюк І.Ю.

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н., доцент кафедри ІСБ

Ободянська О.І.

(прізвище та ініціали)

«10» грудня 2025 р.

Опонент к.т.н., доцент кафедри БМГА

Хороша О.І.

(прізвище та ініціали)

«10» грудня 2025р.

**Допущено до захисту**

**Завідувач кафедри ІСБ**

**к.т.н., проф. Ратушняк Г.С.**

(прізвище та ініціали)

«10» грудня 2025 р.

Вінниця ВНТУ – 2025 рік

Вінницький національний технічний університет  
Факультет Будівництва, цивільної та екологічної інженерії  
Кафедра Інженерних систем у будівництві  
Рівень вищої освіти II (магістерський)  
Галузь знань 19 – Архітектура та будівництво  
Спеціальність 192 – Будівництво та цивільна інженерія  
Освітньо-професійна програма «Теплогазопостачання і вентиляція»

**«ЗАТВЕРДЖУЮ»**  
Завідувач кафедри ІСБ  
к.т.н., проф. Ратушняк Г.С.  
ІНЖЕНЕРІЯ  
Вінницький національний технічний університет  
(підпис)  
« 25 » вересня 2025 р.

### ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА Кирилюка Ігора Юрійовича

1. Тема роботи Система забезпечення мікроклімату будівлі громадського харчування  
(прізвище, ім'я, по батькові)  
керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ІСБ Ободянська О.І.  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)  
затверджені наказом вищого навчального закладу від «24» вересня 2025 року № 313
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 02 грудня 2025 р.
3. Вихідні дані до роботи Архітектурно-будівельні креслення будівлі. Проектна документація на будівництво, результати обстеження будівлі, технічні характеристики огороджувальних конструкцій будівлі, термічний опір стін не менше  $R_{ст} = 4,0 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$ . Система вентиляції – припливно-витяжна з механічним збудженням. Систему вентиляції розробити у відповідності до діючих нормативних вимог. Відомі конструктивні рішення систем забезпечення мікроклімату, наукові дослідження в напрямку енергоефективних технологій в системах вентиляції, наукові публікації.
4. Зміст текстової частини Вступ, аналітичний огляд та техніко-економічне обґрунтування системи вентиляції будівель громадського харчування, теоретичне та практичне обґрунтування основних параметрів і характеристик системи вентиляції, організаційно-технологічне забезпечення реалізації проектних рішень, заходи з енергозбереження та охорони довкілля, техніко-економічні показники, загальний висновок, перелік використаних джерел, додатки.
5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Плакати з результатами наукової частини роботи – дослідження сучасних технологій систем вентиляції для будівель громадського харчування. Креслення: схеми розміщення елементів систем вентиляції на планах будівлі. Аксонометричні схеми системи вентиляції. Календарний план влаштування системи вентиляції, графіки руху робітників, машин та механізмів, ТЕП. Монтажні креслення та вузли системи вентиляції.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Аналітичний огляд та техніко-економічне обґрунтування систем вентиляції будівель громадського харчування	Ободянськ О.І. к.т.н., доцент	 25.09.2025	 01.10.2025
Теоретичне та практичне обґрунтування основних параметрів і характеристик системи вентиляції	Ободянськ О.І. к.т.н., доцент	 02.10.2025	 10.10.2025
Організаційно-технологічне забезпечення реалізації проєктних рішень	Ободянськ О.І. к.т.н., доцент	 11.10.2025	 24.10.2025
Заходи з енергозбереження та охорони довкілля	Ободянськ О.І. к.т.н., доцент	 25.10.2025	 03.11.2025
Техніко-економічні показники проєктних рішень	Лялюк О. Г. к.т.н., доцент	 04.11.2025	 14.11.2025

7. Дата видачі завдання 25.09.2025 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Складання завдання та змісту до МКР	25.09.2025	виконано
2	Аналітичний огляд та техніко-економічне обґрунтування систем вентиляції будівель громадського харчування	01.10.2025	виконано
3	Теоретичне та практичне обґрунтування основних параметрів і характеристик системи вентиляції	10.10.2025	виконано
4	Організаційно-технологічне забезпечення реалізації проєктних рішень	24.10.2025	виконано
5	Заходи з енергозбереження та охорони довкілля	03.11.2025	виконано
6	Техніко-економічні показники проєктних рішень	14.11.2025	виконано
7	Оформлення графічної частини та пояснювальної записки, розробка презентації	28.11.2025	виконано
8	Попередній захист	02.12.2025	виконано
9	Виправлення зауважень	04.12.2025	виконано
10	Рецензування	10.12.2025	виконано
11	Захист МКР	17.12.2025	виконано

Магістра   
(підпис) Кирилюк І.Ю.  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи   
(підпис) Ободянська О.І.  
(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

УДК 725.5:697.9

Кирилюк І.Ю. Система забезпечення мікроклімату будівлі громадського харчування. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітньо-професійна програма – Теплогазопостачання і вентиляція. Вінниця: ВНТУ, 2025, 112 с.

На укр, мові. Бібліогр.: 45 назв; табл. 40.

Магістерська кваліфікаційна робота складається з п'яти розділів: аналітичний огляд та техніко-економічне обґрунтування системи вентиляції будівель громадського харчування, теоретичне та практичне обґрунтування основних параметрів і характеристик системи вентиляції, організаційно-технологічне забезпечення реалізації проектних рішень, заходи з енергозбереження та охорони довкілля, техніко – економічні показники проектних рішень.

Графічна частина містить аксонометричні схеми системи вентиляції, плани поверхів з нанесенням елементів системи вентиляції, побудовано календарний план з графіками руху робітників та графіками руху машин і механізмів, вузлові креслення.

Графічна частина складається з 7 креслень.

Ключові слова: енергефективність, система вентиляції, будівля громадського харчування, аеродинаміка, організація повітрообміну, кратність, мікроклімат, теплонадходження.

## ABSTRACT

Kyrylyuk I.Yu. System for ensuring the microclimate of a public catering building. Master's qualification thesis on specialty 192 – construction and civil engineering, educational and professional program – heat and gas supply and ventilation. Vinnytsia: VNTU, 2025, 112 p.

In the Ukrainian language. Bibliography: 45 titles; table 40.

The master's qualification work consists of five sections: analytical review and feasibility study of the ventilation system of public catering buildings, theoretical and practical justification of the main parameters and characteristics of the ventilation system, organizational and technological support for the implementation of design solutions, energy saving and environmental protection measures, technical and economic indicators of design solutions.

The graphic part contains axonometric diagrams of the ventilation system, surface plans with the application of ventilation system elements, a calendar plan with worker movement schedules and machine and mechanism movement schedules, and nodal drawings.

The graphic part consists of 7 drawings.

**Keywords:** energy efficiency, ventilation system, catering building, aerodynamics, organization of air exchange, multiplicity, microclimate, heat gain.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ БУДІВЕЛЬ ГРОМАДСЬКОГО ХАРЧУВАННЯ.....	10
1.1 Актуальність забезпечення мікроклімату в будівлях громадського харчування.....	10
1.2 Нормативні вимоги до систем вентиляції будівель громадського призначення.....	12
1.3 Класифікація систем вентиляції та їх призначення .....	15
1.4 Особливості систем вентиляції підприємств громадського харчування...	18
1.5 Сучасні типи вентиляційного обладнання та їх технічні характеристики .....	20
1.6 Конструктивні рішення систем вентиляції для будівель громадського харчування.....	23
1.7 Аналіз енергоефективності та експлуатаційних показників вентиляційних систем.....	25
1.8 Порівняння типових варіантів вентиляційних систем за техніко-економічними показниками.....	27
1.9 Проблеми та недоліки існуючих систем вентиляції в будівлях громадського харчування.....	29
Висновки до розділу 1.....	31
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ТА ПРАКТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	35
2.1 Тепловий режим приміщень .....	35
2.2 Організація та розрахунок повітрообміну місцевих витяжних систем.....	49
2.3 Моделювання аеродинамічного режиму роботи місцевих систем вентиляції .....	50
2.4 Організація та розрахунок повітрообміну загальнообмінних систем .....	52
2.5 Розрахунок повітророзподілення .....	54
2.6 Моделювання аеродинамічного режиму роботи загальнообмінних систем.....	64
2.7 Розрахунок обробки повітря в кондиціонерах.....	65
2.8 Акустичний розрахунок.....	68
Висновки до розділу 2.....	71

3 ОРГАНІЗАЦІЙНО – ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОЄКТНИХ РІШЕНЬ.....	72
3.1 Аналіз конструктивних особливостей об'єкту.....	72
3.2 Розрахунок та комплектування основних матеріалів для системи вентиляції .....	73
3.3 Визначення складу і об'ємів робіт для систем вентиляції .....	75
3.4 Вибір і обґрунтування методів виконання робіт, типів машин, механізмів, пристосувань і конструкцій .....	76
3.5 Визначення трудомісткості монтажних робіт .....	80
3.6 Визначення тривалості монтажних робіт.....	81
3.7 Визначення складу бригад.....	81
3.8 Техніко-економічні показники календарного плану монтажу системи вентиляції.....	84
3.9 Монтажене регулювання систем вентиляції .....	85
3.10 Техніка безпеки під час виконання монтажних робіт.....	86
3.11 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	87
Висновки до розділу 3.....	90
4 ЗАХОДИ З ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ОХОРОНИ ДОВКІЛЛЯ.....	91
4.1 Загальні положення.....	91
4.2 Заходи енергозбереження для системи вентиляції.....	92
4.3 Енергетичний паспорт будинку.....	94
Висновки до розділу 4.....	98
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЄКТНИХ РІШЕНЬ.....	99
Висновки до розділу 5 .....	105
ЗАГАЛЬНИЙ ВИСНОВОК.....	106
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	108
Додаток А – Технічне завдання (обов'язковий).....	113
Додаток Б – Висновок про перевірку МКР на плагіат (обов'язковий).....	117
Додаток В – Аеродинамічний розрахунок системи вентиляції (довідниковий).....	118

## ВСТУП

Дана магістерська кваліфікаційна робота передбачає розроблення варіанту системи вентиляції будівлі громадського харчування в місті Вінниця.

**Актуальність роботи.** У сучасних умовах розвитку сфери громадського харчування та зростання вимог до якості обслуговування особливої уваги потребує забезпечення комфортного, безпечного та стабільного мікроклімату в будівлях. Заклади харчування – це об'єкти зі значним тепловологісним навантаженням, постійним утворенням запахів, продуктів горіння, а також забруднень, що виникають у процесі приготування страв. За таких умов вентиляційні системи, зокрема загальнообмінні та місцеві, стають критичними елементами інженерної інфраструктури, від яких залежить не лише санітарно-гігієнічний стан приміщень, а й дотримання технологічних вимог та комфорт відвідувачів.

Ефективна система вентиляції відіграє ключову роль у підтриманні оптимальних параметрів повітряного середовища, включаючи температуру, вологість та концентрацію шкідливих домішок. Неєфективна або застаріла вентиляція призводить до погіршення умов праці персоналу, порушення технологічних процесів, виникнення корозії обладнання та підвищених енергетичних витрат. З огляду на тенденції до зростання енергоємності інженерних систем та необхідність оптимізації експлуатаційних витрат підприємств харчування, питання підвищення енергоефективності та модернізації вентиляційних комплексів набуває особливої актуальності.

Сучасні вимоги до будівель громадського харчування передбачають застосування високотехнологічних інженерних рішень, здатних забезпечувати не лише якісну очистку та обмін повітря, а й мінімізацію енергоспоживання, використання рекуперації, автоматизоване управління та гнучку адаптацію до змінних теплових навантажень. Особливе значення має поєднання загальнообмінної вентиляції з місцевими відсмоктувачами, що дозволяє захоплювати забруднення безпосередньо у джерелі їх утворення, суттєво покращуючи санітарні показники приміщення та зменшуючи навантаження на центральну систему.

Таким чином, дослідження, спрямоване на розробку оптимальної системи забезпечення мікроклімату в будівлі громадського харчування, є актуальним з огляду на поєднання технічних, санітарних, енергетичних та екологічних вимог. Удосконалення вентиляційних систем дозволить підвищити ефективність роботи закладу, забезпечити комфортні умови для відвідувачів і персоналу, знизити експлуатаційні витрати та сприяти впровадженню принципів енергоощадності в будівлях громадського призначення.

**Метою магістерської роботи** є комплексне дослідження, обґрунтування та розроблення енергоефективної системи забезпечення мікроклімату для будівлі громадського харчування, яка включає загальнообмінну та місцеву вентиляції, з урахуванням сучасних нормативних вимог, санітарно-гігієнічних показників і умов експлуатації, а також Формування рекомендацій щодо зниження енерговитрат, підвищення надійності роботи системи, забезпечення стабільного мікроклімату у виробничих і обідніх зонах, а також у визначенні потенціалу модернізації вентиляційної інфраструктури закладів громадського харчування відповідно до сучасних вимог енергоефективності, безпеки та комфорту.

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

- проаналізувати особливості формування мікроклімату в будівлях громадського харчування, визначити основні фактори, що впливають на якість повітря, температуру, вологість та теплове навантаження технологічних зон;
- дослідити нормативні вимоги до проектування систем загальнообмінної та місцевої вентиляції, а також вимоги до параметрів мікроклімату, передбачені чинними будівельними нормами, санітарними регламентами та стандартами енергоефективності;
- проаналізувати існуючі схеми повітрообміну та конструктивні рішення, що застосовуються у закладах громадського харчування, визначити їхні переваги та недоліки з точки зору ефективності, енергоспоживання та надійності роботи;
- розробити оптимізовану схему системи забезпечення мікроклімату, яка поєднує загальнообмінну та місцеву вентиляцію, забезпечує видалення

надлишкового тепла, вологи, запахів і продуктів згоряння та відповідає особливостям об'єкта;

- змоделювати розрахунок теплонадходжень та тепловиділень в приміщеннях будівлі громадського харчування;

- змоделювати аеродинамічний режим системи вентиляції для визначення необхідних параметрів припливу та витяжки, продуктивності вентиляторів, перерізів повітроводів і характеристик теплообмінного обладнання;

- розробити організаційно-технологічне рішення з монтажу системи вентиляції, що включає вибір технологічної послідовності виконання робіт, визначення необхідних ресурсів, засобів механізації, умов безпечного виконання монтажних операцій та оптимізації термінів і трудових витрат;

- розробити й обґрунтувати заходи з енергозбереження та охорони довкілля у процесі експлуатації системи вентиляції, включаючи застосування енергоефективного обладнання та технологій рекуперації;

- розрахувати техніко-економічні показники проєктних рішень.

**Об'єкт дослідження** – системи вентиляції для забезпечення нормативних показників мікроклімату приміщень будівлі громадського харчування.

**Предмет дослідження** – процеси формування, регулювання та підтримання параметрів повітряного середовища у вентиляційних системах будівлі громадського харчування.

**Наукова цінність одержаних результатів.** Досліджено теоретичне обґрунтування доцільності застосування енергоефективних систем вентиляції для забезпечення параметрів мікроклімату будівлі громадського харчування.

**Практичне значення.** Передбачено конструктивно-технологічні рішення системи вентиляції, які дають можливість забезпечувати та підтримувати мікроклімат приміщень будівлі громадського харчування в межах заданих параметрів.

**Апробація та публікації.** Основні положення і результати досліджень доповідалися й обговорювалися на міжнародній науково-технічній конференції «Енергоефективність в галузях економіки України» (2025) [21].

# 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ БУДІВЕЛЬ ГРОМАДСЬКОГО ХАРЧУВАННЯ

## 1.1 Актуальність забезпечення мікроклімату в будівлях громадського харчування

Сучасні будівлі громадського харчування – це складні інженерні об'єкти, в яких поєднуються функції приготування, реалізації та споживання готової продукції. Для забезпечення комфортних умов перебування персоналу та відвідувачів, а також стабільної роботи технологічного обладнання, надзвичайно важливим є створення та підтримання оптимального мікроклімату у всіх приміщеннях. Мікроклімат формують такі параметри, як температура, відносна вологість, швидкість руху повітря, чистота та склад повітряного середовища. Відхилення від нормативних значень цих параметрів призводить до погіршення умов праці, зниження продуктивності, а в окремих випадках – до порушення санітарно-гігієнічних вимог та погіршення якості готової продукції.

Особливістю будівель громадського харчування є наявність значних внутрішніх тепловологових надлишків, що утворюються внаслідок роботи теплотехнологічного обладнання, випаровування вологи з поверхонь і продуктів, а також великої кількості людей у залах. Виробничі цехи (гарячі, м'ясо-рибні, кондитерські, мийні тощо) характеризуються інтенсивними тепловиділеннями, високою вологістю повітря та забрудненням продуктами горіння, жиру, пари і запахів. Тому природна вентиляція в таких умовах є неефективною, а забезпечення належних параметрів повітря можливе лише за рахунок раціонально організованих механічних систем вентиляції з використанням сучасного енергоефективного обладнання [1].

Підвищення вимог до енергоефективності будівель та скорочення споживання енергоресурсів зумовлюють необхідність удосконалення систем вентиляції, що мають не лише забезпечувати санітарно-гігієнічні показники, а й мінімізувати експлуатаційні витрати. Системи вентиляції нового покоління

повинні бути обладнані автоматизованими системами керування, які дають змогу регулювати обсяги подачі та видалення повітря залежно від поточного навантаження, температури, вологості та кількості людей у приміщенні. Такі підходи відповідають концепції енергоощадних і сталих будівель, передбачених сучасними нормативними документами ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» і ДСТУ ISO 16890.

Забезпечення належного мікроклімату безпосередньо впливає на санітарно-гігієнічний стан будівлі, технологічну надійність обладнання, безпеку персоналу та комфорт відвідувачів. Умови мікроклімату регулюють інтенсивність теплового обміну між людиною та навколишнім середовищем, впливають на самопочуття, працездатність і ризик виникнення професійних захворювань. За даними гігієнічних досліджень, відхилення температури повітря в кухонних та залових приміщеннях на 2 – 3 °С від оптимального рівня може знижувати продуктивність праці на 10 – 15 % і суттєво збільшувати кількість відмов технічного обладнання [1, 2].

Сучасний підхід до проектування систем вентиляції передбачає інтеграцію процесів кондиціонування, очищення, осушення або зволоження повітря та утилізації теплоти відпрацьованого потоку. Для будівель громадського харчування, де відбуваються одночасно інтенсивні теплові та вологоутворюючі процеси, застосування центральних кондиціонерів з рекуперацією теплоти є технічно доцільним і економічно вигідним. Це дозволяє зменшити витрати енергії на підігрів і охолодження припливного повітря, підвищити надійність роботи системи та стабільність параметрів мікроклімату.

Не менш важливою є проблема шуму, вібрацій та естетичного сприйняття обладнання, що особливо актуально для приміщень обідніх залів. Тому при проектуванні систем вентиляції для підприємств громадського харчування необхідно враховувати архітектурні та акустичні вимоги, забезпечуючи оптимальне розташування вентиляційних агрегатів, повітропроводів і дифузорів.

Важливість раціонального проектування вентиляційних систем у закладах громадського харчування також визначається зростанням вимог до енергетичної сертифікації будівель та контролю за витратами енергії.

Вентиляційні системи є одними з головних споживачів електроенергії у таких закладах, тому впровадження енергоефективних технологій, таких як частотне регулювання вентиляторів, рекуператори, повітряні заслінки з автоматичним управлінням, дає можливість зменшити експлуатаційні витрати та викиди парникових газів.

Таким чином, забезпечення оптимального мікроклімату в будівлях громадського харчування є не лише санітарною та технологічною вимогою, а й важливою складовою енергетичної ефективності будівлі. Розробка і впровадження сучасних вентиляційних систем із використанням високоефективного обладнання, таких як центральні кондиціонери типу Ventus, дозволяють досягти комплексного ефекту – підвищення якості повітряного середовища, комфорту персоналу та відвідувачів, зменшення енерговитрат і підвищення довговічності інженерних мереж. Усе це визначає актуальність дослідження систем забезпечення мікроклімату будівель громадського харчування як важливого напрямку сучасного будівництва та експлуатації енергоефективних будівель [3].

## **1.2 Нормативні вимоги до систем вентиляції будівель громадського призначення**

Проектування та експлуатація систем вентиляції в будівлях громадського харчування здійснюється відповідно до вимог чинних нормативних документів, які регламентують параметри мікроклімату, повітрообміну, енергетичну ефективність і санітарно-гігієнічні умови. Основними нормативними актами в Україні, що визначають вимоги до систем вентиляції, є ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування», ДСТУ-Н Б В.2.5-64:2013, а також низка міжнародних стандартів, зокрема ISO 7730 та EN 16798 [6, 7, 9].

Згідно з ДБН В.2.5-67:2013, системи вентиляції повинні забезпечувати нормативні параметри повітряного середовища для конкретного призначення приміщення. Для підприємств громадського харчування встановлено наступні оптимальні значення: температура повітря у робочій зоні в теплий період року

має становити 22 – 25 °С, у холодний – 18 – 22 °С; відносна вологість – 40 – 60 %; швидкість руху повітря – не більше 0,2 – 0,3 м/с у залах та 0,5 – 1,0 м/с у виробничих приміщеннях. Також нормативи передбачають допустимі рівні шуму – не вище 50 дБА у залах для відвідувачів і 65 дБА у виробничих приміщеннях [4].

Важливою вимогою до вентиляційних систем є забезпечення необхідного повітрообміну, тобто кількості свіжого повітря, що подається до приміщення за одиницю часу. Для приміщень громадського харчування норми повітрообміну визначаються з урахуванням тепловиділень, вологості, кількості людей і призначення приміщення. Так, у обідніх залах необхідно забезпечувати не менше 20 – 30 м<sup>3</sup>/год свіжого повітря на одну особу, а у виробничих приміщеннях – не менше 60–100 м<sup>3</sup>/год на одного працівника. Для гарячих цехів, де виділяється велика кількість тепла та пари, кратність повітрообміну може досягати 20–40 обмінів повітря за годину [5].

Санітарні норми регламентують також вимоги до якісного складу повітря, зокрема концентрації діоксиду вуглецю, пилу, парів жиру, вологи, продуктів згоряння та запахів. Вміст CO<sub>2</sub> у повітрі не повинен перевищувати 0,1 % (1000 ppm). Для видалення забруднень з повітря необхідно використовувати системи фільтрації з класом очищення не нижче ePM1 50 % (F7) відповідно до стандарту ISO 16890.

Окрему увагу нормативи приділяють пожежній та вибухобезпечності вентиляційних систем. Відповідно до ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва», повітроводи, що проходять через протипожежні перегородки, повинні мати протипожежні клапани, а вентилятори – бути виконані з матеріалів, що не підтримують горіння. Для гарячих і кондитерських цехів передбачається обов'язкове встановлення місцевих витяжних зонтових систем для видалення парів жиру і продуктів згоряння.

Згідно з ДСТУ EN 16798-3:2019 «Енергоефективність будівель. Вентиляція будівель. Частина 3. Вентиляція в нежитлових будівлях. Експлуатаційні вимоги до систем вентиляції та кондиціонування повітря в приміщенні», системи вентиляції повинні забезпечувати енергетичну

ефективність, тобто оптимальний баланс між споживанням енергії та якістю повітря. Рекомендовано використовувати установки з рекуперацією теплоти з коефіцієнтом ефективності не нижче 60 %, а також системи автоматичного регулювання витрати повітря залежно від навантаження. Установки повинні бути оснащені системами моніторингу температури, вологості, тиску і рівня CO<sub>2</sub>.

Вимоги до вентиляційних систем поширюються також на матеріали та елементи конструкції. Повітроводи в приміщеннях громадського харчування виконуються переважно з оцинкованої або нержавіючої сталі, класу щільності не нижче П (щільні). Товщина стінки повітроводу повинна відповідати його розміру, але не менше 0,7 мм. Усі стики повинні бути герметичними, а місця кріплення – забезпечувати відсутність вібрацій [8].

Вентиляційні системи повинні бути спроектовані таким чином, щоб унеможливити перетікання повітря між чистими і забрудненими зонами, особливо між кухнею, гарячими цехами та обіднім залом. Для цього згідно з ДБН В.2.2-9:2018 «Громадські будівлі та споруди» передбачається створення різниці тисків між приміщеннями, завдяки чому повітря рухається від чистіших зон до більш забруднених.

Суттєвою складовою нормативного забезпечення є автоматизація та диспетчеризація вентиляційних систем. Відповідно до рекомендацій ДСТУ EN 15232-1:2017 «Енергоефективність будівель», у системах вентиляції повинні застосовуватися засоби автоматичного керування для підтримання параметрів мікроклімату в межах допустимих значень і для зменшення енергоспоживання. Такі системи передбачають автоматичне керування роботою вентиляторів, заслінок, нагрівачів, охолоджувачів і рекуператорів.

Усі елементи вентиляційних систем повинні відповідати вимогам енергетичного маркування та сертифікації відповідно до Регламенту ЄС 1253/2014, що встановлює класи енергоефективності вентиляційних установок. Для будівель громадського харчування рекомендовано використовувати обладнання не нижче класу А.

Таким чином, нормативні документи визначають комплекс вимог до проектування, монтажу й експлуатації систем вентиляції у будівлях

громадського призначення. Вони охоплюють не лише гігієнічні параметри повітря, а й аспекти енергоефективності, пожежної безпеки, автоматизації та довговічності. Дотримання цих вимог забезпечує безпечну, економічну та комфортну експлуатацію будівель громадського харчування, а також відповідає сучасним європейським тенденціям розвитку інженерних систем [10].

### **1.3 Класифікація систем вентиляції та їх призначення**

Система вентиляції є одним з основних інженерних комплексів будівлі, призначеним для створення, підтримання та регулювання необхідних параметрів повітряного середовища у приміщеннях. Її класифікація здійснюється за низкою ознак: за способом переміщення повітря, за напрямом його руху, за зоною дії, за конструктивним виконанням, за способом організації повітрообміну та за функціональним призначенням. Правильний вибір типу системи вентиляції визначає рівень комфорту, санітарно-гігієнічні умови, енергоефективність і надійність роботи будівлі громадського харчування [10].

За способом переміщення повітря вентиляційні системи поділяються на природні та механічні. Природна вентиляція здійснюється за рахунок різниці температури і тиску повітря всередині та зовні будівлі. Її перевагою є простота конструкції та відсутність споживання електроенергії, проте вона не забезпечує стабільності параметрів мікроклімату і не дозволяє регулювати обсяги повітрообміну. Така система доцільна лише у допоміжних або підсобних приміщеннях.

Механічна вентиляція передбачає примусове переміщення повітря за допомогою вентиляторів, кондиціонерів та повітропроводів. Вона дозволяє забезпечити необхідну кратність повітрообміну незалежно від зовнішніх умов, а також здійснювати очищення, нагрівання, охолодження, осушення або зволоження повітря. Для закладів громадського харчування переважно застосовується саме механічна вентиляція.

За напрямом руху повітря системи поділяють на приточні, витяжні та припливно-витяжні. Приточна система подає свіже повітря у приміщення,

забезпечуючи компенсацію витяжних потоків. Вона необхідна для обідніх залів, адміністративних та складських приміщень. Витяжна система призначена для видалення забрудненого, перегрітого або вологого повітря. Такі системи широко використовуються у гарячих, мийних і кондитерських цехах, де утворюються інтенсивні тепловиділення та випаровування [11].

Припливно-витяжна система поєднує обидві функції – подачу свіжого та видалення відпрацьованого повітря. Вона є найефективнішою та найпоширенішою для будівель громадського харчування, оскільки дозволяє підтримувати баланс повітрообміну та контроль над параметрами мікроклімату.

За зоною дії системи вентиляції поділяються на загальнообмінні та місцеві. Загальнообмінна вентиляція призначена для забезпечення повітрообміну у всьому об'ємі приміщення. Вона рівномірно розподіляє повітря та підтримує необхідні параметри мікроклімату у всій зоні обслуговування. Така система використовується у великих приміщеннях – залах для відвідувачів, вестибюлях, адміністративних кімнатах [11, 15].

Місцева вентиляція застосовується для видалення шкідливих або тепловологих викидів безпосередньо з місця їх утворення. До місцевих систем належать витяжні зонти, повітряні завіси, аспіраційні установки. Вони є обов'язковими у виробничих приміщеннях – над плитами, жаровими шафами, фритюрницями, де необхідно швидко видаляти пару, дим і запахи.

За конструктивним виконанням системи вентиляції поділяють на каналні та безканалні.

Канальні системи складаються з мережі повітропроводів, через які здійснюється подача і видалення повітря. Вони можуть бути виготовлені з оцинкованої сталі, алюмінію або полімерних матеріалів. Канальна вентиляція дозволяє обслуговувати кілька приміщень одночасно, забезпечуючи централізований контроль і високу ефективність.

Безканалні системи застосовуються у невеликих приміщеннях і передбачають переміщення повітря без розгалужених повітропроводів – безпосередньо через стіни або стелі за допомогою локальних вентиляторів, кондиціонерів чи спліт-систем [8].

За способом організації повітрообміну розрізняють постійно діючі та регульовані системи. Постійно діючі системи працюють з незмінною витратою повітря незалежно від навантаження. Регульовані системи оснащуються автоматикою, яка змінює продуктивність вентиляторів, положення заслінок або швидкість повітря залежно від кількості людей, рівня забруднення чи температури. Сучасні будівлі громадського харчування дедалі частіше використовують регульовані вентиляційні системи з частотним керуванням електродвигунів, що дозволяє значно зменшити споживання електроенергії.

За функціональним призначенням вентиляційні системи поділяють на робочі та аварійні. Робочі системи забезпечують нормальні параметри мікроклімату в умовах штатної експлуатації. Аварійні системи призначені для видалення диму, газів або шкідливих речовин при аваріях, пожежах чи технологічних відхиленнях. Для кухонь і гарячих цехів обов'язковим є передбачення систем димовидалення з автоматичним включенням у разі перевищення температури або концентрації диму [10].

Крім того, за наявністю кондиціонування повітря вентиляційні системи поділяють на звичайні та з кондиціонуванням. Системи кондиціонування дозволяють не лише забезпечити повітрообмін, а й підтримувати температуру, вологість і чистоту повітря в межах комфортних значень. У сучасних будівлях громадського харчування широко застосовуються центральні кондиціонери типу Ventus або VTS, які виконують функції подачі, очищення, нагрівання, охолодження та осушення повітря.

Отже, класифікація систем вентиляції дає змогу обґрунтовано обрати оптимальний тип системи залежно від функціонального призначення будівлі, умов експлуатації, кліматичних факторів і технологічних процесів. Для підприємств громадського харчування найдоцільнішим є поєднання загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції з центральними кондиціонерами та місцевих витяжних систем у зонах інтенсивних тепловиділень. Такий підхід забезпечує ефективний повітрообмін, комфортний мікроклімат і енергетичну збалансованість будівлі [11].

## 1.4 Особливості систем вентиляції підприємств громадського харчування

Системи вентиляції на підприємствах громадського харчування мають суттєві відмінності від вентиляційних систем у будівлях іншого призначення. Це пов'язано зі специфікою технологічних процесів, які супроводжуються значним виділенням теплоти, вологи, запахів, жирових парів та продуктів горіння. Вентиляційна система у таких закладах повинна не лише забезпечувати комфортні умови для відвідувачів і персоналу, але й підтримувати оптимальні параметри повітряного середовища для стабільного функціонування технологічного обладнання, запобігати накопиченню шкідливих домішок і гарантувати дотримання санітарно-гігієнічних норм [12].

Основною особливістю вентиляційних систем закладів громадського харчування є їх зональність і поділ за функціональним призначенням приміщень. У будівлі розрізняють кілька типових зон: зали для відвідувачів, виробничі цехи (гарячі, холодні, м'ясо-рибні, кондитерські, мийні тощо), складські приміщення, побутові кімнати персоналу та допоміжні приміщення. Для кожної з цих зон встановлюються різні вимоги до повітрообміну, температури, вологості та чистоти повітря. Наприклад, у виробничих приміщеннях кратність повітрообміну може сягати 20 – 40 разів на годину, тоді як у залах для відвідувачів достатньо 10 – 12 разів [1 – 5].

Ще однією характерною рисою таких систем є необхідність поєднання загальнообмінної та місцевої вентиляції. Загальнообмінна вентиляція призначена для підтримання загальних параметрів мікроклімату у приміщенні шляхом подавання та видалення повітря рівномірно по всьому об'єму. Водночас місцева вентиляція застосовується у зонах з підвищеними тепловиділеннями – над плитами, фритюрницями, печами, посудомийними машинами, котлами тощо. Для цього використовуються витяжні зонти, повітрязабірники, витяжні шафи, радіальні вентилятори та гнучкі повітроводи. Таке поєднання дозволяє ефективно усувати локальні забруднення без надмірного збільшення обсягів загальної подачі повітря, що позитивно впливає на енергоефективність системи.

Важливою особливістю проектування вентиляції підприємств громадського харчування є забезпечення розділення повітряних потоків. Повітря з виробничих приміщень, яке містить пари жирів, вологу, запахи, не допускається до рециркуляції чи змішування з повітрям, що надходить у зали для відвідувачів. Це запобігає поширенню запахів та підтримує високий рівень санітарії. Приточне повітря зазвичай подається через фільтри та нагрівальні секції, а у теплу пору року – через охолоджувальні секції центральних кондиціонерів.

Однією з найважливіших задач систем вентиляції є баланс теплових надлишків. У гарячих цехах утворюється велика кількість теплоти від плит, духових шаф, жаровень, що може перевищувати 200 – 300 Вт/м<sup>2</sup>. Для компенсації цього теплового навантаження необхідно збільшувати кратність повітрообміну, застосовувати системи припливного охолодження або організувати змішану подачу повітря зверху та знизу. Водночас у залах для відвідувачів надлишкове охолодження є небажаним, тому подавання повітря здійснюється дифузорами, розташованими під стелею, з малими швидкостями виходу повітря [13].

У сучасних системах вентиляції підприємств громадського харчування широко застосовуються центральні кондиціонери та вентиляційні установки з рекуперацією теплоти. Такі агрегати дозволяють не лише здійснювати подачу та видалення повітря, але й очищати його, нагрівати або охолоджувати, зволожувати чи осушувати, забезпечуючи повну автоматизацію процесів. Прикладом є центральні кондиціонери типу Ventus VS-R-RCH, які мають модульну конструкцію та можуть оснащуватися рекуператорами, фільтраційними секціями, електричними або водяними нагрівачами. Їх застосування забезпечує стабільний мікроклімат у залах для відвідувачів і виробничих приміщеннях незалежно від зовнішніх умов.

Особливу увагу під час проектування необхідно приділяти розташуванню вентиляційного обладнання. Найчастіше центральні кондиціонери та вентиляторні установки встановлюють на покрівлі або технічному поверсі будівлі. Це дозволяє зменшити довжину повітроводів і забезпечити простоту

обслуговування. Повітроводи виконують із оцинкованої сталі класу П (щільні), що гарантує герметичність і довговічність системи.

Ще одна важлива особливість систем вентиляції у підприємствах громадського харчування – високі вимоги до очищення повітря. Для видалення жирових частинок і запахів застосовуються жироловлювачі, фільтри тонкого очищення, іноді – системи фотокаталітичного або електростатичного очищення. Регулярне обслуговування таких систем є обов'язковою умовою безпечної експлуатації, оскільки накопичення жиру у повітроводах може стати причиною займання.

Важливою тенденцією останніх років є впровадження автоматизованих систем керування вентиляцією (АСУ ВЕН). Такі системи дозволяють регулювати роботу обладнання в залежності від реальних умов експлуатації – кількості відвідувачів, температури зовнішнього повітря, рівня вологості тощо. Використання датчиків CO<sub>2</sub>, вологості та температури забезпечує підтримання оптимального мікроклімату при мінімальних енерговитратах. Автоматизація також підвищує надійність роботи системи, знижує ризик відмов і полегшує технічне обслуговування [14].

Отже, вентиляційні системи підприємств громадського харчування відзначаються складною структурою, багаторівневим керуванням та підвищеними вимогами до енергоефективності, гігієнічності й безпеки. Вони повинні забезпечувати стабільний мікроклімат у різних за призначенням приміщеннях, ефективно видаляти надлишкове тепло, вологу та запахи, при цьому мінімізуючи споживання енергії. Усе це визначає необхідність ретельного техніко-економічного обґрунтування при виборі типу системи вентиляції та її елементів для конкретного об'єкта громадського харчування.

## **1.5 Сучасні типи вентиляційного обладнання та їх технічні характеристики**

Сучасні системи вентиляції будівель громадського харчування базуються на високотехнологічному обладнанні, що забезпечує ефективний повітрообмін,

підтримання оптимальних параметрів мікроклімату, енергозбереження та автоматизоване управління. Вибір вентиляційного обладнання визначається типом приміщень, тепловим і вологим навантаженням, а також санітарними нормами. Основні компоненти таких систем включають центральні кондиціонери, вентилятори, рекуператори, повітряні фільтри та автоматизовані засоби управління [1, 5, 8].

Центральні кондиціонери є ключовим елементом систем загальнообмінної вентиляції. На ринку представлені різні серії, серед яких виділяються Ventus, Systemair та VTS, що забезпечують комплексну обробку повітря: очищення, нагрівання, охолодження, зволоження або осушення. Центральні кондиціонери серії Ventus VS–R–RCH мають модульну конструкцію, що дозволяє комбінувати різні блоки залежно від потреб приміщення. Вони оснащені високоефективними теплообмінниками та фільтрами класу G4/F7, що забезпечує очищення припливного повітря від пилу та шкідливих домішок. Для підвищення енергоефективності застосовуються рекуператори, які дозволяють використовувати теплоту витяжного повітря для підігріву припливного.

Серія Systemair представлена моделями з потужними вентиляторами та інтегрованою системою керування. Вони дозволяють підтримувати задану температуру та вологість, автоматично регулювати подачу та видалення повітря залежно від фактичного навантаження. Такі установки можуть мати вбудовані роторні або пластинчасті рекуператори, які забезпечують до 70% повернення теплової енергії, знижуючи споживання електроенергії та витрати на опалення чи охолодження.

Компанія VTS пропонує центральні кондиціонери промислового класу, які відрізняються високою продуктивністю і низьким рівнем шуму. Установки VTS оснащуються фільтрами F5 – F9, електричними або водяними нагрівачами, автоматичними клапанами та контролерами, що забезпечують підтримання заданих параметрів повітря в різних зонах будівлі. Завдяки модульності, обладнання легко інтегрується з локальними системами кондиціонування та вентиляції, забезпечуючи зональне регулювання мікроклімату.

Енергоефективні вентилятори відіграють ключову роль у примусових системах вентиляції. Для сучасних об'єктів застосовуються радіальні та осьові вентилятори з високим ККД (до 85 – 90%), обладнані двигунами з частотним регулюванням. Частотні перетворювачі дозволяють змінювати продуктивність вентиляторів залежно від реальної потреби у повітрообміні, що суттєво знижує енергоспоживання і рівень шуму. Вентилятори можуть бути встановлені як у центральних кондиціонерах, так і в локальних системах витяжки, наприклад, у зонтах над плитами та жаровими шафами [17].

Рекуператори застосовуються для використання тепла видаленого повітря. У системах вентиляції закладів громадського харчування застосовуються пластинчасті, роторні та гліколеві рекуператори. Пластинчасті рекуператори забезпечують передачу тепла між витяжним і припливним повітрям без змішування потоків. Роторні рекуператори дозволяють досягти високого коефіцієнта віддачі тепла (до 80%), одночасно виконуючи функцію регулювання вологості. Гліколеві теплообмінники застосовуються у випадках, коли необхідно здійснити підігрів повітря водяним контуром.

Фільтри повітря є обов'язковим елементом сучасних систем вентиляції, що забезпечують гігієнічність і безпеку приміщень. Для припливного повітря використовуються фільтри грубої очистки класу G3 – G4 та тонкої очистки F7 – F9, які затримують пил, частки жиру та алергени. Для витяжних систем у кухнях встановлюються жироловлувачі та фільтри грубої очистки, що перешкоджають засміченню повітроводів та утворенню загоряння. Високоякісні фільтри дозволяють знизити навантаження на вентиляційні вентилятори та продовжити термін служби обладнання [13].

Автоматизація систем вентиляції забезпечує підтримання заданих параметрів мікроклімату в режимі реального часу. Сучасні контролери дозволяють інтегрувати датчики температури, вологості, CO<sub>2</sub>, тиску та швидкості повітря. Система автоматично регулює продуктивність вентиляторів, роботу клапанів, нагрівачів, охолоджувачів і рекуператорів, що дозволяє забезпечити комфортні умови при мінімальних енерговитратах. Також

автоматизована система повідомляє про необхідність обслуговування фільтрів або виникнення аварійних режимів роботи.

Сучасне вентиляційне обладнання характеризується високим рівнем енергоефективності, модульністю, низьким рівнем шуму, надійністю та легкістю інтеграції з системами автоматизації будівлі. Використання таких компонентів дозволяє створювати багаторівневі системи вентиляції з зональним управлінням, що забезпечують одночасно комфорт, санітарну безпеку, економію енергії та простоту експлуатації [14].

Отже, при розробці проекту системи вентиляції для будівлі громадського харчування оптимальним є використання центральних кондиціонерів високої продуктивності (Ventus, Systemair, VTS) у поєднанні з енергоефективними вентиляторами, рекуператорами, фільтрами та системою автоматичного керування. Такий підхід дозволяє забезпечити стабільний мікроклімат, санітарну безпеку та економічну ефективність експлуатації, що відповідає сучасним вимогам будівельної та енергетичної галузей.

## **1.6 Конструктивні рішення систем вентиляції для будівель громадського харчування**

Ефективність систем вентиляції будівель громадського харчування значною мірою залежить від правильного вибору конструктивних рішень, що забезпечують стабільний повітрообмін, оптимальні параметри мікроклімату та легкість експлуатації. Конструктивні аспекти включають розташування обладнання, матеріали та способи кріплення повітроводів, а також організацію схем подачі та видалення повітря.

Розміщення вентиляційного обладнання є ключовим чинником, що впливає на продуктивність системи, довжину повітроводів, рівень шуму та доступність для технічного обслуговування. Найбільш поширеним рішенням у будівлях громадського харчування є встановлення центральних кондиціонерів та вентиляторних установок на покрівлі будівлі. Це дозволяє зменшити довжину повітроводів, забезпечує зручний доступ для технічного обслуговування та

мінімізує шумове навантаження на приміщення. Крім того, розташування на покрівлі забезпечує ефективну організацію припливно-витяжних потоків та можливість установки рекуператорів та фільтрувальних блоків без обмежень у просторі [5, 12].

У разі обмеженого простору на покрівлі або для розташування допоміжного обладнання застосовуються технічні приміщення (машинні відсіки, технічні поверхи). Розміщення центральних кондиціонерів, водяних та електричних нагрівачів, вентиляторів і рекуператорів у таких приміщеннях забезпечує захист обладнання від атмосферних впливів, спрощує прокладання комунікацій та дає можливість інтегрувати систему з іншими інженерними мережами будівлі.

Повітроводи є важливим елементом конструкції системи вентиляції, який визначає ефективність подачі та видалення повітря. У сучасних системах громадського харчування застосовуються повітроводи прямокутного або круглого перерізу, виконані з оцинкованої листової сталі класу П (щільні) товщиною 0,7 мм, що гарантує герметичність і довговічність.

Способи кріплення повітроводів визначаються як конструктивними вимогами, так і вимогами до пожежної безпеки та надійності. Найчастіше використовуються шпильки, анкерні болти та металеві планки, що дозволяють надійно закріпити повітроводи до стелі або перекриття. У випадку монтажу на стінах або стельових конструкціях повітроводи можуть кріпитися до рами або каркаса, забезпечуючи стійкість і мінімальні вібрації. Важливо забезпечити компенсатори для усунення теплового розширення та зменшення шуму.

Схеми подачі та видалення повітря визначають напрямки повітряних потоків і впливають на комфорт мікроклімату. У закладах громадського харчування найбільш поширеною є схема «зверху – вверху», коли припливні та витяжні дифузори розташовані під стелею. Ця схема забезпечує рівномірне розподілення припливного повітря по об'єму приміщення, видалення теплого і забрудненого повітря у верхній зоні та мінімізацію протягів у зоні перебування людей. У виробничих приміщеннях, де існує велике тепловиділення над технологічним обладнанням, застосовуються місцеві витяжні зони із зонтовими

втяжками, які безпосередньо над плитами, духовками та мийними столами збирають забруднене повітря та виводять його назовні [16].

Схема «знизу-вверх» застосовується рідше, переважно у приміщеннях із низьким тепловим навантаженням, де приплив повітря подається через отвори у підлозі або низькі дифузори, а витяжка здійснюється у верхній зоні. Така схема дозволяє створювати комфортну температуру у зоні перебування людей, однак у приміщеннях гарячих цехів вона менш ефективна через необхідність швидкого видалення теплого і вологого повітря.

Важливим конструктивним аспектом є організація локальних систем вентиляції для зон підвищеного тепловиділення, таких як гарячі цехи, кондитерські та мийні приміщення. Місцеві витяжні зонти прямокутної форми встановлюються над технологічним обладнанням, а повітроводи підключаються до зовнішніх радіальних вентиляторів, які виводять повітря на фасад будівлі або дах. Кріплення вентиляторів здійснюється на рами з анкерними болтами до стін або перекриттів, а локальні кондиціонери для підтримання температури встановлюються на стелі та кріпляться шпильками [17].

Отже, конструктивні рішення систем вентиляції будівель громадського харчування передбачають комплексний підхід до розташування обладнання, підбору матеріалів та кріплень повітроводів, а також вибору оптимальних схем повітрообміну. Раціональна організація цих елементів дозволяє забезпечити ефективне видалення тепла та забрудненого повітря, створення комфортного мікроклімату у різних зонах будівлі, підвищення енергоефективності та надійності роботи системи в цілому [18].

## **1.7 Аналіз енергоефективності та експлуатаційних показників вентиляційних систем**

Енергоефективність систем вентиляції є ключовим критерієм оцінки їхньої технічної та економічної доцільності у будівлях громадського харчування. Основні показники включають витрати електроенергії на роботу вентиляторів та насосів, витрати теплоти на нагрівання припливного повітря, споживання

холодоагентів у системах кондиціонування, а також здатність обладнання до рекуперації енергії.

Витрати електроенергії у системах вентиляції формуються передусім за рахунок роботи вентиляторів та електричних нагрівачів. Вентилятори сучасних систем, оснащені частотними перетворювачами, дозволяють регулювати продуктивність залежно від потреб приміщення. Це забезпечує економію електроенергії до 20 – 30 % порівняно з традиційними постійними режимами роботи. Споживання електроенергії також визначається довжиною та діаметром повітроводів, а також рівнем їх герметичності, адже витіки повітря призводять до додаткового навантаження на вентилятори [18].

Витрати теплоти залежать від потреби в нагріванні припливного повітря, особливо у холодний період року. Центральні кондиціонери, оснащені теплообмінниками, дозволяють ефективно підігрівати повітря, використовуючи як електричну енергію, так і гарячу воду від систем опалення. У цьому контексті велике значення має використання рекуператорів для передачі тепла від витяжного повітря до припливного. Використання рекуперації теплоти дозволяє скоротити витрати на опалення до 40 – 60 %, підвищуючи енергоефективність будівлі.

Витрати холодоагентів у системах кондиціонування залежать від потужності компресорів та ефективності теплообмінників. Сучасні установки Ventus, Systemair та VTS використовують енергоефективні компресори з інверторним керуванням, що знижує споживання електроенергії та оптимізує роботу холодильної системи відповідно до реальних потреб. Правильне проектування та балансування системи дозволяє мінімізувати споживання холодоагенту та забезпечити стабільне охолодження повітря у залах для відвідувачів і виробничих приміщеннях [19].

Можливість рекуперації теплоти є одним із ключових чинників енергоефективності. Рекуператори різних типів – пластинчасті, роторні, гліколеві – дозволяють передавати теплоту від витяжного повітря до припливного без змішування потоків. У гарячих цехах частина тепла від технологічного обладнання може використовуватися для підігріву припливного

повітря, що знижує навантаження на систему опалення. Встановлення рекуператорів є економічно виправданим рішенням, особливо у будівлях із високою кратністю повітрообміну [20].

Автоматизація та системи моніторингу забезпечують підтримання заданих параметрів мікроклімату та контроль за ефективністю роботи системи. Сучасні контролери інтегруються з датчиками температури, вологості, концентрації CO<sub>2</sub> та тиску, що дозволяє регулювати подачу повітря, роботу вентиляторів та клапанів. Автоматизовані системи контролюють стан фільтрів, рівень забруднення повітропроводів і роботу рекуператорів, забезпечуючи своєчасне технічне обслуговування та запобігання аварійним режимам.

Таким чином, аналіз показує, що для підвищення енергоефективності та надійності систем вентиляції будівель громадського харчування необхідно інтегрувати енергоощадні вентилятори, рекуператори та автоматизовані системи управління. Це дозволяє знизити витрати електроенергії та тепла, забезпечити стабільний мікроклімат та економічну ефективність експлуатації на тривалий термін.

### **1.8 Порівняння типових варіантів вентиляційних систем за техніко-економічними показниками**

При проектуванні систем вентиляції будівель громадського харчування важливим етапом є порівняльний аналіз різних варіантів вентиляційних систем з точки зору техніко-економічних показників. Такий підхід дозволяє обрати оптимальне рішення, яке забезпечує комфортний мікроклімат, економічну ефективність та надійність експлуатації. Основними критеріями порівняння є вартість монтажу, експлуатаційні витрати, технічне обслуговування та термін окупності впровадження енергоефективних рішень.

Для аналізу розглядаються три типові варіанти систем вентиляції [21]:

- проста механічна припливно-витяжна система без рекуперації.
- механічна система із рекуператором теплоти.

- інтегрована система з автоматизацією та енергоефективними компонентами (частотні вентилятори, контролери, високоефективні фільтри).

Вартість монтажу у варіантів значно різниться. Проста механічна система без рекуперації має найменшу первинну вартість, оскільки включає стандартні центральні кондиціонери, вентилятори та повітроводи без додаткового обладнання. Її монтаж потребує менших витрат на робочу силу та матеріали, однак система не забезпечує утилізацію тепла витяжного повітря та має обмежену можливість регулювання мікроклімату.

Система з рекуперацією теплоти вимагає додаткових капіталовкладень у встановлення теплообмінників, що передають теплоту від витяжного повітря до припливного. Вартість монтажу таких систем на 20 – 35 % вища порівняно з базовим варіантом. Однак рекуперація дозволяє суттєво знизити витрати на опалення, що з часом компенсує початкові інвестиції [21].

Найбільш витратним є варіант із інтегрованою автоматизацією та енергоефективними компонентами. Встановлення частотних перетворювачів для вентиляторів, датчиків температури та CO<sub>2</sub>, систем моніторингу фільтрів та рекуператорів підвищує первинну вартість на 40 – 50 % порівняно з базовим варіантом. Проте такий підхід забезпечує оптимальний розподіл повітря, автоматичне регулювання параметрів мікроклімату, зниження шуму та максимальну енергоефективність.

Експлуатаційні витрати включають споживання електроенергії, тепла та холодоагенту, а також витрати на технічне обслуговування. Проста механічна система має високі витрати на електроенергію для вентиляторів та нагрівачів, оскільки працює у постійному режимі без можливості адаптації до змінного навантаження. Система з рекуператором зменшує витрати на опалення до 40 – 60 %, зберігаючи при цьому стабільні параметри мікроклімату. Інтегрована система дозволяє додатково скоротити споживання електроенергії на 20 – 30 % завдяки частотному регулюванню вентиляторів та автоматичному керуванню повітряними потоками [22].

Технічне обслуговування у простих систем обмежується періодичною чисткою вентиляторів і заміною базових фільтрів. У систем із рекуперацією

необхідно додатково контролювати стан теплообмінників і очищати їх від пилу та жирових відкладень. Інтегровані системи потребують регулярного обслуговування всіх компонентів, включаючи датчики, автоматичні клапани та фільтри високого класу. Водночас автоматизовані системи попереджають про потребу в обслуговуванні, що підвищує надійність експлуатації та знижує ризик аварій.

Аналіз окупності впровадження енергоефективних рішень показує, що хоча початкові інвестиції у рекуператори та автоматизацію вищі, економія на витратах енергії дозволяє окупити проект протягом 3 – 5 років залежно від розміру приміщення, кратності повітрообміну та кліматичних умов. Найбільш ефективним з точки зору співвідношення витрат і користі є варіант інтегрованої системи з рекуперацією, автоматизацією та енергоефективними вентиляторами, оскільки він забезпечує одночасно комфортний мікроклімат, низькі експлуатаційні витрати та довгострокову економію енергії [5, 19, 21].

Отже, порівняльний аналіз свідчить, що при виборі вентиляційної системи для будівлі громадського харчування оптимальним є застосування інтегрованих рішень з рекуперацією тепла та автоматизацією, оскільки вони забезпечують економічну ефективність, надійність та комфортний мікроклімат, що відповідає сучасним вимогам енергоефективності та санітарних норм.

### **1.9 Проблеми та недоліки існуючих систем вентиляції в будівлях громадського харчування**

Сучасні заклади громадського харчування в Україні та світі активно використовують системи вентиляції для забезпечення комфортного мікроклімату та санітарно-гігієнічних норм. Проте аналіз експлуатаційних показників і технічних характеристик існуючих систем демонструє ряд суттєвих проблем і недоліків, які впливають на ефективність роботи, енергоефективність, комфорт і безпеку.

Однією з найпоширеніших проблем є низька енергоефективність систем вентиляції. Багато старих або неправильно спроектованих установок працюють

у режимі постійної подачі повітря на максимальній продуктивності, що призводить до значних витрат електроенергії та тепла. Відсутність рекуператорів у старих системах означає, що теплота видаленого повітря не використовується для підігріву припливного, що підвищує витрати на опалення у холодний період року. Також у багатьох приміщеннях вентиляційні системи не оснащені сучасними датчиками і контролерами, які б дозволяли регулювати подачу та видалення повітря відповідно до фактичного навантаження. Це призводить до надмірної витрати енергоресурсів та невиправданого навантаження на обладнання [19].

Ще однією проблемою є зношення обладнання. Вентилятори, теплообмінники, повітроводи та фільтри піддаються інтенсивному впливу агресивного середовища кухонь: високих температур, вологості, жирів та пилу. Відсутність регулярного обслуговування і чищення призводить до зниження продуктивності, зростання опору повітропроводів та підвищення енергоспоживання. Старі електродвигуни вентиляторів працюють з низьким ККД, що збільшує витрати електроенергії. Зношені елементи системи також підвищують ризик аварійних ситуацій, таких як вихід з ладу вентиляторів або блокування повітропроводів.

Шумове навантаження є ще одним суттєвим недоліком. Вентиляційні установки, що встановлені у приміщеннях або на даху без застосування шумоглушників та антивібраційних вставок, створюють високий рівень шуму, що негативно впливає на комфорт відвідувачів та персоналу. У виробничих приміщеннях гарячих цехів рівень шуму може перевищувати допустимі значення 55 – 60 дБА, що створює додаткові санітарні та психологічні проблеми.

Нерівномірний розподіл повітря у приміщеннях також залишається актуальною проблемою. Старі системи часто застосовують стандартні схеми подачі повітря без урахування зонального тепловиділення та кількості людей. Це призводить до утворення зон перегріву або переохолодження, протягів та відчуття дискомфорту. У великих обідніх залах або виробничих приміщеннях недостатньо розміщені дифузори та витяжні зонти, що не дозволяє ефективно

видаляти тепле, забруднене або насичене вологою повітря, особливо над технологічним обладнанням [8].

В сучасних умовах гостро постає потреба в модернізації та цифровізації управління системами вентиляції. Впровадження автоматизованих систем регулювання, інтегрованих датчиків температури, вологості та CO<sub>2</sub>, а також можливість віддаленого моніторингу дозволяють значно знизити енергоспоживання, підвищити ефективність обладнання та забезпечити комфортні умови. Без сучасних систем моніторингу обслуговуючий персонал не має можливості оперативно реагувати на зміни навантаження та стану обладнання, що призводить до втрат енергії та зниження надійності.

Крім того, недостатня увага до енергоефективних рішень обмежує потенціал економії. Встановлення частотних перетворювачів на вентиляторах, рекуператорів тепла, систем управління мікрокліматом дозволяє скоротити витрати на електроенергію та опалення на 20 – 50 %. Старі системи, що не передбачають таких рішень, втрачають конкурентні переваги, оскільки експлуатаційні витрати значно перевищують сучасні стандарти.

Таким чином, ключові проблеми існуючих систем вентиляції будівель громадського харчування включають низьку енергоефективність, зношення обладнання, шумове навантаження та нерівномірний розподіл повітря, а також обмеженість у автоматизації та цифровому контролі. Для підвищення ефективності, комфорту та економічності експлуатації необхідна модернізація існуючих систем з впровадженням енергоефективного обладнання, рекуператорів та інтегрованих систем управління. Це дозволяє оптимізувати витрати ресурсів, підвищити надійність роботи вентиляційних систем та створити комфортний мікроклімат для персоналу і відвідувачів.

## **Висновки до розділу 1**

1. Забезпечення оптимального мікроклімату у будівлях громадського харчування є критично важливим для комфорту персоналу та відвідувачів, санітарно-гігієнічного стану, стабільної роботи технологічного обладнання та

енергоефективності будівлі. Сучасні вентиляційні системи, оснащені автоматикою та рекуператорами, дозволяють регулювати температуру, вологість і обсяг повітря залежно від фактичного навантаження, що забезпечує високий рівень комфорту при мінімальних енергозатратах. Актуальність дослідження полягає у необхідності інтеграції енергоефективних і технологічно надійних рішень у системи мікроклімату закладів громадського харчування.

2. Проектування та експлуатація вентиляційних систем у закладах громадського харчування здійснюється з урахуванням санітарних, енергетичних та пожежних нормативів. Дотримання ДБН, ДСТУ та міжнародних стандартів забезпечує комфортний та безпечний мікроклімат, оптимальний повітрообмін, відповідну очистку повітря, контроль шуму та енергоефективність. Нормативна база визначає мінімальні стандарти якості повітря, повітрообміну та автоматизації, що є основою для безпечної та економічно ефективної роботи систем вентиляції.

3. Вентиляційні системи класифікуються за способом переміщення повітря, напрямом руху, зоною дії, конструктивним виконанням, організацією повітрообміну та функціональним призначенням. Для будівель громадського харчування найбільш доцільним є поєднання загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції з центральними кондиціонерами та місцевих витяжних систем у зонах інтенсивних тепловиділень. Така класифікація дозволяє обґрунтовано обирати оптимальні системи залежно від призначення приміщень, теплових навантажень та енергетичних вимог.

4. Системи вентиляції закладів громадського харчування відрізняються складною зональною структурою, поєднанням загальнообмінної та місцевої вентиляції, високими вимогами до очищення повітря, енергоефективності та автоматизації. Вони повинні забезпечувати стабільний мікроклімат у різних зонах будівлі, видаляти надлишкове тепло, вологу та запахи, не допускаючи поширення забрудненого повітря у чисті зони. Особливості проектування включають розділення потоків повітря, баланс теплових надлишків та застосування сучасних кондиціонерів з рекуперацією теплоти.

5. Сучасне обладнання для вентиляції включає центральні кондиціонери (Ventus, Systemair, VTS), енергоефективні вентилятори, рекуператори, фільтри та автоматизовані системи управління. Воно дозволяє забезпечувати комплексну обробку повітря (очищення, нагрівання, охолодження, осушення/зволоження), рекуперацію енергії та автоматичне регулювання параметрів мікроклімату. Використання таких компонентів забезпечує енергоефективність, надійність роботи та комфортні умови у різних зонах будівлі.

6. Раціональні конструктивні рішення включають оптимальне розташування обладнання (на покрівлі або технічних поверхах), герметичні повітроводи з оцинкованої сталі, надійні кріплення, компенсатори та схеми повітрообміну («зверху-вверх» або локальні зонти над гарячим обладнанням). Такі рішення забезпечують ефективне видалення теплого та забрудненого повітря, комфортний мікроклімат, енергоефективність та зручність технічного обслуговування.

7. Енергоефективність систем вентиляції визначається споживанням електроенергії та теплоти, рекуперацією енергії та автоматизованим управлінням. Використання частотних перетворювачів для вентиляторів, рекуператорів та систем автоматизації дозволяє економити до 20 – 30 % електроенергії та зменшити експлуатаційні витрати. Аналіз показників підтверджує, що сучасні системи вентиляції, оснащені високоефективним обладнанням, забезпечують оптимальний баланс між якістю мікроклімату та енерговитратами, що є важливою передумовою для економічно та екологічно доцільної експлуатації будівель громадського харчування.

8. Порівняльний аналіз показав, що інтегровані системи вентиляції з рекуперацією тепла та автоматизацією забезпечують найкраще співвідношення первинних інвестицій, експлуатаційних витрат та комфорту, надаючи економію енергії та стабільний мікроклімат у приміщеннях громадського харчування. Хоча проста механічна система має найнижчу початкову вартість, її обмежена енергоефективність та висока витратність в експлуатації роблять її менш вигідною у довгостроковій перспективі порівняно з сучасними автоматизованими рішеннями.

9. Основними проблемами існуючих систем вентиляції є низька енергоефективність, зношення обладнання, шумове навантаження та нерівномірний розподіл повітря, що знижує комфорт і надійність експлуатації приміщень громадського харчування. Для підвищення ефективності та економічності необхідна модернізація систем із впровадженням рекуператорів, енергоефективного обладнання та автоматизованого управління, що дозволяє оптимізувати витрати енергії, підвищити надійність та забезпечити комфортний мікроклімат.

## 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ТА ПРАКТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ І ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

### 2.1 Тепловий режим приміщень

#### 2.1.1 Розрахункові параметри приміщення

Параметри зовнішнього повітря для системи вентиляції приймаємо згідно діючих в Україні будівельних норм і правил [23]. Для теплого періода року – температура для найжаркшої п’ятиденки забезпеченістю 0,99, для холодного – температура для найхолоднішої п’ятиденки забезпеченістю 0,92. Розрахункові параметри зовнішнього і внутрішнього повітря для м. Вінниця наведені в таблиці 2.1 [23].

Таблиця 2.1 – Параметри зовнішнього повітря

Період року	$t_z, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$v_B, \text{м/с}$
Теплий	23	73	2,8
Холодний	-21	85	5,2

Розрахункові параметри внутрішнього повітря для кожного приміщення в залежності від його призначення наведені в таблиці 2.2 [6]:

Таблиця 2.2 – Параметри внутрішнього повітря

Номер	Назва приміщення	Температура (ТП/ХП)		Вологість (ТП/ХП)		Швидкість повітря (ТП/ХП)	
		3	4	5	6	7	8
103	Вестибюль	23	18	60	40	0,4	0,3
106	Обідній зал	23	18	60	40	0,4	0,3
110	Мийна	22,5	18	45	40	0,4	0,3
114	Мийна	22,5	19	45	40	0,4	0,3
115	Гарячий цех	22,5	17	45	40	0,4	0,3
116	М’ясо рибний цех	22,5	17	45	40	0,4	0,3

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8
119	Кондитерський цех	22,5	17	45	40	0,4	0,3
202	Обідній зал	23	18	60	40	0,4	0,3
209	Мийна	22,5	18	45	40	0,4	0,3
210	Гарячий цех	22,5	17	45	40	0,4	0,3
211	Мийна	22,5	18	45	40	0,4	0,3
212	Мийна	22,5	18	45	40	0,4	0,3

### 2.1.2 Розрахунок тепло надходжень в приміщення через інсоляцію

1) Інсоляційне надходження через вікна.

Кількість теплоти, що надходить через світлові прорізи визначаються за формулою:

$$Q_{inc} = (q_1 + q_2) \cdot \beta_{cn} \cdot k_0 \cdot F_{c.n.}, \text{ (Вт)} \quad (2.1)$$

де  $F_{n.i.}$  – площа світлової пройми, яка опромінюється сонячною радіацією, м<sup>2</sup>;

$\beta_{cn}$  – коефіцієнт теплопропускання сонцезахисних пристроїв [19];

$k_0$  – коефіцієнт, який залежить від типу засклення (для потрійного заскління  $k_0 = 0,8$ );

$q_1, q_2$  – відповідно кількість теплоти, яка при прямому та непрямому опроміненні сонячною радіацією для вертикального засклення,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  [2].

Вхідні дані для розрахунку надходження тепла через світлові пройми в будівлю

$$\text{Для Пн: } q_1 = 0 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right); \quad q_2 = 80 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right).$$

$$\text{Для Пд: } q_1 = 370 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right); \quad q_2 = 120 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right).$$

$$\text{Для Сх: } q_1 = 0 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right); \quad q_2 = 87 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right).$$

Для Зх:  $q_1 = 105 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right)$ ;  $q_2 = 98 \left( \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right)$ .

Таблиця 2.3 – Кількість тепла, яке надходить через світлові пройми

Номер прим.	Пн	Пд	Сх	Зх	Q, Вт
103	0	882	0	0	882
106	0	2646	469,8	0	3115,8
110	0	0	0	0	0
114	144	0	0	0	144
115	288	0	0	0	288
116	1728	0	0	0	1728
119	144	0	0	0	144
202	288	5292	469,8	1827	7876,8
209	144	0	0	0	144
210	432	0	0	0	432
211	0	0	0	0	0
212	144	0	0	0	144

2) Інсоляційне надходження через покрівлю будівлі.

Кількість теплоти, яка надходить в приміщення через стелю за рахунок сонячної радіації визначається за [19]

$$Q_{\text{Стеля}} = \left[ \frac{1}{R_0} \cdot (t_3 + R_3 \cdot \rho \cdot I_{\text{сеп}} - t_6) + \beta \cdot k \cdot \frac{A_{\text{те}}}{R_6} \right] \cdot F, (\text{Вт}) \quad (2.2)$$

де  $R_0$  – опір теплопередачі покриття будівлі,  $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$  за [24]

$$R_0 = R_H + R_K + R_B = 0,128 + 3,323 + 0,043 = 3,494 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right), \quad (2.3)$$

де  $R_B$  – опір теплосприйняття між внутрішнім повітрям та поверхнею перекриття (для перекриття з гладкою поверхнею  $R_B = 0,128$ ),  $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ ;

$R_H$  – термічний опір між зовнішнім повітрям та поверхнею перекриття,  $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ ;

$R_K$  – термічний опір конструкції перекриття ( $R_K = 3.323$ ),  $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ .

Значення  $R_H$  для літніх умов за [2]

$$R_H = \frac{0,172}{1 + 2,1\sqrt{V}} = \frac{0,172}{1 + 2,1\sqrt{1}} = 0,043 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right), \quad (2.4)$$

$V$  – швидкість вітру,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

Значення  $R_K$  визначається за [2]

$$R_K = \sum_{i=1}^m R_i + R_{e.n.} = 3,323 + 0 = 3,323 \left( \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \right), \quad (2.5)$$

де  $R_i$  – термічний опір  $i$ -го однорідного шару перекриття,  $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ ;

$R_{e.n.}$  – термічний опір замкнутого повітряного прошарку,  $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ ,

$m$  – кількість шарів.

$\rho$  – коефіцієнт поглинання сонячної радіації [2] (для рубероїду  $\rho = 0,8$ );

$I_{cp}$  – середньодобова сумарна сонячна радіація [2] (для горизонтальної поверхні і широти  $48^0$  п. ш.  $I_{cp} = 328$ ),  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ ;

$k$  – коефіцієнт (для перекриттів без вентилятованих прошарків  $k = 1$ );

$\beta$  – коефіцієнт для визначення величин теплового потоку, що гармонічно змінюються, в різні години доби [19];

$A_{тв}$  – амплітуда коливань температури внутрішньої поверхні огорожень,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$F$  – площа перекриття,  $\text{м}^2$ .

Амплітуда коливань температури внутрішньої поверхні огорожень визначається за [19]

$$A_{тв} = \frac{1}{\nu} \cdot [0,5 \cdot A_{тн} + R_n \cdot \rho \cdot (I_{\max} - I_{cp})], (^{\circ}\text{C}) \quad (2.6)$$

де  $A_{тн}$  – max амплітуда коливань температури зовнішнього повітря (для м. Вінниця  $A_{тн} = 22,3$  [2]),  $^{\circ}\text{C}$ ;

$I_{\max}$  та  $I_{cp}$  – відповідно максимальне та середнє значення сумарної (прямої та розсіяної) сонячної радіації, що приймаються для зовнішніх стін як для

вертикальних поверхонь західної орієнтації (для горизонтальної поверхні і широти  $48^{\circ}$  п. ш.  $I_{\max} = 865$  та  $I_{cp} = 328$  [2]),  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ ;

$\nu$  – затухання амплітуди коливань температури в огорожуючій конструкції

$$\nu = \frac{R_0}{R_B} = \frac{2,175}{0,132} = 16,48. \quad (2.7)$$

Амплітуда коливань температури внутрішньої поверхні огорожень:

$$A_{\tau_{\text{в}}} = \frac{1}{16,48} [0,5 \cdot 22,3 + 0,043 \cdot 0,8 \cdot (865 - 328)] = 1,9 \text{ } (^{\circ}\text{C}).$$

Таблиця 2.4 – Визначення кількості тепла, яке надходить через стелю за рахунок сонячної радіації:

Номер	Площа F, м <sup>2</sup>	Q, Вт
202	884,14	21162
209	17,59	421
210	175,94	4211
211	28,94	692
212	31,95	764

### 2.1.3 Розрахунок теплонадходжень від джерел штучного освітлення

Кількість тепла, що надходить в приміщення від джерел штучного освітлення, визначають за фактичною або проектною потужністю ліхтарів. При цьому враховують, що вся енергія, яка витрачається на освітлення, переходить в тепло, яке нагріває повітря приміщення.

Якщо потужність ліхтарів невідома, тоді тепловиділення від джерел освітлення, Вт, можна визначити за формулою [19]

$$Q_{\text{осв}} = 30 \cdot F \cdot \eta_{\text{осв}}, \text{ (Вт)} \quad (2.8)$$

де 30 – питомі тепловиділення від освітлення,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ ;

$F$  – площа підлоги приміщення, м<sup>2</sup>;

$\eta_{\text{осв}}$  – частка тепла, яке надходить в приміщення (0,6).

Таблиця 2.5 – Визначення кількості тепла, яке надходить від джерел штучного освітлення:

Номер пр.	Площа F, м <sup>2</sup>	Q, Вт	Номер пр.	Площа F, м <sup>2</sup>	Q, Вт
103	236.06	4249	119	37.62	677
106	460.8	8294	202	884,14	15914
110	24.92	448	209	17,59	316
114	20.31	365	210	175,94	4249
115	77.87	1401	211	28,94	520
116	45.78	824	212	31,95	448

#### 2.1.4 Розрахунок теплонадходжень від людей

Надходження теплоти від людей визначається за формулою[5]

$$Q_{\text{люд}} = N_{\text{люд}} \cdot q_{\text{люд}}, (\text{Вт}) \quad (2.9)$$

де  $N_{\text{люд}}$  – кількість людей в приміщенні, чол.;

$q_{\text{люд}}$  – кількість повного тепла, що виділяє одна людина, що залежить від фізичного навантаження, та температури в приміщенні [5], (Вт).

Таблиця 2.6 – Надходження тепла від людей

Номер пр.	К-сть людей	q, Вт	Q, Вт
103	10	204	2040
106	100	116	11600
110	2	204	408
114	2	204	408
115	4	204	816
116	4	204	816
119	4	204	816
202	200	116	23200
209	2	204	408
210	4	204	816
211	2	204	408
212	2	204	408

## 2.1.5 Розрахунок теплонадходжень під час охолодження гарячих страв

Розрахунок проведемо за формулою [5]:

$$Q=0.278 \frac{m \cdot C_{сер} \cdot (t_n - t_k) \cdot n}{\tau}, (\text{Вт}) \quad (2.10)$$

де  $m$  – середня маса гарячих страв, які споживаються одним відвідувачем (кг/год), (приймаємо 0,85 кг/год);

$C_{сер}$  – середня теплоємність страв, (кДж/кг·К), (приймаємо 3,35 кДж/кг·К);

$t_n, t_k$  – відповідно початкова та кінцева температура страв, °С (приймають 70 та 40°С);

$n$  – кількість відвідувачів, люд. (дорівнює кількості місць);

$\tau$  – час споживання страв одним відвідувачем, год., який приймається 0,75 год. для даного виду закладу.

Таблиця 2.7 – Теплонадходження від охолодження страв

Номер	К-сть людей	Q, Вт
206	100	3166
302	200	6332

## 2.1.6 Розрахунок вологонадходження від людей

Кількість вологи, що виділяється від працюючих та відвідувачів, кг/год:

$$W=W' \cdot N, \quad (2.11)$$

де  $W'$  – вологонадходження від 1 людини, кг/год;

$N$  – кількість працюючих, чол.

Таблиця 2.8 – Вологонадходження від людей

Номер	К-сть людей	W', кг/год	W, кг/год
1	2	3	4
103	10	0.14	1,4
106	100	0.04	4
110	2	0.14	0,28
114	2	0.14	0,28
115	4	0.14	0,56

Продовження таблиці 2.8

1	2	3	4
116	4	0.14	0,56
119	4	0.14	0,56
202	200	0.04	8
209	2	0.14	0,28
210	4	0.14	0,56
211	2	0.14	0,28
212	2	0.14	0,28

### 2.1.7 Розрахунок вологонадходження під час охолодження гарячих страв

Розрахунок проведемо за формулою [19]:

$$W=(7,4 \cdot (a+0,017 \cdot V) \cdot (P_2 - P_1) \cdot 101,3 \cdot F) / P_6, \text{ (кг/год)} \quad (2.12)$$

де  $a$  – фактор швидкості оточуючого повітря під впливом гравітаційних сил,  $a=0,041$ ;

$V$  – відносна швидкість руху повітря над поверхнею випаровування,  $V=0,2$  м/с;

$P_2$  – пружність водяної пари, при повному насиченні повітрям;

$P_1$  – пружність водяної пари в повітрі приміщення, кПа;

101,3 – нормальний барометричний тиск, кПа;

$F$  – площа поверхні випаровування, м<sup>2</sup>;

$P_6$  – розрахунковий барометричний тиск для даної місцевості, кПа.

Таблиця 2.9 – Вологонадходження під час охолодження гарячих страв

Номер	К-сть людей	W, кг/год
206	100	1,06
302	200	2,12

## 2.1.8 Розрахунок тепло і вологонадходження від обладнання встановленого в гарячому та кондитерському цехах

В гарячому цеху розміщено:

плита 6 комфоркова – 2 шт.;

котел для варіння – 2 шт.;

шафа пекарський – 2 шт.;

плита для смаження – 2 шт.

В кондитерському цеху розміщено:

шафа пекарський – 2шт;

котел для варіння – 1 шт;

плита для смаження – 1 шт.

Розрахунок плити 6 комфоркової.

Характеристика плити 6 комфоркової:

габаритні розміри: 1400·775·850;

потужність 23 кВт.

Визначаємо теплонадходження від конвекції від горизонтальних поверхонь за формулою [19] Вт:

$$Q_z^k = 1,3 \cdot n \cdot F_z (t_{нов} - t_в)^{4/3}. \quad (2.13)$$

$$Q_z^k = 1,3 \cdot 1,6 \cdot 0,65 (250 - 30)^{4/3} = 1505 \text{ (Вт)}$$

Розрахунок ізольованого котла для варіння.

Характеристика котла для варіння: габаритні розміри: 970·940·850, потужність 9,45 кВт, тепловиділення  $Q=35\text{Вт/кВт}$ , вологовиділення  $W=83\text{г/(год}\cdot\text{кВт)}$ .

Визначаємо теплонадходження за формулою [19]:

$$Q_k = N_k \cdot Q, \text{ (Вт)}, \quad (2.14)$$

де  $N_k$  – потужність, кВт;

$$Q_k = 9,45 \cdot 35 = 330,75 \text{ (Вт)}.$$

Визначаємо вологонадходження за формулою [5]:

$$W_k = N_k \cdot W, \text{ (Вт)}, \quad (2.15)$$

$$W_k = 9,45 \cdot 83 = 0,78 \text{ (кг/год)}.$$

Розрахунок плити для смаження.

Характеристика плити для смаження: габаритні розміри: 1400·550·450, потужність 10 кВт.

Визначаємо теплонадходження за формулою [2]:

$$Q_2^k = 1,3 \cdot 1,6 \cdot 0,25 (200 - 30)^{4/3} = 577,76 \text{ (Вт)}.$$

Шафа пекарський KSP-3.

Характеристика шафи пекарського KSP-3:

габаритні розміри: 1675·850·800;

потужність 17,5 кВт.

Визначаємо теплонадходження від горизонтальної поверхні, Вт [5]:

$$Q_2^k = 1,3 \cdot n \cdot F_2 (t_{нов} - t_г)^{4/3}, \quad (2.16)$$

Визначаємо теплонадходження від вертикальної поверхні, Вт [19]:

$$Q_г^k = n \cdot F_г (t_{нов} - t_г)^{4/3}. \quad (2.17)$$

$$Q_2^k = 1,3 \cdot 1,2 \cdot 0,68 (60 - 30)^{4/3} = 218,93 \text{ (Вт)};$$

$$Q_г^k = 1,6 \cdot 5,4 (60 - 30)^{4/3} = 1783 \text{ (Вт)};$$

Таблиця 2.10 – Тепло і вологонадходжень в гарячий та кондитерський цехи від обладнання

Номер	W, кг/год	Q, Вт
115	1,56	8831
119	1,56	8831
210	0,78	4912

### 2.1.9 Розрахунок тепловологісного балансу приміщення

Розрахунок тепловологісного балансу приміщення [19]:

$$Q_{прих} = W \cdot (2300 \cdot 1,8 \cdot t_{вн}), \text{ (Вт)}; \quad (2.18)$$

$$\xi = 3,6 \cdot \frac{Q_{нов}}{W}, \quad (2.19)$$

$$Q_{нов} = Q_{явне} + Q_{прих} \text{ (Вт)}, \quad (2.20)$$

На основі розрахунків складаємо таблицю 2.11 і таблицю 2.12.

Таблиця 2.11 – Тепловий баланс приміщення

Назва	Період року	Теплонадходження, Вт							Тепловтраги, Вт	Опалення, Вт	Надлишки тепла, Вт
		від штуч. освіт., Вт	від людей , Вт	від обладнання , Вт	від інсоляції через вікна, Вт	від інсоляції через перекр., Вт	від охол. страв, Вт	Всього			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
103	ТП	4249	2040		882			7171			7171
	ХП	4249	2040					6289	8270	8270	6289
106	ТП	8294	11600		3115		3166	26175			14575
	ХП	8294	11600				3166	23060	17983	17983	11460
110	ТП	448	408		0			856			856
	ХП	448	408					856	0	0	856
114	ТП	365	408		144			917			917
	ХП	365	408					773	1159	1159	773
115	ТП	1401	816	8831	288			11336			11336
	ХП	1401	816	8831				11048	2411	2411	11048
116	ТП	824	816		1728			3368			3368
	ХП	824	816					1640	2511	2511	1640
119	ТП	677	816	8831	144			10468			10468
	ХП	677	816	8831				10324	1185	1185	10324

Продовження таблиці 2.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
202	ТП	15914	23200		7876	21162	6332	74484			40703
	ХП	15914	23200				6332	45446	4693 2	46932	22246
209	ТП	316	408		144	421		1289			1289
	ХП	316	408					724	1193	1193	724
210	ТП	4249	816	4912	432	4211		14620			14620
	ХП	4249	816	4912				9977	6175	6175	9977
211	ТП	520	408		0	692		1620			1620
	ХП	520	408					928	0	0	928
212	ТП	448	408		144	764		1764			1764
	ХП	448	408					856	1970	1970	856

Таблиця 2.12 – Тепловологісний баланс приміщень

Виділення Номер		Явне тепло $Q_a$ , Вт	Вологовиділення $W$ , кг/год	Приховане тепло $Q_n$ , Вт	Повне тепло $Q_n$ , Вт	Кутовий коефіцієнт $\varepsilon$ , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
103	ТП	7171	1,4	3278	10449	26868,75
	ХП	6289	1,4	3278	9567	24600,75
106	ТП	14575	5,06	11847	26422	18798,61
	ХП	11460	5,06	11847	23307	16582,4
110	ТП	856	0,28	655	1511	19428,27
	ХП	856	0,28	655	1511	19428,27
114	ТП	917	0,28	655	1572	20212,56
	ХП	773	0,28	655	1428	18361,13
115	ТП	11336	2,12	4960	16296	27672,37
	ХП	11048	2,12	4960	16008	27183,31
116	ТП	3368	0,56	1311	4679	30080,47
	ХП	1640	0,56	1311	2951	18971,9
119	ТП	10468	2,12	4960	15428	26198,41
	ХП	10324	2,12	4960	15284	25953,88
202	ТП	40703	10,12	23695	64398	22908,37
	ХП	22246	10,12	23695	45941	16342,64

Продовження таблиці 2.12 – Тепловологісний баланс приміщень

1	2	3	4	5	6	7
209	ТП	1289	0,28	656	1945	25001,9
	ХП	724	0,28	656	1380	17737,61
210	ТП	14620	1,34	3135	17755	47700,17
	ХП	9977	1,34	3135	13112	35226,44
211	ТП	1620	0,28	655	2275	29251,13
	ХП	928	0,28	655	1583	20353,99
212	ТП	1764	0,28	655	2419	31102,56
	ХП	856	0,28	655	1511	19428,27

## 2.2 Організація та розрахунок повітрообміну місцевих витяжних систем

Еквівалентний діаметр по горизонтальній площі поверхні шафи визначено за формулою:

$$d_e = 1.33 \sqrt{a \cdot b} \quad (2.21)$$

де  $a$  і  $b$  – лінійні розміри горизонтальної поверхні шафи пекарської, м.

$$d_e = 1.33 \sqrt{0.8 \cdot 0.85} = 1,1 \text{ (м)}$$

Осьову швидкість в конвективному потоці на рівні всмоктування визначено за формулою:

$$v_l = 0.068 \cdot (Q \cdot l / d_e^2)^{(1/3)} \quad (2.22)$$

де  $Q$  – тепловий потік від нагрітих поверхонь;

$l$  – висота розміщення кромки зонта над поверхнею, м.

$$v_l = 0.068 \cdot (2002 \cdot 0,5 / 1,1^2)^{(1/3)} = 0.62 \text{ (м/с)}$$

Кількість повітря, що видаляється з приміщення зонтом [3]

$$L_0 = 945 \cdot d_s^2 \cdot v_l = 945 \cdot 1,1^2 \cdot 0,62 = 710.929 \text{ (м}^3\text{/Год)} \quad (2.23)$$

Визначаємо відстань на яку зонт виступає за піч, м

$$\Delta = 2,14 \cdot \left( \frac{v_B}{v_l} \right)^2 \cdot \frac{l^2}{d_s} = 2,14 \cdot \left( \frac{0,3}{0,62} \right)^2 \cdot \frac{0,5^2}{1,09} = 0.11 \text{ (м)} \quad (2.24)$$

Довжина і ширина зонта відповідно

$$A = a + 2\Delta = 0.8 + 2 \cdot 0,07 = 1.07 \text{ (м)}, \quad (2.25)$$

$$B = b + 2\Delta = 0.85 + 2 \cdot 0,07 = 1.02 \text{ (м)}. \quad (2.26)$$

Перераховуємо витрату повітря

$$L = L_0 \cdot k_B = 644.49 \cdot 1,27 = 1031.72 \text{ (м}^3\text{/Год)}, \quad (2.27)$$

де  $k_B$  – коефіцієнт, що визначається за формулою [5]

$$k_B = \left( 1 + \frac{2\Delta}{d_e} \right)^2 = \left( 1 + \frac{2 \cdot 0,11}{1,09} \right)^2 = 1,45. \quad (2.28)$$

Таблиця 2.13 – Розрахунок витяжного зонта плити для смаження

$d_e$ , м	Q	a, м	b, м	$V_1$ , м/с	l, м
1,1	577,0	0,8	0,9	0,4	0,5
$L_0$ , м <sup>3</sup> /с	$\Delta$ , м	A, м	B, м	L, м <sup>3</sup> /с	$k_b$
461,6	0,3	1,3	1,4	997,9	2,2

Таблиця 2.14 – Розрахунок витяжного зонта над котлом для варіння

$d_e$ , м	Q	a, м	b, м	$V_1$ , м/с	l, м
1,2	330,0	0,9	0,9	0,3	0,5
$L_0$ , м <sup>3</sup> /с	$\Delta$ , м	A, м	B, м	L, м <sup>3</sup> /с	$k_b$
436,9	0,4	1,7	1,6	1170,5	2,7

Таблиця 2.15 – Розрахунок витяжного зонта над 6 комфорчною плитою

$d_e$ , м	Q	a, м	b, м	$V_1$ , м/с	l, м
0,7	1505,0	0,6	0,5	0,8	0,5
$L_0$ , м <sup>3</sup> /с	$\Delta$ , м	A, м	B, м	L, м <sup>3</sup> /с	$k_b$
328,7	0,1	0,8	0,7	597,7	1,8

Таблиця 2.16 – Розрахунок витяжного зонта над пекарською шафою

$d_e$ , м	Q	a, м	b, м	$V_1$ , м/с	l, м
1,1	2002,0	0,85	0,80	0,63	0,50
$L_0$ , м <sup>3</sup> /с	$\Delta$ , м	A, м	B, м	L, м <sup>3</sup> /с	$k_b$
710,9	0,1	1,1	1,0	1031,7	1,5

### 2.3 Моделювання аеродинамічного режиму роботи місцевих систем вентиляції

Аеродинамічний розрахунок повітропроводів складається з 2-х етапів:

1. Розрахунок головної ділянки напрямку вентиляційної системи, який характеризується найбільшою довжиною та завантаженістю.

2. Ув'язка відгалужень вентиляційної системи.

Перший етап проводиться у такій послідовності:

1) розбивають систему на окремі ділянки і визначають витрати повітря на кожній ділянці. Значення витрат повітря та довжини кожної ділянки наносять на аксонометричну схему.

2) Визначаємо площу поперечного перерізу ділянок повітропроводу

$$F_p = \frac{L_p}{V}, (\text{м}^2) \quad (2.29)$$

де  $L_p$  – розрахункова витрата повітря на ділянці, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );

$V$  – рекомендована швидкість руху повітря на ділянках [2], ( $\text{м}/\text{с}$ ).

За отриманими значеннями  $F_p$  підбирають стандартні розміри повітропроводу.

3) визначаємо фактичну швидкість руху повітря на ділянках

$$V_i = \frac{L_p^i}{F_p^i}, (\text{м}/\text{с}) \quad (2.30)$$

4) визначаємо витрати тиску на тертя на ділянках;

5) визначаємо втрати тиску на місцевих опорах

$$Z = \sum \xi P_0 \quad (2.31)$$

де  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів [2].

6) визначаємо загальні втрати тиску на ділянках та у вентиляційній системі:

$$P_i = P + Z, (\text{Па}) \quad (2.32)$$

7) за значенням тиску і продуктивності підбирають вентилятор та двигун.

Другий етап: ув'язка відгалужень.

Втрата тиску від точки розгалуження до кінця розгалуження повинна дорівнювати втратам тиску від цієї ж точки до кінця магістрального напрямку.

Нев'язка не повинна перевищувати 15%

$$\frac{P_{\text{від}} - P_{\text{маг}}}{P_{\text{маг}}} \cdot 100\% \leq 15\% \quad (2.33)$$

Для балансування системи підбираємо дросельні клапани.

Розрахунки проведені в програмі Excel, результати розрахунку наводимо в додатку В.

## 2.4 Організація та розрахунок повітрообміну загальнообмінних систем

Повітрообмін по явному теплу, якщо у приміщенні працює місцева система вентиляції [19]:

$$L_{\text{я}} = L_{\text{оз}} + \frac{3,6Q_{\text{я}}^{\text{надл}} - 1,2 \cdot c_{\text{в}} \cdot L_{\text{оз}} (t_{\text{оз}} - t_{\text{н}})}{1,2 \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{y}} - t_{\text{н}})} \text{ (м}^3\text{/ГОД)} \quad (2.34)$$

де  $L_{\text{оз}}$  – продуктивність місцевої системи вентиляції, м<sup>3</sup>/год;

$Q_{\text{я}}^{\text{надл}}$  – сумарні явні теплонадходження, Вт;

$c_{\text{в}}$  – теплоємність повітря, 1,005 кДж/кг · К ;

$t_{\text{оз}}$  – температура робочої зони, °С, перепад по вертикалі допускається до 3 °С ,

$t_{\text{н}}$  – температура припливного повітря, °С ;

$$t_{\text{н}} = t_{\text{вн}} - \Delta t_1 + 0,001p, \quad (2.35)$$

$\Delta t_1$  – нормований температурний перепад, 8 °С ;

$p$  – тиск, що створюється вентилятором, Па,

$t_{\text{y}}$  – температура у верхній зоні приміщення, °С

$$t_{\text{y}} = t_{\text{вн}} + \text{grad}t \cdot H, \quad (2.36)$$

де  $t_{\text{вн}}$  – температура внутрішнього повітря приміщення, °С ;

$\text{grad}t$  – вертикальний температурний градієнт, для термічного цеху 2 °С/м , для інших цехів 1 °С/м

$H$  – висота цеху, м;

Повітрообмін по явному теплу, якщо у приміщенні не працює місцева система вентиляції [5]:

$$L_{\text{я}} = \frac{3,6Q_{\text{я}}^{\text{надл}}}{1,2 \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{y}} - t_{\text{н}})} \text{ (м}^3\text{/ГОД)}, \quad (2.37)$$

Повітрообмін по вологовиділенням, якщо у приміщенні працює місцева система вентиляції [5]:

$$L_{\text{W}} = L_{\text{оз}} + \frac{10^3 W - \rho_{\text{оз}} L_{\text{оз}} (d_{\text{оз}} - d_{\text{н}})}{\rho_{\text{оз}} (d_{\text{yx}} - d_{\text{н}})} \text{ (м}^3\text{/ГОД)}, \quad (2.38)$$

де  $W$  – виділення вологи в приміщенні, кг/год;

$d_{п}$  – вологовміст припливного повітря, г/кг;

$d_{оз}$  – вологовміст повітря робочої зони, г/кг;

$d_{yx}$  – вологовміст повітря, що виділяється місцевою системою вентиляції, г/кг.

Повітрообмін по вологовиділенням, якщо у приміщенні не працює місцева система вентиляції:

$$L_w = \frac{10^3 W}{\rho_{оз} (d_{yx} - d_n)} \text{ (м}^3\text{/Год)} \quad (2.39)$$

В приміщення кухонь подається 40% повітря від визначеного за розрахунком на приточну вентиляцію. Залишок подається через обідні зали. Це забезпечує підсмоктування повітря з обідніх залів та інших приміщень.

Розрахунки проведені в програмі Excel, результати розрахунку наводимо в таблиці 2.17

Таблиця 2.17 – Розрахунок повітрообміну загальнообмінних систем

№ прим.	ХП					ТП				
	$L_{вол}$ м <sup>3</sup> /Год	$L_{тепл}$ м <sup>3</sup> /Год	$t_{оз}$ °C	$t_{yx}$ °C	$t_{пр}$ °C	$L_{вол}$ м <sup>3</sup> /Год	$L_{тепл}$ м <sup>3</sup> /Год	$t_{оз}$ °C	$t_{yx}$ °C	$t_{пр}$ °C
103	432,09	4000	21	24	19,6	897,43	4000	24	27	22
106	1277,77	7998	18	21	17	4216,66	7998	23	26	21
110	170,70	475	18	21	16	233,33	475	23	26	21
114	170,70	3368	18	21	16,8	233,33	3368	23	26	21
115	1766,66	3368	17	30	14,4	1766,66	3368	22	42	20
116	145,83	950	17	20	17,6	145,83	950	22	25	20
119	1766,66	2000	17	30	14	1766,66	2000	22	42	20
202	2555,55	22692	18	21	18,3	8433,33	22692	23	26	21
209	170,70	700	18	21	18,1	233,33	700	23	26	21
210	1116,66	3368	17	30	14,5	1116,66	3368	22	42	20
211	170,70	900	18	21	18,1	233,33	900	23	26	21
212	170,70	960	18	21	18,5	233,33	960	23	26	21

## 2.5 Розрахунок повітророзподілення

В приміщеннях гарячих цехів 115, 119, 210 повітря подається в робочу зону, видаляється з верхньої зони приміщення. Для припливної та витяжної вентиляції використовуються повітроводи розміщені над підвісною стелею. Для подавання та видалення повітря використовуються дифузори.

Оскільки для виробничих приміщень 110, 114, 116, 209, 211, 212 використовується 1 центральний кондиціонер типу VS-150-R-PHC, то параметри повітря обираються середніми для всіх приміщень в межах допустимих показників. Для гарячих цехів 115, 119, 210 необхідно встановити місцеві кондиціонери для охолодження повітря до допустимого рівня.

### 2.5.1 Гарячий цех 115, 210

При розрахунку приймаємо, що працюючі люди знаходяться поза зоною прямої дії повітророзподільної струмини. Тоді розрахункові параметри повинні відповідати наступним значенням:

$$- v_x = 2v_g ;$$

$$- \Delta t_x = 6^{\circ}\text{C} - \text{при заповненні дефіциту тепла в приміщенні};$$

$$- \Delta t_x = 2,5^{\circ}\text{C} - \text{при асиміляції надлишку тепла в приміщенні},$$

де  $v_x$  – рухливість припливного повітря в робочій зоні, м/с;

$v_g$  – допустима рухливість повітря в робочій зоні приміщення;

$$- \Delta t_x = t_x - t_g \text{ або } \Delta t_x = t_g - t_x ,$$

де  $t_x$  – температура припливного повітря в робочій зоні, °С;

$t_g$  – температура повітря робочої зони, °С.

Для реалізації схем повітророзподілення необхідно обмежити значення наявного критерію Архімеда:

$$Ar_x = \frac{n}{m^2} \cdot Ar_0 \left( \frac{x}{\sqrt{F_0}} \right)^2 = \frac{n}{m^2} \cdot 11,1 \frac{(t_g - t_0) \cdot \sqrt{F_0}}{v_0^2 (273 + t_g)} \left( \frac{x_n}{1,13 \sqrt{F_0}} \right)^2, \quad (2.40)$$

де  $m$  і  $n$  – коефіцієнти затухання для струмин;

$x$  – відстань від повіт розподільного пристрою до робочого місця, м;

$F_0$  – розрахункова площа повітророзподільника, м<sup>2</sup>;

$t_0$  – температура припливного повітря при виході з повітророзподільника, °С;

$v_0$  – швидкість руху припливного повітря при виході з повітророзподільника, м/с.

В гарячі цехи в теплий і холодний період подається охолоджене повітря, схема циркуляції не залежить від  $Ar_x$ .

Знаходиться швидкість витоку повітря з повітророзподільника, м/с:

$$v_0 = \frac{v_x \cdot x}{m \sqrt{F_0 k_g}}, \quad (2.41)$$

де  $k_g$  – коефіцієнт взаємодії струмин,  $k_g = 1$ .

Швидкість руху повітря  $v_x = 2 \cdot 0,4 = 0,8$  (м/с), коефіцієнт затухання  $m = 0,8$  для дифузора.

Приймаємо діаметр живого перерізу повітророзподільника  $d_0 = 315$  мм, тоді площа живого перерізу складає  $F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,315^2}{4} = 0,078$  (м<sup>2</sup>).

$$v_0 = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 0,5}{0,8 \sqrt{0,078 \cdot 1}} = 1,79, \text{ (м/с)}.$$

Загальна витрата повітря припливної системи 3368 м<sup>3</sup>/год. Тоді витрата повітря через 1 повітророзподільник:

$$L_0 = L_{прин} / N = 3368 / 4 = 842 \text{ (м}^3\text{/год)}. \quad (2.42)$$

Кількість повітророзподільників:

$$N = L_{прин} / L_0 = 3368 / 842 = 4 \text{ (шт)}. \quad (2.43)$$

Знаходимо перепади температур припливного повітря і повітря в робочій зоні, °С:

$$\Delta t_x = \frac{n \cdot t_0 \cdot \sqrt{F_0}}{x} \cdot k_g, \quad (2.44)$$

$n = 0,65$  для дифузора;

$t_0 = 20.5^\circ\text{C}$  – для теплого періоду.

$$\Delta t_0 = t_e - t_0 = 22 - 20.5 = 1.5 \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (2.45)$$

$t_0 = 17,5^\circ\text{C}$  – для холодного періоду,

$$\Delta t_0 = t_e - t_0 = 17 - 17,5 = -0,5 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (2.46)$$

$$\Delta t_x^{\text{менл}} = \frac{0,65 \cdot 1,5 \cdot \sqrt{0,078}}{0,5} \cdot 1 = 0,54 \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (2.47)$$

$$\Delta t_x^{\text{хол}} = \frac{0,65 \cdot 0,5 \cdot \sqrt{0,078}}{0,5} \cdot 1 = 0,18 \text{ (}^\circ\text{C)}; \quad (2.48)$$

Розраховані значення перепаду температур не перевищують нормованих значень в  $2,5^\circ\text{C}$ .

Знаходимо параметри струмини в робочій зоні:

$$v_x = v_0 \frac{m \cdot k_c \cdot k_g \cdot k_n \cdot \sqrt{F_0}}{x_n}, \text{ (м/с)}; \quad (2.49)$$

$$v_x = 1,79 \frac{0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,078}}{0,5} = 0,35 \leq 0,4 \text{ (м/с)}; \quad (2.50)$$

Видалення повітря здійснюється з верхньої зони дифузорами

Кількість повітря, що видаляється:  $L_{\text{вум}} = 1050 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Кількість плафонів становить 2, тоді витрата повітря через 1 плафон:

$$L_0 = L_{\text{вум}} / N = 1050 / 2 = 525 \text{ м}^3/\text{год}. \quad (2.51)$$

### 2.5.2 Кондитерський цех 210

Загальна витрата повітря припливної системи  $2000 \text{ м}^3/\text{год}$ . Тоді витрата повітря через 1 повітророзподільник:

$$L_0 = L_{\text{нрпн}} / N = 2000 / 3 = 667 \text{ (м}^3/\text{год)}. \quad (2.52)$$

Кількість повітророзподільників:

$$N = L_{\text{нрпн}} / L_0 = 2000 / 667 = 3 \text{ (шт)}. \quad (2.53)$$

Знаходимо перепади температур припливного повітря і повітря в робочій зоні,  $^\circ\text{C}$ :

$$\Delta t_x = \frac{n \cdot t_0 \cdot \sqrt{F_0}}{x} \cdot k_e, \quad (2.54)$$

$n = 0,65$  для дифузора.

Приймаємо діаметр живого перерізу повітророзподільника  $d_0 = 315$  мм, тоді площа живого перерізу складає  $F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,315^2}{4} = 0,078 \text{ м}^2$ .

$$v_0 = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 0,5}{0,8 \cdot \sqrt{0,078} \cdot 1} = 1,79 \text{ (м/с)}. \quad (2.55)$$

$t_0 = 20,5^\circ\text{C}$  – для теплого періоду.

$$\Delta t_0 = t_e - t_0 = 22 - 20,5 = 1,5 \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (2.56)$$

$t_0 = 17,5^\circ\text{C}$  – для холодного періоду,

$$\Delta t_0 = t_e - t_0 = 17 - 17,5 = -0,5 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (2.57)$$

$$\Delta t_x^{\text{менш}} = \frac{0,65 \cdot 1,5 \cdot \sqrt{0,078}}{0,5} \cdot 1 = 0,54 \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (2.58)$$

$$\Delta t_x^{\text{хол}} = \frac{0,65 \cdot 0,5 \cdot \sqrt{0,078}}{0,5} \cdot 1 = 0,18 \text{ (}^\circ\text{C)}; \quad (2.59)$$

Розраховані значення перепаду температур не перевищують нормованих значень в  $2,5^\circ\text{C}$ .

Знаходимо параметри струмини в робочій зоні:

$$v_x = v_0 \frac{m \cdot k_c \cdot k_e \cdot k_n \cdot \sqrt{F_0}}{x_n}, \text{ (м/с)}; \quad (2.60)$$

$$v_x = 1,79 \frac{0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,078}}{0,5} = 0,35 \leq 0,4 \text{ (м/с)}; \quad (2.61)$$

Видалення повітря здійснюється з верхньої зони дифузорами

Кількість повітря, що видаляється:  $L_{\text{вип}} = 2310 \text{ (м}^3\text{/год)}$ .

Кількість плафонів становить 2, тоді витрата повітря через 1 плафон:

$$L_0 = L_{\text{вип}} / N = 2310 / 2 = 1155 \text{ (м}^3\text{/год)}. \quad (2.62)$$

### 2.5.3 Мийні 110, 114, 209, 211, 212

В мийних повітря подається вертикальними струминами з верхньої зони в напрямку робочої зони і затухаючими в ній. В якості повітророзподільників приймаємо дифузори.

Значення загальної витрати повітря припливних систем для мийних та кількість повітророзподільників зводимо в таблицю.

Таблиця 2.18 – витрата повітря припливних систем для мийних та кількість повітророзподільників

№ прим.	Витрата, м <sup>3</sup> /год	К-сть повітророзподільників, шт.
110	475	1
114	475	1
209	700	1
211	900	1
212	960	1

Знаходимо параметри струмини в робочій зоні:

$$v_x = v_0 \frac{m \cdot k_c \cdot k_g \cdot k_n \cdot \sqrt{F_0}}{x_n}, \text{ (м/с);} \quad (2.63)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{n \cdot k_g \cdot \sqrt{F_0}}{x_n \cdot k_n \cdot k_c} \text{ (}^\circ\text{C).} \quad (2.64)$$

де  $m$ ,  $n$  – коефіцієнти затухання струмин,  $m = 0,8$ ,  $n = 0,65$ ;

$k_c$  – коефіцієнт стиснення струмин огорожувальними конструкціями,  $k_c = 1$ ;

$k_g$  – коефіцієнт взаємодії струмин,  $k_g = 1$ ;

$k_n$  – коефіцієнт для розрахунку неізотермічних струмин:

$$k_n = \sqrt[3]{1 - 2,5Ar_x}. \quad (2.65)$$

Нижня грань повітророзподільника розміщена на 0,5 метра вище робочої зони,  $x_n = 0,5$  м.

Приймаємо діаметр живого перерізу повітророзподільника  $d_0 = 315$  мм, тоді

$$\text{площа живого перерізу складає } F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,315^2}{4} = 0,078 \text{ м}^2.$$

Знаходимо швидкість в живому перерізі повітророзподільника результати заносимо в таблицю:

$$v_0 = \frac{L_0}{3600 \cdot F_0} = \frac{475}{3600 \cdot 0,078} = 1,69 \text{ (м/с)}. \quad (2.66)$$

Таблиця 2.19 – Величина швидкості в живому перерізі повітророзподільника

№ прим.	Швидкість, м/с
210	1,69
214	1,69
309	2,49
311	3,2
312	3,41

Різниця між температурою припливного повітря і повітря робочої зони в холодний період:

$$\Delta t_0 = t_0 - t_e = 18,0 - 17,5 = 0,5 \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (2.67)$$

Розрахунки зводимо в таблицю 2.20.

Таблиця 2.20 – Для холодного періоду

№ прим.	$V_0$ , м/с	$A_{rx}$	k	$V_x$ , м/с	$\Delta t_x$ , $^\circ\text{C}$
210	1,6	0,01	1	0,33	0,18
214	1,6	0,01	1	0,33	0,18
309	2,4	0,01	1	0,45	0,18
311	3,2	0,01	1	0,64	0,18
312	3,4	0,01	1	0,75	0,18

Різниця між температурою припливного повітря і повітря робочої зони в теплий період:

$$\Delta t_0 = t_0 - t_e = 23,0 - 22,5 = 0,5 \text{ (}^\circ\text{C)}. \quad (2.68)$$

Розрахунки зводимо в таблицю 2.21.

Таблиця 2.21 – Для теплого періоду

№ прим.	$V_0$ , м/с	$A_{гх}$	k	$V_x$ , м/с	$\Delta t_x$ , °C
210	1,6	0,01	1	0,33	0,18
214	1,6	0,01	1	0,33	0,18
309	2,4	0,01	1	0,45	0,18
311	3,2	0,01	1	0,64	0,18
312	3,4	0,01	1	0,75	0,18

Видалення повітря в мийних провідиться зверхньої зони за допомогою дифузорів.

Значення загальної витрати повітря витяжних систем для мийних та кількість повітророзподільників зводимо в таблицю 2.22.

Таблиця 2.22 – Значення загальної витрати витяжних систем та кількість повітророзподільників.

№ прим.	Витрата, м <sup>3</sup> /год	К-сть повітророзподільників, шт.
110	475	1
114	475	1
209	700	1
211	900	1
212	960	1

#### 2.5.4 Обідня зала 106 та вестибюль 103

Розглядається як одне приміщення, для аналізу обираємо повітророзподільник з найбільшою продуктивністю.

Повітря подається вертикальними настилаючимися струминами з верхньої зони в напрямку робочої зони і затухаючими в ній. В якості повітророзподільників приймаємо дифузори.

Загальна витрата повітря припливної систем складає  $4000+7998=11998$  (м<sup>3</sup>/год).

Витрата повітря через 1 повітророзподільник складатиме:

$$L_0 = L_{\text{прит}} / N = 4000 / 2 = 2000 \text{ (м}^3\text{/год) в вестибюлі,}$$

$$L_0 = L_{\text{прит}} / N = 7998 / 6 = 1333 \text{ (м}^3\text{/год) в обідній залі.}$$

Знаходимо параметри струмини в робочій зоні:

$$v_x = v_0 \frac{m \cdot k_c \cdot k_g \cdot k_n \cdot \sqrt{F_0}}{x_n}, \text{ (м/с);} \quad (2.69)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{n \cdot k_g \cdot \sqrt{F_0}}{x_n \cdot k_n \cdot k_c}, \text{ (}^\circ\text{C).} \quad (2.70)$$

де  $m$  і  $n$  – коефіцієнти затухання струмин,  $m = 1,4$ ,  $n = 1,05$ ;

$k_c$  – коефіцієнт стиснення струмин огорожувальними конструкціями,  $k_c = 1$ ;

$k_g$  – коефіцієнт взаємодії струмин,  $k_g = 1$  [19];

$k_n$  – коефіцієнт для розрахунку неізотермічних струмин:

$$k_n = \sqrt[3]{1 - 2,5Ar_x}. \quad (2.71)$$

Нижня грань повітророзподільника розміщена на 0,5 м вище робочої зони,  $x_n = 0,5$  м.

Приймаємо діаметр живого перерізу повітророзподільника  $d_0 = 400$  мм, тоді

$$\text{площа живого перерізу складає } F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,400^2}{4} = 0,1256, \text{ (м}^2\text{).}$$

Знаходимо швидкість в живому перерізі повітророзподільника:

$$v_0 = \frac{L_0}{3600 \cdot F_0} = \frac{2000}{3600 \cdot 0,1256} = 4,42, \text{ (м/с).} \quad (2.72)$$

Різниця між температурою припливного повітря і повітря робочої зони в холодний період:

$$\Delta t_0 = t_0 - t_g = 18 - 17 = 1, \text{ (}^\circ\text{C).} \quad (2.73)$$

Коефіцієнт Архімеда:

$$Ar_x = \frac{1,05}{1,4^2} \cdot 11,1 \frac{1 \cdot \sqrt{0,1256}}{4,42^2 (273+18)} \left( \frac{0,5}{1,13 \sqrt{0,078}} \right)^2 = 0,01 \leq 0,5;$$

$$k_n = \sqrt[3]{1 - 2,5 \cdot 0,01} = 1;$$

$$v_x = 4,42 \cdot \frac{1,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,69 \cdot \sqrt{0,1256}}{0,5} = 0,79 \leq 0,4 \times 2 \text{ (м/с)};$$

$$\Delta t_x = 1 \cdot \frac{1,05 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,1256}}{0,5 \cdot 1 \cdot 1} = 0,74 < 6 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Для теплого періоду  $\Delta t_0 = t_6 - t_0 = 23 - 21 = 2 \text{ (}^\circ\text{C)}$ .

$$Ar_x = \frac{1,05}{1,4^2} \cdot 11,1 \frac{1 \cdot \sqrt{0,1256}}{4,42^2 (273+23)} \left( \frac{0,5}{1,13 \sqrt{0,1256}} \right)^2 = 0,01 \leq 0,5;$$

$$k_n = \sqrt[3]{1 - 2,5 \cdot 0,01} = 1;$$

$$v_x = 4,42 \cdot \frac{1,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,69 \cdot \sqrt{0,1256}}{0,5} = 0,79 \leq 0,4 \times 2 \text{ (м/с)};$$

$$\Delta t_x = 1 \cdot \frac{1,05 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,1256}}{0,5 \cdot 1 \cdot 1} = 0,74 < 6 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Видалення повітря здійснюється з верхньої зони дифузорами.

Кількість повітря що видаляється:

$$L_{\text{вирт}} = 4000 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$L_{\text{вирт}} = 7998 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Кількість плафонів в вестибюлі становить 2, тоді витрата повітря через 1 плафон:

$$L_0 = L_{\text{вирт}} / N = 4000 / 2 = 2000, \text{ (м}^3/\text{год)}.$$

Кількість плафонів в обідній залі становить 6, тоді витрата повітря через 1 плафон:

$$L_0 = L_{\text{вирт}} / N = 7998 / 6 = 1333, \text{ (м}^3/\text{год)}.$$

### 2.5.5 Обідня зала 202

Повітря подається вертикальними настилаючимися струминами з верхньої зони в напрямку робочої зони і затухаючими в ній. В якості повітророзподільників приймаємо дифузори.

Загальна витрата повітря припливної систем складає 22692 м<sup>3</sup>/год.

Витрата повітря через 1 повітророзподільник складатиме:

$$L_0 = L_{\text{прим}} / N = 22692 / 13 = 1746, \text{ (м}^3\text{/год)}$$

Знаходимо параметри струмини в робочій зоні:

$$v_x = v_0 \frac{m \cdot k_c \cdot k_e \cdot k_n \cdot \sqrt{F_0}}{x_n}, \text{ (м/с);} \quad (2.74)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \frac{n \cdot k_e \cdot \sqrt{F_0}}{x_n \cdot k_n \cdot k_c}, \text{ (}^\circ\text{C).} \quad (2.75)$$

де  $m$  і  $n$  – коефіцієнти затухання струмин,  $m = 1,4$ ,  $n = 1,05$  [5];

$k_c$  – коефіцієнт стиснення струмин огорожувальними конструкціями,  $k_c = 1$ ;

$k_e$  – коефіцієнт взаємодії струмин,  $k_e = 1$ ;

$k_n$  – коефіцієнт для розрахунку неізотермічних струмин:

$$k_n = \sqrt[3]{1 - 2,5Ar_x}. \quad (2.76)$$

Нижня грань повітророзподільника розміщена на 0,5 метра вище робочої зони,  $x_n = 0,5$  м.

Приймаємо діаметр живого перерізу повітророзподільника  $d_0 = 400$  мм, тоді

площа живого перерізу складає  $F_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,400^2}{4} = 0,1256, \text{ (м}^2\text{).}$

Знаходимо швидкість в живому перерізі повітророзподільника:

$$v_0 = \frac{L_0}{3600 \cdot F_0} = \frac{1746}{3600 \cdot 0,1256} = 3,86, \text{ (м/с).} \quad (2.77)$$

Різниця між температурою припливного повітря і повітря робочої зони в холодний період:

$$\Delta t_0 = t_0 - t_e = 18,3 - 18 = 0,3 \text{ (}^\circ\text{C).}$$

Коефіцієнт Архімеда:

$$Ar_x = \frac{1,05}{1,4^2} \cdot 11,1 \frac{0,3 \cdot \sqrt{0,1256}}{4,42^2 (273 + 18,3)} \left( \frac{0,5}{1,13 \sqrt{0,1256}} \right)^2 = 0,01 \leq 0,5;$$

$$k_n = \sqrt[3]{1 - 2,5 \cdot 0,01} = 1;$$

$$v_x = 4,42 \cdot \frac{1,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,69 \cdot \sqrt{0,1256}}{0,5} = 0,73 \leq 0,4 \times 2, \text{ (м/с);}$$

$$\Delta t_x = 1 \cdot \frac{1,05 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,1256}}{0,5 \cdot 1 \cdot 1} = 0,92 < 6, (\text{°C}).$$

Для теплого періоду  $\Delta t_0 = t_6 - t_0 = 23 - 21 = 2, (\text{°C}).$

$$Ar_x = \frac{1,05}{1,4^2} \cdot 11,1 \frac{0,3 \cdot \sqrt{0,1256}}{4,42^2 (273 + 18,3)} \left( \frac{0,5}{1,13 \sqrt{0,1256}} \right)^2 = 0,01 \leq 0,5;$$

$$k_n = \sqrt[3]{1 - 2,5 \cdot 0,01} = 1;$$

$$v_x = 4,42 \cdot \frac{1,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,69 \cdot \sqrt{0,1256}}{0,5} = 0,73 \leq 0,4 \times 2, \text{ (м/с);}$$

$$\Delta t_x = 1 \cdot \frac{1,05 \cdot 1 \cdot \sqrt{0,1256}}{0,5 \cdot 1 \cdot 1} = 0,46 < 6, (\text{°C}).$$

Видалення повітря здійснюється з верхньої зони дифузорами.

Кількість повітря, що видаляється:

$$L_{\text{вум}} = 22692 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

Кількість плафонів становить 12, тоді витрата повітря через 1 плафон:

$$L_0 = L_{\text{вум}} / N = 22692 / 12 = 1891, \text{ (м}^3/\text{ГОД).}$$

## 2.6 Моделювання аеродинамічного режиму роботи загальнообмінних систем

Організація повітрообміну включає в себе вибір схеми, способу подачі та видалення повітря. Виділення в вигляді парів, газів та пилу видаляються у вигляді місцевих відсосів.

В термічному цеху проєктуємо схему подачі повітря з низу вверху, в станочному цеху схема зверху в низ і в гальванічному цеху змішана схема подачі повітря.

Витяжні та припливні пристрої загальнообмінної вентиляції розташовуються у верхній зоні в гальванічному відділенні, та у верхній та нижній зоні в термічному й станочному відділенні [2].

Аеродинамічний розрахунок виконується аналогічно розрахункам місцевих витяжних систем.

Розрахунок повітропроводів складається аналогічно з 2-х етапів:

Розрахунок головної ділянки напрямку вентиляційної системи, який характеризується найбільшою довжиною та завантаженістю.

Ув'язка відгалужень вентиляційної системи.

Нев'язка не повинна перевищувати 15% [2]. Для збалансування системи підбираємо дросельні клапани.

Розрахунки проведені в програмі Excel, результати розрахунку наводимо в додатку В.

## 2.7 Розрахунок обробки повітря в кондиціонерах

Для їдальні запроєктовано три центральних кондиціонера. Перший застосовується для обробки повітря виробничих приміщень. Другий для обідньої зали першого поверху. Третій для обідньої зали другого поверху.

В першому випадку використовуємо рекуперацію, в інших двох рециркуляцію повітря в зимовий період.

### 2.7.1 Приміщення обідньої зали 106 та вестибюлю 103

В теплий період повітря охолоджується та зволожується.

$$G = L \cdot \rho (d_s - d_n) = \frac{11998}{3600} \cdot 1,2 \cdot (12,2 - 10,4) = 7,19, \text{ (г/с)} \quad (2.78)$$

$$Q_{хол} = L_{прин} \cdot \rho \cdot c (I_3 - I_n) = \frac{11998}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (54 - 50) = 16,07, (\text{кВт}). \quad (2.79)$$

В холодний період проводимо рециркуляцію

На діаграмі з'єднуємо точки В і З. З пропорції визначаємо параметри точки суміші.

$$\frac{3C}{BC} = \frac{G_{вум}}{G_{прин}}, \quad (2.80)$$

$$\frac{3C}{BC} = \frac{2000}{11998}, \quad 3C = \frac{BC \cdot 2000}{11998} = 0,167BC \quad (2.81)$$

Кількість тепла на сухий нагрів повітря (процес С–К):

$$Q^{нагр} = L_{прин} \cdot \rho \cdot c (I_K - I_C) = \frac{11998}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (30 - 21,2) = 35,37, (\text{кВт}). \quad (2.82)$$

Кількість води для зволоження повітря в зимовий період (процес К–П):

$$G = L_{прин} \cdot \rho (d_n - d_k) = \frac{11998}{3600} \cdot 1,2 \cdot (6,1 - 4,2) = 7,6, (\text{г/с}). \quad (2.83)$$

### 2.7.2 Приміщення обідньої зали 202

В теплий період повітря охолоджується та зволожується.

$$G = L \cdot \rho (d_3 - d_n) = \frac{11998}{3600} \cdot 1,2 \cdot (12,2 - 10,4) = 7,19 (\text{г/с}). \quad (2.84)$$

$$Q_{хол} = L_{прин} \cdot \rho \cdot c (I_3 - I_n) = \frac{11998}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (54 - 50) = 16,07 (\text{кВт}). \quad (2.85)$$

В холодний період проводимо рециркуляцію

На діаграмі з'єднуємо точки В і З. З пропорції визначаємо параметри точки суміші.

$$\frac{3C}{BC} = \frac{G_{вум}}{G_{прин}}, \quad (2.86)$$

$$\frac{3C}{BC} = \frac{2000}{11998}, \quad 3C = \frac{BC \cdot 4000}{22692} = 0,176BC$$

Кількість тепла на сухий нагрів повітря (процес С–К):

$$Q^{нагр} = L_{прит} \cdot \rho \cdot c (I_K - I_C) = \frac{22692}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (31,8 - 23,2) = 65,37, \text{ (кВт)}. \quad (2.87)$$

Кількість води для зволоження повітря в зимовий період (процес К–П):

$$G = L_{прит} \cdot \rho (d_n - d_\kappa) = \frac{22692}{3600} \cdot 1,2 \cdot (5,3 - 4,4) = 6,81, \text{ (г/с)}. \quad (2.88)$$

### 2.7.3 Виробничі приміщення

В теплий період повітря охолоджується та зволожується.

$$G = L \cdot \rho (d_3 - d_n) = \frac{14097}{3600} \cdot 1,2 \cdot (12,2 - 7,5) = 22,08, \text{ (г/с)}. \quad (2.89)$$

$$Q_{хол} = L_{прит} \cdot \rho \cdot c (I_3 - I_n) = \frac{14097}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (54,1 - 39,8) = 67,53, \text{ (кВт)}. \quad (2.90)$$

Холодний період

Кількість явного тепла, що відбирається від викидного тепла:

$$Q_{я}^{рек} = L^{вит} \cdot \rho \cdot c (t_6 - 5) = \frac{9770}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (24 - 5) = 62,18, \text{ (кВт)}. \quad (2.91)$$

Різниця ентальпій при нагріванні припливного повітря:

$$\Delta I = \frac{\sum Q_{я}^{рек}}{L_{прит} \cdot \rho} = \frac{62,18}{(14097/3600) \cdot 1,2} = 13,23, \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right). \quad (2.92)$$

Необхідна ентальпія  $\Delta I_{необ} = 17,5 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$  (процес 3–К на діаграмі). Тоді

визначимо кількість повітря, потрібного для рекуперації:

$$Q_{я}^{рек} = \Delta I_{необ} \cdot L_{прит} \cdot \rho = 17,5 \cdot \frac{14097}{3600} \cdot 1,2 = 82,23, \text{ (кВт)}. \quad (2.93)$$

Використаємо частину повітря від витяжної загально обмінної вентиляції:

$$L_{заг}^{необ} = \frac{Q_{я}^{рек'}}{\rho (t_6 - 5)} = \frac{(82,23 - 62,18)}{1,2 (24 - 5)} \cdot 3600 = 3165,78, \text{ (м}^3\text{/год)}. \quad (2.94)$$

Розрахуємо кількість конденсату при ізотермічному охолодженню (процес К–К')

$$G = L \cdot \rho (d_3 - d_n) = \frac{14097}{3600} \cdot 1,2 \cdot (4,2 - 0) = 19,74, \text{ (г/с)}. \quad (2.95)$$

Кількість тепла на сухий нагрів повітря (процес З'–К):

$$Q^{нагр} = L_{прит} \cdot \rho \cdot c (I_K - I_C) = \frac{14097}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (17,5 - (-14)) = 148,75, \text{ (кВт)}. \quad (2.96)$$

Кількість тепла на сухий нагрів повітря (процес К'–П):

$$Q^{нагр} = L_{прит} \cdot \rho \cdot c (I_K - I_C) = \frac{14097}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (26 - 24) = 9,45, \text{ (кВт)}. \quad (2.97)$$

#### 2.7.4 Розрахунок холодопродуктивності місцевих кондиціонерів

Для приміщень 115 і 210.

Витрати енергії на охолодження повітря

$$Q_{хол} = L_{прит} \cdot \rho \cdot c (I_z - I_n) = \frac{3368}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (29,0 - 26,0) = 3,38, \text{ (кВт)}. \quad (2.98)$$

Для приміщення 119.

Витрати енергії на охолодження повітря

$$Q_{хол} = L_{прит} \cdot \rho \cdot c (I_z - I_n) = \frac{2000}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 (29,0 - 26,0) = 2,01, \text{ (кВт)}. \quad (2.99)$$

#### 2.8 Акустичний розрахунок

Потрібно розрахувати рівень шуму, що надходить до приміщення обідньої зали 106 від радіального вентилятора припливної системи. Витрата повітря становить  $Q = 11998 \text{ м}^3/\text{год}$ , вихідний патрубок має розміри  $800 \times 800 \text{ мм}$ . Швидкість виходу повітря у вихідному патрубку:

$$v_{вих} = \frac{Q}{3600 \cdot F} = \frac{11998}{3600 \cdot 0,8 \cdot 0,8} = 5,2 \text{ м/с}. \quad (2.100)$$

Втрати тиску у вентиляторі становлять  $H = 506 \text{ Па}$ . Коефіцієнт корисної дії становить  $\eta = 0,77$  при частоті обертання  $n = 800 \text{ об/хв}$ .

Нормування рівнів звукового тиску здійснюється по октавним полосам з наступними середньгеометричними частотами: 63,5, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 і 8000 Гц.

Октавні рівні звукової потужності вентилятора, дБ:

$$Lp_{\text{обц}} = L^{\%} + 20 \cdot \lg H + 10 \cdot \lg Q + \delta - \Delta L_1 + \Delta L_2, \quad (2.101)$$

де  $L^{\%}$  – критерій шумності, дБ;

$H$  – повний тиск, що створює вентилятор, Па;

$Q$  – об’ємна витрата вентилятора, м<sup>3</sup>/с;

$\delta$  – поправка на режим роботи вентилятора, дБ;

$\Delta L_1$  – поправка що враховує розподілення звукової потужності вентилятора по октавним полосам, дБ і приймається в залежності від типа вентилятора і частоти обертання;

$\Delta L_2$  – поправка, що враховує акустичний вплив приєднання повітроводу до вентилятора, дБ.

Результати акустичного розрахунку місцевої системи вентиляції для термічного цеху зведено до таблиці 2.23

Для круглих дифузоров приймається тип решітки 2.

Кількість повіт розподільників в приміщенні 6 (шт).

Таблиця 2.23 – Акустичний розрахунок системи вентиляції П1

№, п/п	Величина, що розглядається	Значення розрахункової величини, дБ при середньо геометричній частоті октавної полоси, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	$L_{\text{доп}}$ , дБ	71	61	54	49	45	42	40	38
2	Поправка $\Delta L_1$ , дБ для вентилятора $n=800$ об/хв	6	6	6	9	13	17	21	26
3	Поправка $\Delta L_2$ , дБ (патрубок 795×1520)	9,5	5	1	0	0	0	0	0
4	Октавні РЗП вентилятора $L_p$ , дБ	128,3	123,8	119,8	115,8	121,8	107,8	103,8	98,8
Зниження рівня ЗП в елементах мережі $\Delta L$ , дБ									

Продовження таблиці 2.23

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5	Повітропровід 800·800 L=6.2	2,79	1,86	0,93	0,62	0,372	0,372	0,372	0,372
6	Поворот 90° шириною 500 мм	0	1	5	7	5	3	3	3
7	Повітропровід 800·800 L=7.7	3,46	2,31	1,15	0,77	0,462	0,462	0,462	0,462
8	Поворот 90° шириною 500 мм	0	1	5	7	5	3	3	3
9	Повітропровід 800·800 L=1.78	0,80	0,53	0,26	0,17	0,106	0,106	0,1068	0,1068
10	Поворот 90° шириною 500 мм	0	1	5	7	5	3	3	3
11	Повітропровід 800·800 L=4.6	2,07	1,38	0,69	0,46	0,276	0,276	0,276	0,276
12	Поворот 90° шириною 500 мм	0	1	5	7	5	3	3	3
13	Повітропровід 800·800 L=10.3	4,635	3,09	1,545	1,03	0,618	0,618	0,618	0,618
14	Трійник на відгалуження	5	6	10	12	10	8	8	8
15	Дифузор	12	8	4	1	1	0	0	0
16	Сумарне зниження рівня звукової потужності	36,84	34,2	49,1	56,3	43,1	30,1	30,10	30,10
17	Рівень шуму, який випромінює дифузор	91,45	89,5	70,67	59,47	78,69	77,69	73,6	68,6
18	Різниця рівнів звукової потужності	11,5	10,5	9,5	9,5	9,5	9,5	10	11
19	Рівні звукового тиску в розрахунковій точці	79,9	79,0	61,1	49,9	69,19	68,19	63,69	57,69
20	Необхідне зниження рівня звукової потужності	24,7	33,8	22,9	16,7	39,9	41,9	39,4	35,4

В результаті проведеного розрахунку виявлено, що необхідне зниження рівнів звукової потужності, для цього буде встановлена секція шумоглушіння в центральному кондиціонері [19].

## **Висновки до розділу 2**

В даному розділі пояснювальної записки було запроєктовано варіант системи вентиляції будівлі громадського харчування в м. Вінниця.

Складено тепловий баланс та розраховано повітрообмін приміщень. Загальна витрата повітря припливних систем склала 40300 м<sup>3</sup>/год, витяжних систем 41900 м<sup>3</sup>/год. За результатами аеродинамічного розрахунку було підібрано припливно – витяжні машини з рекуператорами, виконано аксонометричні схеми системи вентиляції (див. лист 4-5 графічної частини).

## **3 ОРГАНІЗАЦІЙНО – ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОЄКТНИХ РІШЕНЬ**

### **3.1 Аналіз конструктивних особливостей об'єкту**

В даній кваліфікаційній роботі запроєктовано систему вентиляції будівлі громадського харчування в м. Вінниця. Будівля двоповерхова з цегляними стінами, плоскою покрівлею. Система вентиляції будівлі громадського харчування складається з трьох загально обмінних систем та з місцевих витяжних систем. У приміщеннях 103 вестибюлю та 106 обідньої зали запроєктована загальнообмінна система вентиляції з центральним кондиціонером Ventus VS-120-R-RCH.

У приміщенні 202 (обідня зала) запроєктована загальнообмінна система вентиляції з центральним кондиціонером Ventus VS 230-R-RCH. Для виробничих приміщень – мийні (110, 114, 211, 212), гарячі цехи (115, 210), кондитерський цех (119), м'ясо-рибний цех (116) – запроєктована загальнообмінна система вентиляції з центральним кондиціонером Ventus VS-150-R-RHC [30].

Центральні кондиціонери розміщені на даху їдальні, кріпляться до покрівлі анкерними болтами. В приміщеннях гарячих цехів (115, 210) і кондитерського цеху 119 влаштована місцева витяжна система вентиляції. Використовуються зонти прямокутної форми встановлені над технологічним обладнанням, та радіальні вентилятори улаштовані на стіні будівлі. Вентилятори встановлюються на рами та кріпляться анкерними ботами до стіни будівлі. Також в даних приміщеннях встановлюються місцеві кондиціонери Aerostar, внутрішні блоки кріпляться до стіни, на шпильках. Зовнішні блоки кріпляться на зовнішній стіні на рамі (анкерними болтами), що йде в комплекті з кондиціонером [31].

Повітроводи системи вентиляції виконані із листової сталі класу П (щільні) товщиною 0,7 мм розмірами 200×200; 200×315; 250×250; 250×400; 400×400; 400×630; 500×500; 500×630; 500×710; 630×630; 710×800; 800×800; 1000×1000 мм. Кріплення повітроводів до стелі виконано на шпильках, які проходять через плиту перекриття та закручуються гайками до сталевій планки [26].

Подавання та видалення повітря відбувається за схемою «зверху-вверх», тобто приточні та витяжні дифузори розміщені під стелею. На основі аналізу конструктивних особливостей системи складено перелік основних та додаткових матеріалів та виробів для монтажу [5].

### 3.2 Розрахунок та комплектування основних матеріалів для системи вентиляції

Таблиця 3.1 – Відомості витрат матеріалів для системи вентиляції.

№	Найменування	Одиниці виміру	Кількість	Маса од., кг	Маса, кг
1	2	3	4	5	6
<b>Трубопроводи</b>					
1	Повітроводи із листової сталі класу П (щільні), товщ. 0,7 мм, 200х200	м <sup>2</sup>	25,84	5,5	142,1
2	Теж 200х315 мм	м <sup>2</sup>	136,23	5,5	749,3
3	Теж 250х250 мм	м <sup>2</sup>	22	5,5	121,0
4	Теж 250х400 мм	м <sup>2</sup>	11,18	5,5	61,5
5	Теж 400х400 мм	м <sup>2</sup>	443,97	5,5	2441,8
6	Теж 400х600 мм	м <sup>2</sup>	223,88	5,5	1231,3
7	Теж 500х500 мм	м <sup>2</sup>	28,6	5,5	157,3
8	Теж 500х600 мм	м <sup>2</sup>	82,45	5,5	453,5
9	Теж 500х700 мм	м <sup>2</sup>	53,97	5,5	296,8
10	Теж 600х600 мм	м <sup>2</sup>	60,48	5,5	332,6
11	Теж 700х800 мм	м <sup>2</sup>	99,36	5,5	546,5
12	Теж 800х800 мм	м <sup>2</sup>	205,18	5,5	1128,5
13	Теж 1000х1000 мм	м <sup>2</sup>	186,4	5,5	1025,2
<b>Дифузор</b>					
14	Дифузор Systemair з перерізом D <sub>y</sub> 315 мм	шт	30	2,8	84
15	Те ж D <sub>y</sub> 400 мм	шт	49	3,4	166,6
<b>Вентилятори</b>					
16	Радіальні вентилятори Ventus ВЦ4-75 №3,15	шт	8	44	352
17	Те ж №5	шт	1	111	111

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6
Кондиціонери					
18	Ventus VS-120-R-RCH	шт	1	853	853
19	Ventus VS 230-R-RCH	шт	1	1440	1440
20	Ventus VS-150-R-RCH	шт	1	987	987
21	Aerostar DJ AER	шт	3	46	138
Регулювальна арматура					
22	Регулятори витрати повітря Вентс РРВ 400х400 мм	шт	9	5,0333	45,3
23	Те ж 400х600 мм	шт	6	7,0667	42,4
24	Те ж 500х600 мм	шт	2	9,15	18,3
25	Те ж 800х800 мм	шт	1	10,7	10,7
Всього					12935 кг

Таблиця 3.2 – Відомість допоміжних матеріалів та виробів [38]

№	Шифр	Найменування	Од. вим.	Кількість	Маса, кг
1	2	3	4	5	6
1	C111-306	Вироби гумові технічні морозостійкі	кг	4,428	4,428
2	C111-1504	Електроди, діаметр 2 мм, марка E42	т	0,00572	5,72
3	C111-1519	Електроди, діаметр 4 мм, марка E55	т	0,004	4
4	C111-1644	Клей гумовий N88-N	кг	0,0675	0,07
5	C111-1683	Стрічка поліетиленова з липким шаром, марка А	кг	137,86	137,86
6	C111-1846	Болти анкерні	т	0,0312	31,2
7	C111-1848	Болти будівельні з гайками та шайбами	т	0,17758	177,58
8	C130-231	Вставки гнучкі до радіальних [відцентрових] вентиляторів із парусини та сортової сталі	м2	4,5	16,38
9	C130-314	Зонти вентиляційних систем прямокутні із листової сталі, марка ЗП1000Х1000, периметр шахт 4000 мм	шт	20	1668
10	C111-1151	Прокат для армування конструкцій круглий та періодичного профілю, клас А-1, діаметр 12 мм	т	0,02967	29,67
Всього					2074 кг

### 3.3 Визначення складу і об'ємів робіт для систем вентиляції

1. Привезення матеріалів і обладнання.
2. Пробивання отворів у цегляних стінах при товщині стіни в 2 цеглини.
3. Установлення вставок гнучких до радіальних вентиляторів.
4. Установлення агрегатів вентиляційних продуктивністю до 40 тис.м<sup>3</sup>/год.
5. Установлення агрегатів вентиляційних продуктивністю до 20 тис.м<sup>3</sup>/год.
6. Установлення вентиляторів радіальних масою до 0,12 т.
7. Установлення вентиляторів радіальних масою до 0,05 т..
8. Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром 4000 мм.
9. Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром до 3200 мм.
10. Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром до 2400 мм.
11. Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром від 1100 до 1600 мм.
12. Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром до 800, 1000 мм.
13. Установлення клапанів для контролю і регулювання витрати повітря.
14. Установлення дифузорів
15. Встановлення зонтів.
16. Встановлення кондиціонерів.
17. Пусконаладжувальні роботи.
18. Вивезення сміття та обладнання.

### 3.4 Вибір і обґрунтування методів виконання робіт, типів машин, механізмів, пристосувань і конструкцій

#### 3.4.1 Вибір і обґрунтування методів виконання робіт

Головна задача календарного планування – вибір оптимального, за прийнятним критерієм оцінювання, варіанта організації робіт, що одночасно задовольняє обмеження, які враховують реальні умови. Критерій оптимальності обирають залежно від періоду планування та умов виконання робіт. За критерій оптимальності для виконання монтажних робіт була взята мінімізація тривалості робіт та рівномірність використання трудових ресурсів в часі. Роботи, які можна було сумістити, повинні виконуватись паралельним, інші послідовним методом.

#### 3.4.2 Вибір і обґрунтування типів машин, механізмів, пристосувань і конструкцій

Завезення труб, деталей, конструкцій та обладнання для системи вентиляції, а також вивезення їх та монтажного сміття після закінчення робіт виконуємо централізовано автомобілем Mercedes Benz 208, технічні характеристики якого наведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Технічні характеристики автомобіля Mercedes Benz 208 [35]

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Вантажопід'ємність	кг	3500
Вантажна висота	мм	2400
Найбільша швидкість	км/год	95
Габарити	мм	5400×2300×2880
Витрата палива	л/100км	12
Маса	кг	8000

Для свердління отвори в стінах та перекриттях для прокладання через них повітроводів, отвори для встановлення кронштейнів виконують за допомогою перфоратора Bosch GBH 2-26 DRE [37], характеристики якого наведені в таблиці 3.4 Максимально задіяна кількість перфораторів – 12 шт.

Таблиця 3.4 – Технічні характеристики перфоратора Bosch GBH 2-26 DRE

Bosch GBH 2-26 DRE	
Вхідна потужність, Вт	800
Напруга, В	230
Кількість обертів, об/хв	900
Максимальний діаметр свердління бетону, мм	26
Максимальний діаметр свердління цегляної кладки, мм	68
Вага, кг	2,7

Для піднімання арматури, вентиляційних агрегатів та іншого використовується кран на автомобільному ході КС - 3575А. Характеристики наведені в таблиці 3.5

Таблиця 3.5 – Технічні характеристики крану на автомобільному ході [35]

КС - 3575А	
Максимальна вантажопідйомність, т	10
Максимальна висота підйому, м	15,3
Довжина стріли, м	14,6
База	ГАЗ 53А
Швидкість підйому і опускання вантажу, м/хв	0,4-10
Маса, кг	17173

Для обрізання сталі використовують кутову шліфмашину BOSCH GWS 14-125 CI-V. Характеристики наведені в таблиці 3.6. Максимальна кількість апаратів – 2 шт.

Таблиця 3.6 – Технічні характеристики кутова шліфмашина [37]

BOSCH GWS 14-125 CI-V	
Потужність, Вт	1400
Частота холостого ходу, об/хв	11000
Діаметр робочого диску, мм	125
Шпиндель	M 14x2
Маса, кг	1,8

Для зварювання використовується апарат для ручного дугового зварювання постійного струму OMEGA 280. Технічні характеристики апарату наведені в таблиці 3.7. Максимальна кількість апаратів – 3 шт.

Таблиця 3.7 – Технічні характеристики зварювального апарату [37]

Зварювальний апарат постійного струму для ММА OMEGA 280	
Напруга живлення, В	3x380
Потужність при навантаженні 60%, кВт	5
Максимальна потужність, кВт	8
Максимальний діаметр електрода, мм	5
Вага, кг	65

Для свердління отворів в металі використовують електродрилі DeWalt D21810KS [37] Характеристики наведені в таблиці 3.8. Максимальна кількість апаратів – 9 шт.

Таблиця 3.8 – Технічні характеристики електродрилі

Електродрилі DeWalt D21810KS	
Потужність, Вт	770
Кількість обертів, об/хв	0-2700
Вага, кг	2,3

Для збирання повітропроводів використовують шуруповерт Bosch GSR 120-ЛІ. [37] Характеристики наведені в таблиці 3.9. Максимальна кількість апаратів – 9 шт.

Таблиця 3.9 – Технічні характеристики шуруповерт

Шуруповерт Bosch GSR 120-LI	
Потужність, Вт	650
Максимальна кількість обертів за хвилину, об/хв	5000
Вага, кг	1,4

Набір інструментів для монтажників системи вентиляції наведений в таблиці 3.10. Максимальна кількість наборів – 9 шт.

Таблиця 3.10 – Набір ручних інструментів для монтажників

№	Найменування	К- сть	Маса од.,кг	Маса,к г
1	Ключ гайковий двосторонній М12-17-19 мм	1	0,88	0,88
	Ключ гайковий двосторонній М16-22-21 мм	1	1,2	1,2
2	Плоскогубці комбіновані	2	0,7	1,4
3	Молоток слюсарний	2	1,6	3,2
4	Зубило слюсарне довж 250 мм	1	0,7	0,7
5	Стрічка вимірювальна, 20 м	2	0,2	0,4
6	Рівень металевий	2	1,6	3,2
7	Висок	1	0,2	0,2
8	Ящик переносний для інструменту	1	4,8	4,8
9	Викрутки	1	1,4	1,4
10	Рашпіль круглий	1	1,3	1,3
11	Щітка сталева	1	0,6	0,6

Сумарна масанабору інструментів складе 19,3 кг.

Сумарна маса інструментів і обладнання буде 425 кг.

Сумарна маса матеріалів, інструментів і обладнання буде 15261 кг

### 3.4.3 Витрати на паливні та енергетичні ресурси

Витрати електроенергії для роботи електроприладів визначаються за формулою, кВт·год:

$$E=P \times t \times k \quad (3.1)$$

де  $P$  – потужність приладу чи механізму, кВт;

$\tau$  – термін роботи приладу, год;

$\kappa$  – коефіцієнт, що враховує періодичність дії електричного обладнання [28].

Перфоратор:

$$E_1 = 0,8 \cdot 2 \cdot 0,9 = 1,44 \text{ (кВт)}.$$

Задіяно 12 перфораторів  $E_1=1,44 \cdot 12=17,28$  (кВт)

Апарат для ручного дугового зварювання:

$$E_2 = 8 \cdot 116 \cdot 0,3 = 278,4 \text{ (кВт)}.$$

Задіяно 3 апарати  $E_2=278,4 \cdot 3=835,2$  (кВт)

Кутова шліфмашина

$$E_3 = 1,4 \cdot 20 \cdot 0,5 = 14 \text{ (кВт)}.$$

Задіяно 2 шліфмашини  $E_3=14 \cdot 2=28$  (кВт).

Електродріль

$$E_4 = 0,77 \cdot 261 \cdot 0,2 = 40,2 \text{ (кВт)}.$$

Задіяно 9 електродрілі  $E_4=40,2 \cdot 9=361,8$  (кВт).

Шуруповерт

$$E_5 = 0,65 \cdot 261 \cdot 0,4 = 67,9 \text{ (кВт)}.$$

Задіяно 9 шуруповертів  $E_4=67,9 \cdot 9=610,74$  (кВт).

Загальна кількість витраченої електроенергії:

$$E = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 = 1853 \text{ (кВт)}.$$

Витрата пального для доставки матеріалів та виробів і вивезення після робіт обладнання і залишків матеріалів: відстань 30 км, кількість ходок  $n = 4$ , витрата пального  $Q = 22$  л/100км.

Необхідна кількість пального для доставки труб визначається за формулою:

$$Q = G \cdot n \cdot l = 0,22 \cdot 4 \cdot 30 \cdot 2 = 52,8 \text{ (л)}. \quad (3.2)$$

### 3.5 Визначення трудомісткості монтажних робіт

Трудомісткість монтажних робіт визначається згідно нормативних документів, ресурсних елементних кошторисних норм (РЕКН) серії ДБН Д, з яких беруться норми часу роботи працівників, машин і механізмів, середній розряд робітників, кількість витратних матеріалів.

Трудомісткість визначається за формулою, л·год:

$$Q = \frac{V \cdot H_u}{k_{\text{вар}}}, \quad (3.3)$$

де  $V$  – обсяг виконаних робіт, визначений у вимірниках, що приведені в нормативах;

$H_u$  – норма часу, люд-год;

$k_{\text{вар}}$  – коефіцієнт варіації, який враховує запар часу і дає можливість заокруглювати тривалість робіт як до меншого, так і до більшого показника,  $k_{\text{вар}} = 1,15$ .

Трудомісткості монтажних робіт наведено в таблиці 3.11.

### 3.6 Визначення тривалості монтажних робіт

Нормативна тривалість робіт  $T_n$  визначається за формулою, днів:

$$T_n = \frac{Q}{t \cdot n \cdot n_1 \cdot N}, \quad (3.4)$$

де  $Q$  – трудомісткість робіт, л·год;

$t$  – тривалість зміни, 8 год;

$n$  – кількість працюючих, чел.;

$n_1$  – кількість бригад працюючих;

$N$  – кількість змін, всі роботи виконуються в 1 зміну.

Після визначення нормативної тривалості виконання робіт, вона уточнюється і заокруглюється до чверті дня в більшу чи меншу сторону. Тривалість робіт наведена в таблиці 3.11.

### 3.7 Визначення складу бригад

Для монтажу системи вентиляції будівлі громадського харчування потрібно 9 бригад монтажників, один водій і два робітники. До складу бригади входять робітники наступних розрядів: 5 розряду – 1 люд, 4 розряду – 1 люд, 3 розряду – 1 люд. Кількість людей в бригаді, кількість бригад наведена в таблиці 3.11.

Таблиця 3.11 – Визначення трудомісткості і тривалості виконання монтажних робіт

№ п/п	Вид робіт	Од. вим.	Об'єм	Норма часу, люд-год	Трудо-місткість, люд-год	Кількість в бригаді люд.	Кількість бригад	Тривалість, дні
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Привезення матеріалів і обладнання	т	15,261	2,1	3,75	3	1	1,25
2	Пробивання отворів у цегляних стінах при товщині стіни в 2 цеглини	100 шт	0,26	160,26	4,5	3	6	0,25
3	Установлення вставок гнучких до радіальних вентиляторів	м2	4,5	9,78	4,5	3	2	0,75
4	Установлення агрегатів вентиляційних продуктивністю до 40 тис.м <sup>3</sup> /год	шт	1	59,23	7,5	3	2	1,25
5	Установлення агрегатів вентиляційних продуктивністю до 20 тис.м <sup>3</sup> /год	шт	2	25,5	6	3	2	1
6	Установлення вентиляторів радіальних масою до 0,12 т	шт	1	14,04	2,25	3	1	0,75
7	Установлення вентиляторів радіальних масою до 0,05 т	шт	8	10,2	9	3	2	1,5
8	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром 4000 мм	100м <sup>2</sup>	1,864	106,08	27	3	4	2,25
9	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром до 3200 мм	100м <sup>2</sup>	3,6501	126,14	54	3	9	2
10	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром до 2400 мм	100м <sup>2</sup>	3,8882	156,06	67,5	3	9	2,5
11	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром від 1100 до 1600 мм	100м <sup>2</sup>	4,5515	207,4	108	3	9	4

Продовження таблиця 3.11

№ п/ п	Вид робіт	Од. вим.	Об'єм	Норма часу, люд-год	Трудо- місткість, люд-год	Кіль- кість в бригаді люд.	Кіль- кість брига д	Трива- лість, дні
1	2	3	4	5	6	7	8	9
12	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,5 мм, периметром до 800, 1000 мм	100м 2	1,8407	239,7	52,5	3	7	2,5
13	Установлення клапанів для контролю і регулювання витрати повітря	клап.	18	1,75	4,5	3	2	0,75
14	Установлення дифузорів	шт.	69	1,82	15	3	2	2,5
15	Встановлення зонтів	зонт	20	5,17	15,75	3	7	0,75
16	Установлення кондиціонерів	10шт	0,3	32,3	1,5	3	1	0,5
17	Пусконаладжувальні роботи	вен. мер.	15	45	78	3	8	3,25
18	Вивезення сміття та матеріалів	т	0,7	2,1	0,75	3	1	0,25

На основі визначеної трудомісткості і тривалості робіт, складено календарний графік монтажу системи вентиляції (див. аркуш 7).

### 3.8 Техніко-економічні показники календарного плану монтажу системи вентиляції

Розрахунок техніко-економічних показників виконується в такій послідовності.

Визначається середня кількість працюючих за формулою

$$R_C = \frac{Q_{заг}}{T_{заг}} \text{ [люд]}, \quad (3.5)$$

де  $Q_{заг}$  – загальна трудомісткість, 462 люд/дні;

$T_{заг}$  – загальна тривалість будівництва, 19 дні (див. аркуш 7)

Середня кількість працюючих

$$R_C = \frac{462}{19} \approx 25$$

Коефіцієнт нерівності використання людей визначається за формулою

$$\alpha_1 = \frac{R_C}{R_{max}}, \quad (3.6)$$

де  $R_{max}$  – максимальна кількість працюючих, 27 люд .

Тоді коефіцієнт нерівності використання людей

$$\alpha_1 = \frac{25}{27} = 0,93$$

Коефіцієнт нерівності по трудовитратах визначається за формулою

$$\alpha_2 = \frac{Q_{над}}{Q_{заг}}. \quad (3.7)$$

Тоді коефіцієнт нерівності по трудовитратах

$$\alpha_2 = \frac{13}{462} = 0,03.$$

Коефіцієнт нерівномірності по тривалості виконання робіт визначається за формулою

$$\alpha_3 = \frac{T_{вст}}{T_{заг}}, \quad (3.8)$$

де  $T_{вст}$  – тривалість виконання робіт при  $R \geq R_C$  , 13 дні

$$\alpha_3 = \frac{13}{19} = 0,69.$$

### 3.9 Монтажне регулювання систем вентиляції

Здавання системи вентиляції в експлуатацію приймає спеціально створена комісія. Системи вентиляції та кондиціонування повітря представляють до приймання в експлуатацію після закінчення монтажу, виконання пусконаладжувальних робіт та оформлення відповідної документації. При прийманні вентиляційних установок встановлюється якість монтажних робіт та відповідність змонтованих установок проекту:

- перевіряються характеристики вентиляційних установок (витрати повітря, температура нагрівання тощо) та відповідність цих показників проектним даним;

- з'ясовується, наскільки знижується концентрація шкідливих виділень при роботі установок, а також результати порівнюються з допустимими значеннями;

- приймання та здавання установки в експлуатацію полягає в перевірці відповідності її технічної документації, огляді обладнання й елементів системи, пробному пуску, проведенні технічних і санітарно-гігієнічних випробувань.

Технічні випробування вентиляційних мереж (повітропроводів) полягають у визначенні витрат повітря через окремі розгалуження й ділянки, підсмоктування та протікання повітря, а також витрат тиску в різних частинах. Для аналізу стану мережі попередньо знімають її характеристику. Для цього шляхом зміни частоти обертів певного вентилятора визначають різні значення його продуктивності та вимірюють при них витрати тиску в мережі.

Перерозподіл або зміни витрат здійснюють регулюванням, тобто шляхом введення або виведення додаткових опорів. Спочатку випробовують повітропровід в робочому стані й виявляють режими його роботи. На основі аналізу визначають заходи по регулюванню заданого режиму та здійснюють їх. Після проведення заходів ведуть перевірочні випробування [25].

### 3.10 Техніка безпеки під час виконання монтажних робіт

Для того щоб виключити можливість виникнення нещасних випадків на заготівельних роботах та під час монтажу систем вентиляції необхідно суворо притримуватись правил техніки безпеки та протипожежної техніки.

Всі працівники повинні пройти навчання по техніці безпеки по 8 – 10 годинній програмі.

Роботи з монтажу систем вентиляції повинні виконуватись відповідно до ПВР і бути погодженими з загальнобудівельними та іншими спеціальними роботами.

При нещасному випадку працівник, що знаходиться поряд повинен надати допомогу постраждалому і одночасно повідомити про це майстру.

Для попередження пожежі на місці монтажних робіт необхідно обережно поводитись з вогнем та виконувати всі протипожежні заходи. Палити можна лише в спеціально відведених місцях. Вогнебезпечні матеріали слід зберігати в спеціальних приміщеннях. Електромережа повинна бути в справному стані. Обтиральний матеріал треба зберігати в спеціальних металевих ящиках з кришками.

У випадку виникнення пожежі до прибуття пожежної команди слід використати всі засоби пожежогасіння.

Людину, вражену електричним струмом необхідно якнайшвидше звільнити від дії струму, для чого слід виключити рубильник, а якщо це неможливо, то відірвати постраждалого від дроту чи предмета, що знаходиться під напругою. При цьому той, що надає допомогу, не повинен торкатися враженого голими руками: необхідно мати гумові рукавички та діелектричні калоші або стати на суху дошку та обмотати руки сухим одягом.

Після цього постраждалому слід зробити штучне дихання.

Під час пожежі всі працівники повинні обов'язково виконувати всі розпорядження керівника та активно приймати участь у тушінні пожежі

### 3.11 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

При виконанні монтажних робіт системи опалення виконуються наступні роботи [40]:

- розмічування місць прокладання трубопроводів;
- прокладання трубопроводів;
- встановлення опалювальних приладів;
- встановлення циркуляційних насосів,
- встановлення запірної та регулюючої арматури;
- ізоляція трубопроводів.

На будівельно-монтажний персонал, що здійснює монтаж системи опалення будівлі, впливають такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори [40 – 42].

Фізичні фактори: мікроклімат (температура, вологість, швидкість руху повітря, інфрачервоне випромінювання); виробничий шум, ультразвук, інфразвук; вібрація (локальна, загальна); освітлення: природне (недостатність), штучне (недостатня освітленість, прямий і відбитий сліпучий відблиск тощо); іонізація повітря.

Хімічні фактори: речовини хімічного походження, аерозолі переважно фіброгенної дії (нетоксичний пил).

Фактори трудового процесу: важкість (тяжкість) праці; напруженість праці. Важкість праці характеризується рівнем загальних енергозатрат організму або фізичним динамічним навантаженням, масою вантажу, що піднімається і переміщується, загальною кількістю стереотипних робочих рухів, величиною статичного навантаження, робочою позою, переміщенням у просторі. Напруженість праці характеризують: сенсорні та емоційні навантаження, ступінь монотонності навантажень, режим роботи.

Організація робочих місць має бути такою, щоб забезпечувала вимоги до виконання робіт. Під час виконання будівельно-монтажних робіт та при експлуатації електромереж та устаткування повинні виконуватись вимоги пожежної безпеки відповідно до: Закону України «Про пожежну безпеку»; НАПБ А 01.001-

2014 «Правил пожежної безпеки в Україні»; ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»; ДБН А.3.2-2-2009 «Система стандартів безпеки праці. Охорона праці і промислова безпека у будівництві. Основні положення (НПАОП 45.2-7.02-12)».

Згідно ДБН А.3.2-2-2009 проходи на робочих місцях і до робочих місць повинні відповідати таким вимогам: ширина одиночних проходів до робочих місць і на робочих місцях повинна бути не менше ніж 0,6 м, а висота таких проходів у просвіті – не менше ніж 1,8 м. Робочі місця і проходи до них, розташовані на висоті більше ніж 1,3 м і на відстані менше ніж 2,0 м від межі перепаду по висоті, повинні бути огорожені захисними огорожами, конструкції яких визначаються в ПВР [41].

По вимогам ДБН А.3.2-2-2009 місця збирання і монтажу системи, а також робоча зона повинні бути звільнені від сторонніх предметів, очищені від будівельного сміття та мати хороші підходи і освітлення. Не можна допускати до місця виконання робіт сторонніх осіб.

Для прес-з'єднань використовується електричний прес POWER E фірми Rems, дане обладнання повинно бути заземлено або занулено, а в неробочий час знеструмлено. Під час робіт необхідно слідкувати за заземленням електричного пресу. З'єднання в підвішаному стані не допускається. Робоче місце монтажника повинно мати добру вентиляцію, бути захищене від атмосферних опадів і сильного вітру.

В зв'язку з відсутністю постійних робочих місць при виконанні монтажу системи опалення необхідно розробити загальні вимоги щодо організації робочих місць. Інструмент завжди повинен бути в справному стані і відповідати вимогам безпеки. До роботи з пневматичним і електричним інструментом допускаються особи, які пройшли спеціальне навчання і інструктаж по охороні праці.

Приєднувати і від'єднувати шланги пневмо-інструментів потрібно тільки після виключення подачі повітря, а включати подачу повітря необхідно після того, як пневмо-інструмент поставлений в робоче положення.

Ручним пневмо-інструментом необхідно працювати в антивібраційних рукавицях. Для попередження віброзахворювань необхідно систематично приймати

гідропроцедури під наглядом медперсоналу і дотримуватись устанавленого режиму робочого часу. В цілях безпеки важливо користуватися запобіжними засобами (щитками, екранами) при всіх роботах, котрі супроводжуються відлітання осколків, стружки, іскри, пилу.

Гострі кромки і краї повинні зачищатися. Обрізки металу необхідно складати в ящики. Прибирати з робочого місця дрібні металеві відходи дозволяється тільки щіткою.

Улаштування та експлуатація електроустановок повинні здійснюватися відповідно до Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів, Правил улаштування електроустановок (наказ від 21.07.2017 № 476 Міністерство енергетики та вугільної промисловості України), НПАОП 40.1-1.01-97, НПАОП 40.1-1.07, НПАОП 40.1-1.21-98, НПАОП 40.1-1.32.

В будинку використовується трифазна чотири провідна електромережа з глухозаземленим нульовим проводом. Величина напруги 380x220 В (фазна напруга (фаза – "0") – 220 В, а міжфазна лінійна (фаза–фаза) – 380 В).

Технічні рішення щодо запобігання електротравматизму від контакту з нормально струмоведучими елементами обладнання [42]:

1) огороження струмопровідних частин обладнання, оберігати ізоляцію струмоведучих елементів від механічних та термічних пошкоджень, попереджувальні таблички та знаки в місцях небезпеки, заземлення всіх корпусів електрообладнання;

2) при експлуатації дотримуватися правил технічної безпеки електричної установки споживачем, проводити лише при вимкненому обладнанні, блокування в електрообладнанні;

3) дотримуватись правил техніки безпеки при користуванні електроінструмента, використовувати лише справний електроінструмент, струмоведучі частини повинні буди надійно ізольовані.

В процесі монтажу системи опалення 9-поверхового житлового будинку в місті Вінниця можуть виникати виробничі випромінювання різного походження. Основними джерелами таких випромінювань можуть бути:

- випромінювання від освітлення: використання штучного освітлення, такого як люмінесцентні лампи або світлодіоди, може створювати електромагнітне випромінювання. Зазвичай рівень випромінювання від освітлення є безпечним, але тривала експозиція на яскраве світло може викликати напругу очей або незручність;

- хімічні випромінювання: у деяких випадках, будівельні матеріали або речовини, використовувані на будівництві, можуть виділяти хімічні речовини або пари, які можуть бути шкідливими для здоров'я людини. Наприклад, розчинники, фарби, клеї, ізоляційні матеріали та інші хімічні речовини можуть виділяти токсичні пари або пил, які потрібно контролювати ізоляцією та вентиляцією робочих приміщень.

Для забезпечення безпеки роботи монтажників необхідно дотримуватись відповідних норм і правил, що стосуються випромінювання та забезпечення безпечних робочих умов. Рекомендується проводити оцінку ризиків і використовувати заходи безпеки, такі як використання засобів індивідуального захисту (спеціальні окуляри або навушники), а також забезпечити належну вентиляцію та повітряні фільтри для контролю хімічних випромінювань.

### **Висновки до розділу 3**

В даному розділі магістерської кваліфікаційної роботи розроблено технологію монтажу системи вентиляції будівлі громадського харчування, що розташована в м. Вінниця.

В результаті розроблення проєкту визначено необхідну кількість виробів та матеріалів для монтажу системи вентиляції, потребу в допоміжних матеріалах, визначено склад та об'єм робіт, обрано методи виконання робіт, підібрані необхідні машини і механізми для виконання монтажних робіт, визначено трудомісткість монтажних робіт, на основі якої складено календарний графік виконання робіт, загальної тривалості робіт та складу бригад, також виконано техніко-економічні розрахунки, в якому визначено загальну трудомісткість – 462 люд-год та тривалість виконання робіт – 19 днів.

## 4 ЗАХОДИ З ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ОХОРОНИ ДОВКІЛЛЯ

### 4.1 Загальні положення

Географічний пункт будівництва: м. Вінниця.

Кліматологічна характеристика району будівництва:

середня температури зовнішнього повітря найбільш холодної п'ятиденки (забезпеченістю  $k=0,92$ )  $t_5^{0,92} = -21^\circ\text{C}$ ; найбільш холодної п'ятиденки  $t_5^{0,92} = -21^\circ\text{C}$  (із забезпеченістю  $k=0,92$ ); найбільш холодної доби  $t_1^{0,92} = -26^\circ\text{C}$  (із забезпеченістю  $k=0,92$ ); найбільш холодної доби  $t_1^{0,98} = -29$  (із забезпеченістю  $k=0,98$ ) [23].

В залежності від вологісного режиму приміщення і зон вологості огороджувальні конструкції експлуатуються при умовах Б.

### 4.2 Заходи енергозбереження для системи вентиляції

Правильно спроектована і змонтована вентиляційна система забезпечує необхідну кількість повітря, створює мінімальний шум, зручна в експлуатації й споживає мінімально можливу кількість енергії. Від якості проектування й монтажу вентиляційної системи залежать технічні параметри вентиляційної системи і її робота.

Рекуперацію повітря варто використовувати з наступних причин [19]:

- для видалення використаного повітря з підвищеною концентрацією двоокису вуглецю;
- для подачі насиченого киснем свіжого повітря;
- для видалення небажаних запахів;
- для видалення надлишкової вологи;
- для видалення пилу й збудників хвороб, що перебувають у ньому.

Переваги рекупераційних установок: компактність, тиха робота, продумана надійна конструкція. Надійна тепло- і звукоізоляція дозволяє монтувати установки в неопалюваних приміщеннях і в місцях з особливими вимогами до шуму.

Рекуператор RYLK AIR уможлиблює повне використання енергетичних внутрішніх і сонячних теплонадходжень. Тепло з сонячного випромінювання, яке потрапляє через вікна заабсорбоване в житлі, а також надходження тепла, яке випромінюють люди і побутові прилади, не випаровуються безпосередньо до вентиляційного димаря. Це тепло підлягає рекуперації і більша його частина затримується в приміщенні. Завдяки цьому рекуператор RYLK AIR віддає в 60 разів більше енергії ніж споживає сам на привід вентиляторів. Це означає колосальні заощадження енергії і швидке повернення внесених інвестиційних вкладів. Рекуператор може бути декоративно оформлений, пристосований до кожного інтер'єру, вмонтований в стіні або декоративно оформлений тканиною. Самоокупність відбувається через 2-3 роки.

Принцип роботи рекуператору з теплообмінником

Вентиляція із рекуператором RYLK AIR з теплообмінником вентилює приміщення через відповідний обмін маси відпрацьованого і свіжого повітря. Одночасно відбувається перехресний обмін тепла між потоками обох мас повітря.

Принцип роботи перехресного теплообмінника полягає в тому, що при подачі, та видаленні повітря потоки рухаються в перехресному напрямі.

Завдяки чому відбувається передача тепла через стінки теплообмінника від більш нагрітого потоку до менш нагрітого і навпаки.

До параметрів теплообмінника належать:

- ефективність роботи - 75%;
- герметичність до 98% при тиску 0,7 кПа;
- максимальна швидкість повітря залежить від опору конкретного типу теплообмінника;
- максимальна різниця тисків приточного і витяжного потоків - 1,8кПа;
- при температурі зовнішнього повітря - 26°C рекомендується попередній підігрів повітря перед блоком енергоутилізації.

### Розрахунок ефективності використання тепло утилізатора

З метою захисту навколишнього середовища від теплового, забруднення та метою зниження втрат електроенергії на підігрів припливного повітря потрібно розраховувати ефективність використання тепла утилізатора. В якості тепла утилізатора приймаємо рекуперативний. Теплообмінний апарат RYLK AIR з проточним рухом середовища, який є однією з секцій центрального вентилятора.

Розрахунок ефективності використання тепла утилізатора виконується згідно методу ефективності, який заснований на використанні  $\varepsilon$  (N,  $\omega$ ) - характеристик.

Економія тепла при використанні тепло утилізатора визначається за формулами

$$Q = (G \cdot C) \cdot M \cdot \varepsilon \cdot \Delta t ; \quad (4.1)$$

$$\Delta t = (t_2'' - t_1'') ; \quad (4.2)$$

$$t_1'' = t_1' - \Delta t_{np} \cdot \varepsilon \cdot \frac{(G \cdot C) \cdot M}{G_1 \cdot C_1} ; \quad (4.3)$$

$$t_2'' = t_2' - \Delta t_{np} \cdot \varepsilon \cdot \frac{(G \cdot C) \cdot M}{G_2 \cdot C_2} , \quad (4.4)$$

де  $\varepsilon$  – ефективний теплообмін,  $\varepsilon = 60\%$ ;

$t_2$  – температура внутрішнього повітря;

$G_2$  – масова витрата припливного повітря, кг/год;

$t_1$  – температура зовнішнього повітря;

$G_1$  – масова витрата витяжного повітря, кг/год;

$C$  – питома теплоємність повітря, кДж/кг.

Розрахункові параметри зовнішнього і внутрішнього повітря

- температура зовнішнього повітря для теплого періоду року  $24,6^\circ\text{C}$ ;

- температура зовнішнього повітря для холодного періоду року  $-26^\circ\text{C}$ ;

- температура внутрішнього повітря  $21^\circ\text{C}$ ;

- масова витрата  $G_1$  становить  $1780$  кг/год;

- масова витрата  $G_2$  становить  $2465$  кг/год.

Економія тепла за теплий період року

$$t_1'' = 24,6 - 2,7 \cdot 0,6 \cdot \frac{(1780 \cdot 1)}{1780 \cdot 1} = 23,18(^{\circ}C) ,$$

$$t_2'' = 24,6 + 2,7 \cdot 0,6 \cdot \frac{(1780 \cdot 1)}{2456 \cdot 1} = 21,26(^{\circ}C) ,$$

$$Q = (1780 \cdot 1) \cdot 0,6 \cdot 1,92 = 2050(Bm) .$$

Економія тепла за холодний період року

$$t_1'' = -26 + 47 \cdot 0,6 \cdot \frac{(1780 \cdot 1)}{1780 \cdot 1} = 3,2(^{\circ}C) ,$$

$$t_2'' = 26 - 47 \cdot 0,6 \cdot \frac{(1780 \cdot 1)}{2456 \cdot 1} = 4,64(^{\circ}C) ,$$

$$Q = (4565 \cdot 1) \cdot 0,6 \cdot 7,84 = 11595(Bm) .$$

Заходи щодо охорони довкілля це зменшення викидів вуглекислого газу в навколишнє середовище та заощадження енергії (2-3 Вт на елемент).

### 4.3 Енергетичний паспорт будинку

Енергетичний паспорт будинку – це документ, що містить геометричні, енергетичні й теплотехнічні характеристики будинку, що проектується або експлуатується, та встановлює їх відповідність вимогам нормативних документів.

Енергетична ефективність будинку – це властивість теплоізоляційної оболонки будинку та його інженерного обладнання забезпечувати оптимальні мікрокліматичні умови приміщень під час фактичних або розрахункових витрат теплової енергії на опалення будинків.

Питомі витрати теплової енергії – це показник енергетичної ефективності будинку, що визначає витрати теплової енергії на забезпечення оптимальних теплових умов мікроклімату в приміщеннях і відноситься до одиниці опалювальної площі або об'єму будинку.

Клас енергетичної ефективності – це рівень енергетичної ефективності будинку за інтервалом значень питомої витрати теплової енергії на опалення будинку за опалювальний період.

Загальна інформація наведена в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Загальна інформація

Дата заповнення (рік, місяць, число)	12.11.2025
Адреса будинку	м. Вінниця, вул. Київська, 13
Розробник проекту	Кирилюк І.Ю.
Адреса і телефон розробника	м. Вінниця, вул. Політехнічна, 7
Шифр проекту будинку	08-13.МКР.004.00.000 ОВ
Рік будівництва	2025

Розрахункові параметри наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Розрахункові параметри

Найменування розрахункових параметрів	Позначення	Одиниця вимірювання	Величина
Розрахункова температура внутрішнього повітря	$t_B$	°C	21
Розрахункова температура зовнішнього повітря	$t_3$	°C	-21
Розрахункова температура теплого горища	$t_{BG}$	°C	-
Розрахункова температура технічного підвалу	$t_{Ц}$	°C	5
Тривалість опалювального періоду	$Z$	доба	189
Середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період	$t_{опз}$	°C	17,3
Розрахункова кількість градусо-днів опалювального періоду	$D_d$	°C·доба	3610
Функціональне призначення, тип і конструктивне рішення будинку			
Призначення	будівля громадського харчування		
Розміщення в забудові	основне		
Типовий проєкт, індивідуальний	індивідуальний		
Конструктивне рішення	громадська будівля		

Геометричні, теплотехнічні та енергетичні показники наведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Геометричні, теплотехнічні та енергетичні показники

Назва показника	Позначення і розмірність показника	Нормативне значення показника	Розрахункове (проектне) значення	Фактичне значення показника
1	2	3	4	5
<b>Геометричні показники</b>				
Загальна площа зовнішніх огорожувальних	$F_{\Sigma}$ , м <sup>2</sup>	—	880,8	880,8
В тому числі:				
- стін	$F_{НП}$ , м <sup>2</sup>	—	720	720
- вікон і балконних дверей	$F_{СПВ}$ , м <sup>2</sup>	—	160,8	160,8
- вітражів	$F_{СПВТ}$ , м <sup>2</sup>	—	—	—
- ліхтарів	$F_{СПЛ}$ , м <sup>2</sup>	—	—	—
- вхідних дверей та воріт	$F_{Д}$ , м <sup>2</sup>	—	—	—
- покриття (суміщених)	$F_{ПК}$ , м <sup>2</sup>	—	1310,89	1310,89
- горищних перекриттів (холодного горища)	$F_{ПКХГ}$ , м <sup>2</sup>	—	—	—
- перекриттів теплих горищ	$F_{ПКТГ}$ , м <sup>2</sup>	—	—	—
- перекриттів над технічними підвалами	$F_{Ц1}$ , м <sup>2</sup>	—	1310,89	1310,89
- перекриттів над	$F_{Ц2}$ , м <sup>2</sup>	—	—	—
Площа опалюваних приміщень	$F_h$ , м <sup>2</sup>	—	3932,67	3932,67
Корисна площа (для громадських будинків)	$F_{1К}$ , м <sup>2</sup>	—	—	—

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
Площа житлових приміщень і кухонь	$F_{лж}, \text{м}^2$	—	360,54	360,54
Розрахункова площа (для громадських будинків)	$F_{лр}, \text{м}^2$		—	—
Опалюваний об'єм	$V_b, \text{м}^3$	—	11798,01	11798,01
Коефіцієнт скління фасадів будинку	$m_{СК}$		13,75%	13,75%
Показник компактності будинку	$\Lambda_{К буд}$	—	0,2	0,2
<b>Теплотехнічні та енергетичні показники</b>				
<b>Теплотехнічні показники</b>				
Приведений опір теплопередачі зовнішніх огорожень	$R_{\Sigma пр}, \text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$			
- стін	$R_{\Sigma прнт}$	4	4	4
- вікон і балконних дверей	$R_{\Sigma прспв}$	1	1	1
- вітражів	$R_{\Sigma прспвт}$			
- ліхтарів	$R_{\Sigma прспл}$			
- вхідних дверей, воріт	$R_{\Sigma прд}$			
- покриттів (суміщених)	$R_{\Sigma прпк}$	6	6	6
- горищних перекриттів (холодних горищ)	$R_{\Sigma прхг}$			
- перекриттів теплих горищ (включаючи покриття)	$R_{\Sigma пртг}$			
- перекриттів над технічними підвалами	$R_{\Sigma прцл}$			
- перекриттів над неопалюваними		5	5	5

## Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
<b>Енергетичні показники</b>				
Розрахункові тепловитрати	питомі $q_{буд}$ , кВт·год/м <sup>2</sup>	32,82	32,82	32,82
Максимально значення питомих тепловитрат на опалення будинку	допустиме $E_{max}$ , кВт·год/м <sup>2</sup>	38	38	38
Клас енергетичної ефективності		В	В	В
Термін ефективної експлуатації теплоізоляційної оболонки та її елементів		50	50	50
Відповідність проекту будівлі нормативним вимогам	Відповідає сучасним вимогам			

Класифікація будинків за енергетичною ефективністю наведена в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Класифікація будинків за енергетичною ефективністю

Класи енергетичної ефективності	Різниця в % розрахункового або фактичного значення питомих тепловитрат, $q_{буд}$ , від максимально	Рекомендації
А	Мінус 50 та менше	
В	Від мінус 49 до мінус 10	+
С	Від мінус 9 до плюс 5	
Д	Від плюс 6 до плюс 25	
Е	Від плюс 26 до плюс 75	
F	Від 76 та більше	

#### Висновки до розділу 4

У даному розділі розроблено заходи з енергозбереження та охорони довкілля. Для системи вентиляції був використаний перехресний теплообмінник RYLK AIR, який зменшує викиди вуглекислого газу в навколишнє середовище та заощаджує енергію. Також було визначено фактичні показники енергетичної ефективності будівлі та клас енергетичної ефективності – «В». Розрахункові питомі тепловитрати складають 32,82 кВт·год/м<sup>2</sup>. Отже, проєкт будівлі відповідає нормативним вимогам.

## 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЄКТНИХ РІШЕНЬ

Для розрахунку вартості дотримувалися вимог Кошторних норм України «Настанова з визначення вартості будівництва» від 21.03.2024 (редакція із змінами №1, №2, №3, №4) і використовували програму «АВК».

В локальному кошторисі визначено кошторисну вартість робіт, яка містить в собі прями та загальновиробничі витрати [45].

Вартість матеріальних ресурсів і машинно-годин прийнято за регіональними поточними цінами станом на дату складання документації, згідно прайс-листів та усередненими даними Держбуду України.

Локальний кошторис складено на монтаж системи вентиляції будівлі громадського харчування (таблиця 5.2). Склад, об'єми робіт та необхідну кількість витратних матеріалів наведено у частині 3 даної магістерської кваліфікаційної роботи. Основою для розробки кошторису є креслення та специфікації (див. розділ 3). Значення основних техніко-економічних показників наведено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Техніко-економічні показники

Показники	Одиниці вимірювання	Значення
Кошторисна вартість на влаштування систем вентиляції та кондиціонування	грн	10995672
Вартість матеріалів, виробів, конструкцій	грн	10260386
Додаткові витрати	грн	735286
Кошторисна заробітна плата	грн	515915
Кошторисна трудомісткість	люд.-год.	4299

Будівля громадського харчування в м. Вінниця

## Локальний кошторис на будівельні роботи № 2-1-1

## монтаж системи вентиляції

Основа:  
креслення (специфікації) №

Кошторисна вартість 10995,672 тис. грн.  
Кошторисна трудомісткість 4,299 тис.люд.-год.  
Кошторисна заробітна плата 515,915 тис. грн.  
Середній розряд робіт 3,9 розряд

Складений в поточних цінах станом на "14 листопада" 2025 р.

№ п/п	Обґрунтування (шифр норми)	Найменування робіт і витрат	Одиниця виміру	Кількість	Вартість одиниці, грн.		Загальна вартість, грн.			Витрати труда робітників, люд.-год.	
					Всього заробітної плати	експлуатації машин в тому числі заробітної плати	Всього заробітної плати	експлуатації машин в тому числі заробітної плати	не зайнятих обслуговуванням машин		
									тих, що обслуговують машини		
									на одиницю	всього	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	КБ 1-1-1	Доставка матеріалів та обладнання до місця монтажу	т	15,261	<u>420,17</u> 207,86	<u>212,31</u> 163,22	6412	3172	<u>3240</u> 2491	<u>2,1</u> 1,33	<u>32,05</u> 20,3
2	КБ 46-29-8	Пробивання отворів у цегляних стінах при товщині стіни в 2 цеглини	100шт	0,26	<u>18771,25</u> 18771,25	-	4881	4881	-	<u>160,26</u>	<u>41,67</u>
3	КБ 20-29-1	Установлення вставок гнучких до радіальних вентиляторів	м2	4,5	<u>1095,27</u> 1090,86	-	4929	4909	-	<u>9,78</u>	<u>44,01</u>
4	С130-231	Вставки гнучкі до радіальних [відцентрових] вентиляторів із парусини та сортової сталі	м2	4,5	<u>195,48</u> -	-	880	-	-	-	-
5	КБ 20-19-8	Встановлення зонтів	зонт	20	<u>604,14</u> 583,74	<u>3,36</u> 0,84	12083	11675	<u>67</u> 17	<u>5,17</u> 0,0068	<u>103,4</u> 0,14
6	С130-314	Зонти вентиляційних систем прямокутні із листової сталі, марка ЗП1000Х1000, периметр шахт 4000 мм	шт	20	<u>1300,00</u> -	-	26000	-	-	-	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
7	КБ 20-55-3	Установлення агрегатів вентиляторних продуктивністю до 40 тис.м3/год	шт	1	<u>7378,55</u> 7280,98	-	7379	7281	-	<u>59,33</u>	<u>59,33</u>
8	С130-2 варіант 1	Припливно-втяжна установка Ventus VS 230-R-RCH	шт	1	<u>2806360,00</u>	-	2806360	-	-	-	-
9	КБ 20-55-2	Установлення агрегатів вентиляторних продуктивністю до 20 тис.м3/год	шт	2	<u>3225,83</u> 3129,36	-	6452	6259	-	<u>25,5</u>	<u>51</u>
10	С130-1 варіант 3	Припливно-втяжна установка Ventus VS 120-R-RCH	шт	2	<u>1350265,29</u>	-	2700531	-	-	-	-
11	С130-1 варіант 2	Припливно-втяжна установка Ventus VS 150-R-RCH	шт	2	<u>1685230,00</u>	-	3370460	-	-	-	-
12	КБ 20-31-2	Установлення вентиляторів радіальних масою до 0,12 т	шт	1	<u>1677,87</u> 1585,26	<u>9,99</u> 7,10	1678	1585	<u>10</u> 7	<u>14,04</u> 0,045	<u>14,04</u> 0,05
13	С1630-1226 варіант 1	Вентилятори радіальні, В-Ц4-75, N 5	комплект	1	<u>14083,00</u>	-	14083	-	-	-	-
14	КБ 20-31-1	Установлення вентиляторів радіальних масою до 0,05 т	шт	8	<u>1268,55</u> 1208,70	<u>6,66</u> 4,73	10148	9670	<u>53</u> 38	<u>10,2</u> 0,03	<u>81,6</u> 0,24
15	С1630-1223 варіант 1	Вентилятори радіальні, В-Ц4-70, N 2,5	комплект	8	<u>7500,00</u>	-	60000	-	-	-	-
16	КБ 20-11-1	Установлення дифузорів	шт	69	<u>214,22</u> 208,01	<u>2,56</u> 0,92	14781	14353	<u>177</u> 63	<u>1,82</u> 0,008	<u>125,58</u> 0,55
17 & 18	С130-163-1 варіант 1 С130-163-2 варіант 1	Стельовий вихровий дифузор VVKN-B-R-400 Стельовий вихровий дифузор VVKN-B-R-300	шт	39	<u>2350,00</u>	-	91650	-	-	-	-
19	КБ 20-2-14	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром 4000 мм	100м2	1,864	<u>13039,14</u> 11832,16	<u>48,70</u> 35,40	24305	22055	<u>91</u> 66	<u>106,08</u> 0,2884	<u>197,73</u> 0,54
20	С130-1119 варіант 1	Повітроводи прямокутного перерізу 1000х1000	м2	186,4	<u>609,00</u>	-	113518	-	-	-	-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
21	КБ 20-2-12	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром до 3200 мм	100м2	3,6501	<u>15410,03</u> 14069,66	<u>61,29</u> 45,94	56248	51356	<u>224</u> 168	<u>126,14</u> 0,3743	<u>460,42</u> 1,37
22	С130-1119 варіант 2	Повітроводи прямокутного перерізу 800x800	м2	205,18	<u>609,00</u> -	-	124955	-	-	-	-
23	С130-1119 варіант 3	Повітроводи прямокутного перерізу 700x800	м2	99,35	<u>609,00</u> -	-	60504	-	-	-	-
24	С130-1119 варіант 4	Повітроводи прямокутного перерізу 600x600	м2	60,48	<u>609,00</u> -	-	36832	-	-	-	-
25	КБ 20-2-11	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром до 2400 мм	100м2	3,8882	<u>18913,38</u> 17406,93	<u>61,29</u> 45,94	73539	67682	<u>238</u> 179	<u>156,06</u> 0,3743	<u>606,79</u> 1,46
26	С130-1119 варіант 5	Повітроводи прямокутного перерізу 500x700	м2	53,97	<u>609,00</u> -	-	32868	-	-	-	-
27	С130-1119 варіант 6	Повітроводи прямокутного перерізу 500x600	м2	82,44	<u>609,00</u> -	-	50206	-	-	-	-
28	С130-1119 варіант 7	Повітроводи прямокутного перерізу 500x500	м2	28,6	<u>609,00</u> -	-	17417	-	-	-	-
29	С130-1119 варіант 8	Повітроводи прямокутного перерізу 400x600	м2	223,81	<u>609,00</u> -	-	136300	-	-	-	-
30	КБ 20-2-10	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,7 мм, периметром від 1100 до 1600 мм	100м2	4,5515	<u>24804,36</u> 23133,40	<u>113,88</u> 89,72	112897	105292	<u>518</u> 408	<u>207,4</u> 0,731	<u>943,98</u> 3,33
31	С130-1119 варіант 9	Повітроводи прямокутного перерізу 400x400	м2	443,97	<u>609,00</u> -	-	270378	-	-	-	-
32	С130-1119 варіант 10	Повітроводи прямокутного перерізу 250x400	м2	11,18	<u>609,00</u> -	-	6809	-	-	-	-
33	КБ 20-2-3	Прокладання повітроводів із листової сталі класу П [щільні] товщиною 0,5 мм, периметром до 800, 1000 мм	100м2	1,8407	<u>28698,68</u> 26736,14	<u>113,88</u> 89,72	52826	49213	<u>210</u> 165	<u>239,7</u> 0,731	<u>441,22</u> 1,35

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
34	C130-1116 варіант 1	Повітроводи прямокутного перерізу 200x250	м2	22	<u>559,00</u>	-	12298	-	-	-	-	
35	C130-1116 варіант 3	Повітроводи прямокутного перерізу 200x315	м2	136,23	<u>559,00</u>	-	76153	-	-	-	-	
36	C130-1116 варіант 2	Повітроводи прямокутного перерізу 200x200	м2	25,84	<u>559,00</u>	-	14445	-	-	-	-	
37	КБ 20-40-1	Установлення кондиціонерів	10шт	0,3	<u>4086,59</u> <u>4085,30</u>	-	1226	1226	-	<u>32,3</u>	<u>9,69</u>	
38 &	C130-426-9	Кондиціонер Aerostar DJ AER-18A-R32-IU / AER-18A-R32-OU	шт	2	<u>28400,00</u>	-	56800	-	-	-	-	
39 &	C130-426-8	Кондиціонер Aerostar DJ AER-24A-R32-IU / AER-24A-R32-OU	шт	1	<u>36700,00</u>	-	36700	-	-	-	-	
40	КБ 20-13-1	Установлення клапанів для контролю і регулювання витрати повітря	клапан	18	<u>209,77</u> <u>197,59</u>	-	3776	3557	-	<u>1,75</u>	<u>31,5</u>	
41 &	C1630-536-4-1	Регулятори витрати повітря 400x400	шт	9	<u>2804,00</u>	-	25236	-	-	-	-	
42 &	C1630-536-4-3	Регулятори витрати повітря 600x400	шт	6	<u>3420,00</u>	-	20520	-	-	-	-	
43 &	C1630-536-4-10	Регулятори витрати повітря 500x600	шт	2	<u>4200,00</u>	-	8400	-	-	-	-	
44 &	C1630-536-4-11	Регулятори витрати повітря 800x800	шт	1	<u>9118,00</u>	-	9118	-	-	-	-	
45	ПЗ-12-5	Пусконаладжувальні роботи	Вен.мер.	15	<u>5430,15</u> <u>5430,15</u>	-	81452	81452	-	<u>45</u>	<u>675</u>	
46 &	E1-1-1	Вивезення обладнання	т	0,7	<u>420,17</u> <u>207,86</u>	<u>212,31</u> <u>163,22</u>	294	146	<u>148</u> <u>114</u>	<u>2,1</u> <u>1,33</u>	<u>1,47</u> <u>0,93</u>	
Разом прямі витрати по кошторису							10705244	439859	<u>4999</u> <u>3732</u>		<u>3872,37</u> <u>30,37</u>	
Разом будівельні роботи, грн. в тому числі: вартість матеріалів, виробів та конструкцій, грн. всього заробітна плата, грн. Загальновиробничі витрати, грн. трудомісткість в загальновиробничих витратах, люд.год. заробітна плата в загальновиробничих витратах, грн.							10705244	10260386	443591	290428	396,03	72324

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		<b>Всього будівельні роботи, грн.</b>					<b>10995672</b>				
		-----									
		<b>Всього по кошторису</b>					<b>10995672</b>				
		<b>Кошторисна трудомісткість, люд.год.</b>					<b>4299</b>				
		<b>Кошторисна заробітна плата, грн.</b>					<b>515915</b>				

Склав

---

*[посада, підпис ( ініціали, прізвище )]*

Перевірив

---

*[посада, підпис ( ініціали, прізвище )]*

## **Висновки до розділу 5**

В даному розділі роботи було визначено основні величини техніко-економічних показників та складено кошторисну документацію у вигляді локальних кошторисів та наведено техніко-економічні показники.

В результаті розрахунку отримано наступні значення: всього витрати по кошторису – 10995672 грн, кошторисна трудомісткість – 4299 люд-год, кошторисна заробітна плата – 515915 грн.

## ЗАГАЛЬНИЙ ВИСНОВОК

1. Проаналізовано системи забезпечення мікроклімату в приміщеннях будівлі громадського харчування, а саме визначено основні типи та класифікації систем по їх призначенню та критеріям. В результаті аналізу відомих конструктивних рішень систем забезпечення мікроклімату та проведеного варіантного аналізу їх основних видів було підбрано найефективніший тип системи вентиляції для приміщень громадського харчування, що забезпечить нормативні показники мікроклімату.

2. Виконано систематизацію варіантів конструктивних рішень системи вентиляції будівлі громадського харчування, що передбачають вибір сучасного обладнання в залежності від умов створюваного мікроклімату, необхідного повітрообміну та параметрів зовнішнього повітря. Передбачено умови експлуатації та технічне обслуговування запропонованих проєктів із різними конструктивними складовими.

3. Представлено схеми розміщення елементів системи вентиляції на планах поверхів та даху (1, 2 та 3 аркуші), побудовано аксонометричні схеми системи вентиляції (4 та 5 аркуші) та виконано розрахунки теплонадходжень в будівлю та змодельовано аеродинамічний режим роботи системи вентиляції. На основі виконаних розрахунків було підбрано обладнання систем.

5. Під час виконання організаційно-технологічної частини роботи було визначено необхідну кількість виробів та матеріалів для монтажу системи вентиляції, потребу в допоміжних матеріалах, підбрані машини, механізми та пристосування для виконання монтажних робіт, складені календарний план виконання робіт, в яких кількість бригад і робітників в бригаді (аркуш 7). Виконано розрахунок техніко-економічних показників для монтажу системи вентиляції, в якому визначено загальну трудомісткість виконання робіт, що склала 462 люд/дні та тривалість виконання монтажних робіт 19 днів.

6. Розроблено заходи з енергозбереження та охорони довкілля. Для системи вентиляції був використаний перехресний теплообмінник RYLK AIR, який

зменшує викиди вуглекислого газу в навколишнє середовище та заощаджує енергію. Також було визначено фактичні показники енергетичної ефективності будинку та клас енергетичної ефективності – «В». Розрахункові питомі тепловтрати складають 32,82 кВт·год/м<sup>2</sup>. Термін ефективної експлуатації теплоізоляційної оболонки становить 10.

7. Виконано розрахунок техніко-економічних показників. Складено локальний кошторис для системи вентиляції. В результаті розрахунку отримано наступні значення: всього витрати по кошторису – 10995672 грн, кошторисна трудомісткість – 4299 люд-год, кошторисна заробітна плата – 515915 грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Боженко М.Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель: навч. посіб. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 80 с.
2. Пономарчук І.А., Волошин О.Б. Вентиляція та кондиціонування повітря: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2004. 121 с.
3. Ратушняк Г.С., Попова Г. С. Експлуатація систем теплопостачання та вентиляції: навч. посіб. Вінниця: ВДТУ, 2000. 122 с.
4. Клімов Р.О. Конспект лекцій по дисципліні «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 144 – Теплоенергетика. Кам'янське: ДДТУ, 2016. 102 с.
5. С. С. Жуковський, О. Т. Возняк, О. М. Довбуш та інші. Вентилювання приміщень: навч. посіб. Львів: Національного університету «Львівська політехніка», 2007. 476 с.
6. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Чинний від 2014-01-01. Вид. офіц. Київ: Мінрегіон України, 2014. 232 с.
7. ДСТУ Б А.3.2–12:2009. Система стандартів безпеки праці. Системи вентиляційні. Загальні вимоги. Чинний від 2010-08-01. Вид. офіц. Київ: Мінрегіонбуд України, 2010. 8 с.
8. Джеджула В.В. Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2024. 71 с.
9. ДСТУ EN 16798-1:2022. Енергетична ефективність будівель. Вентиляція будівель. Частина 1. Вхідні параметри внутрішнього середовища для проектування та оцінювання енергетичної ефективності будівель, що стосуються якості повітря в приміщенні, теплового середовища, освітлення та акустики. (модуль М1-6) (EN 16798-1:2019, IDT). Чинний від 2022-12-28. Вид неофіц. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2022. 80 с.
10. Види вентиляції, переваги і недоліки вентиляційних систем. URL: <https://rivnekomfort.rv.ua/vidi-ventilyacij.php> (дата звернення: 20.10.2025).

11. Типи систем вентиляції та кондиціонування в залежності від призначення приміщень виробничої будівлі. URL: <https://a-office.com.ua/uk/blog/typy-sistem-ventilyatsii-i-konditsionirovaniya-v-zavisimosti-ot-klasa-biznes-tsentra/> (дата звернення: 21.10.2025).

12. Класифікація будівель громадського харчування. Категорія виробничих приміщень. URL: [https://drevych.ua/news-article?newsblog\\_path=5&newsblog\\_article\\_id=35](https://drevych.ua/news-article?newsblog_path=5&newsblog_article_id=35) (дата звернення: 20.10.2025).

13. Контроль подачі повітря для підвищення рівня енергоефективності в системах примусової вентиляції. URL: [https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/27222/1/Fedorchuk\\_magistr.pdf](https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/27222/1/Fedorchuk_magistr.pdf) (дата звернення: 22.10.2025).

14. Організація вентиляції приміщеннях виробничої будівлі. URL: <https://vencon.ua/ua/articles/organizatsiya-ventilyatsii-v-torgovykh-zavedeniyakh-magazynu-supermarkety-trts> дата звернення: 22.10.2025).

15. Природна вентиляція. URL: <https://buklib.net/books/29849/> (дата звернення: 23.10.2025).

16. Ратушняк Г. С., Степанковський Р. В. Регулювання витрати аеродинамічних потоків в системах вентиляції та аспірації: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2015. 112 с.

17. Класифікація систем вентиляції: якими вони бувають? URL: <https://alterair.ua/uk/articles/klassifikatsiya-sistem-ventilyatsii/> (дата звернення: 23.10.2025).

18. Навіщо потрібна вентиляція приміщень. URL: Режим доступу до ресурсу: <https://eko-prostir.com.ua/ventyliatsiia-i-kondytsionuvannia-povitria-ofisnykh-prymishchen/> (дата звернення: 23.10.2025).

19. Шульга М.О., Юхно І.П. Вентиляція та кондиціонування повітря: навч. посіб. Харків: ХНАМГ, 2004. 148

20. ДСТУ 9190:2022. Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання під час опалення, охолодження, вентиляції, освітлення та

гарячого водопостачання. Чинний від 2023-03-01. Вид. неофіц. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2022. 152 с.

21. Ободянська О. І., Кирилюк І.Ю. Енергоефективні системи вентиляції та кондиціонування повітря в будівлях: оптимізація витрат та забезпечення мікроклімату // Енергоефективність в галузях економіки України: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф., Вінниця, 2025. Електронне наук. вид. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/egeu/egeu2025/paper/view/26280/21669>.

22. Енергетична стратегія України на період до 2050 року: офіційний текст станом на 21.04.2023 [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/373-2023-%D1%80#Text>. (дата звернення 25.10.2025).

23. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. Чинний від 2011-11-01. Вид. неофіц. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2010. 123 с.

24. ДБН В.2.6-31:2021. Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. Чинний від 2022-09-01. Вид. офіц. Київ: Міністерство розвитку громад та територій України, 2022. 23 с.

25. Ободянська О. І. Пусконаладжувальні роботи в інженерних системах // ЛІІ науково-технічна конференція підрозділів ВНТУ: матеріали наук.-техн. конф., Вінниця, 2024. Електронне наук. вид. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2024/paper/view/20526/17023>.

26. Слободян Н.М., Панкевич О.Д., Ободянська О.І. Організація та технологія проектування систем теплогазопостачання та вентиляції : навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2016. 110 с.

27. ДСТУ Б А.2.4-8:2009. Умовні графічні зображення та умовні позначки елементів санітарно-технічних систем. Чинний від 2010-01-01. Вид. офіц. Київ: Мінрегіонбуд України, 2009. 13 с.

28. Кінаш Р.І., Жуковський С.С. Технологія заготівельних та спеціальних монтажних робіт: навч. посіб. Львів: Видавництво науково-технічної літератури, 1999. 448 с.
29. Панкевич О.Д. Організація будівництва : навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2007. 86 с.
30. Каталог агрегатів для вентиляції і кондиціонування повітря VENTUS. URL: <https://vtsgroup.com/ua/modular-air-handling-units> (дата звернення 08.11.2025).
31. Технічні характеристики гнучких повітропроводів Vilpe. URL: <https://www.xn--b1agrq7i.xn--j1amh/products/acoudec-gnuchkiy-povitroprovid-z-shumoproglinannya> (дата звернення 09.11.2025).
32. Технічні характеристики повітряних клапанів Iris Systemai. URL: <https://www.systemair-ukraine.com/ua/spi.html> (дата звернення 11.11.2025).
33. Каталог повітряних клапанів. URL: <https://tehno-parts.com.ua/ua/ventiliatsiia/vozduhovody-i-prenadlezhnosti/vozdushnye-klapany-dlia-ventiliatsii?srsId=AfmBOorx6v9XsF0E-zISc5OeDqFj972aP80AAmNojY8Nka85pttyLjQH> (дата звернення 11.11.2025).
34. Повітророзподілювачі: вказівки по розрахунку і практичному застосуванню. URL: <https://www.halton.com/> (дата звернення 13.11.2025).
35. Транспортні засоби. URL: <https://www.machineseker.com.ua/iveco-eurocargo+ml120e18/i-16430701> (дата звернення: 15.11.2025).
36. Лебідка вантажопідйомна URL: <http://budmash.ua> (дата звернення: 15.11.2025).
37. Механізовані інструменти URL: <https://leg.co.ua/info/instrumenty-i-mehanizmy/elektricheskie-ruchnye-mashiny-i-porohovoy-instrument-dlya-montazha-sistem-avtomatizacii.html> (дата звернення: 17.11.2025).
38. Кошторисні норми України. Ресурсні елементні кошторисні норми на будівельні роботи. Вентиляція та кондиціонування повітря (Збірник 20) (РЕКНБ). Чинний від 2023-02-22. Вид. офіц. Київ: Міністерства розвитку громад та територій України, 2021. 150 с.

39. ДСН 3.3.6.042–99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. Чинний від 1999-12-01. Вид. офіц. Київ: Міністерство охорони здоров'я, 1999. 46 с.

40. ДСН 3.3.6.039–99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної. Чинний від 1999-12-01. Вид. офіц. Київ: Міністерство охорони здоров'я, 1999. 54 с.

41. ДБН А.3.2-2–2009. Система стандартів безпеки праці. Охорона праці і промислова безпека у будівництві. Основні положення (НПАОП 45.2-7.02-12). Чинний від 2012-04-01. Вид. офіц. Київ: Науково-дослідний інститут будівельного виробництва (НДІБВ), 2009. 120 с.

42. ДСТУ Б В.2.5-82:2016. Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом. Чинний від 2017-04-01. Вид. офіц. Київ: Науково-виробниче підприємство «Укренергоналадкавимірювання», 2016. 107 с.

43. Закон України Про енергетичну ефективність будівель. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2118-19#Text> (дата звернення: 10.10.2025).

44. Директива Європейського парламенту та Ради 2012/27/EU Про енергоефективність: URL: [https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984\\_017-12#Text](https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_017-12#Text) (дата звернення: 05.10.2025).

45. Лялюк. О.Г. Економіка будівництва: практикум. Вінниця: ВНТУ, 2004. 68с.

Додаток А – Технічне завдання  
Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

Затверджено:  
Зав. кафедри ІСБ  
к.т.н., проф. Ратушняк Г.С.  
ЦИВІЛЬНОЇ ТА  
ЕКОЛОГІЧНОЇ  
ІНЖЕНЕРІЇ  
2025р

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ  
на розроблення:

«СИСТЕМА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІКРОКЛІМАТУ  
БУДІВЛІ ГРОМАДСЬКОГО ХАРЧУВАННЯ»

Розробив  
ст. гр. ТГ-24м \_\_\_\_\_ Кирилюк І.Ю.

Керівник  
к.т.н., доцент \_\_\_\_\_ Ободянська О.І.

## Технічне завдання

### 1. Призначення розробки та місце застосування.

Система вентиляції призначена для створення оптимальних нормативних мікрокліматичних умов, підтримання температурного балансу та забезпечення нормативних санітарно-гігієнічних умов у приміщеннях виробничої будівлі.

### 2. Основа для виконання робіт.

Завдання на МКР затверджено наказом № 313 від «24» вересня 2025 року. Основою для виконання робіт є архітектурно-будівельні креслення будівлі громадського харчування.

### 3. Мета та призначення розробки.

Метою розроблення є створення проєктних рішень надійної системи вентиляції приміщень будівлі громадського харчування із застосуванням енергоефективних технологій, що передбачає врахування сучасних технічних засобів автоматичним контролю і регулювання споживання тепла, а відповідно і витрати на енергетичні потреби, що разом із зниженням тепловтрат дає змогу зменшити річне споживання газу.

Призначення розробки: підтримка температури в приміщеннях на рівні 21°C і 19°C – для робочих приміщень.

### 4. Джерела розробки.

Джерелами розробки є відомі на цей час конструктивні рішення при проєктуванні системи вентиляції, а також робочі креслення громадської будівлі і нормативна література.

### 5. Технічні вимоги.

Технічні вимоги до системи вентиляція викладено в наступній нормативній літературі:

ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».

ДСТУ 9190:2022 «Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання під час опалення, охолодження, вентиляції, освітленні та гарячому водопостачанні»

## 6. Вимоги по стандартизації та уніфікації.

При розробці систем потрібно застосовувати максимально можливу кількість стандартних виробів, які б забезпечували можливість швидкого монтажу систем та можливість їх ремонту чи заміни.

## 7. Вимоги з надійності.

Вимоги по надійності викладені в ДСТУ 3004-95.

Обов'язковими є показники:

7.1. середня наробка обладнання на відмову, яка складає не менше 5 років;

7.2. середній повний строк служби – не менше 20 років;

7.3. оцінку відповідності показників надійності – середню наробку обладнання на відмову провести на етапі приймальних випробувань експериментальним шляхом у відповідності ДСТУ 3004-95;

7.4. на вироби повинні бути встановлені строки експлуатації.

## 8. Ергономічні вимоги:

8.1. розташування органів управління основного та допоміжного обладнання повинні забезпечувати роботу персоналу з нагляду протягом доби;

8.2. номенклатура і величини антропометричних параметрів для пультів управління повинні відповідати вимогам ДСТУ 3004-95;

8.3. виконання вимог ергономіки перевіряється при попередніх випробуваннях і уточнюється на стадії приймальних випробувань.

## 9. Експлуатаційні та ремонтні вимоги.

Для виробів в період експлуатації повинні бути встановлені наступні види технічного обслуговування: сезонне ТО, регламентоване ТО, строки ТО і ДО повинні по можливості співпадати зі строками обслуговування базового обладнання.

10. Порядок розробки випробування, приймання систем опалення та гарячого водопостачання:

10.1. стадію розробки встановлюють відповідно з ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» та ДСТУ 9190:2022 «Енергетична

ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання під час опалення, охолодження, вентиляції, освітленні та гарячому водопостачанні»

Обов'язковими етапами дослідно-конструкторської роботи є:

- розроблення та затвердження з замовником функціональних та принципових схем, конструктивних компоновок та робочих креслень,
- розробка та узгодження програми та методики випробувань,
- узагальнення результатів виконаних робіт, вироблення рекомендацій і інструкцій.

10.2 Ремонтна документація розробляється за окремим завданням замовника.

10.3 Порядок приймання розробки здійснюється у відповідності із вимогами Держстандарту. Оцінка виконаної розробки і прийняття рішення по виконаній розробці виконує приймальна комісія, яку формує розробник. В склад комісії входять: представник замовника, розробника і виробника. Головою комісії призначається представник замовника.

10.4 Місце і строки випробувань визначають заздалегідь і попередньо узгоджують.

10.5 Перелік документів, що представляється на випробування визначаються у програмі випробувань.

10.6 Перелік матеріалів і документів, що передається замовнику: комплект технічної і експлуатаційної документації, креслення та інструкції з експлуатації розроблених систем опалення.

10.7 Дане технічне завдання може узгоджуватись та доповнюватись в процесі проектування.

Додаток Б – Висновок про перевірку МКР на плагіат

117

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА  
НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Система забезпечення мікроклімату будівлі громадського харчування

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота  
(БКР, МКР)

Підрозділ кафедра ІСБ, факультет БЦЕІ

(кафедра, факультет)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі системою StrikePlagiarism (КПІ) 6,58 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак академічного плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийнято до захисту.

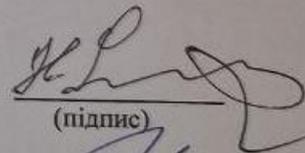
У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.

У роботі виявлено ознаки академічного плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Коц В.І., к.т.н., професор каф. ІСБ

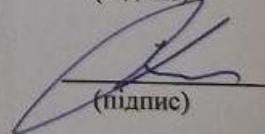
(прізвище, ініціали, посада)



(підпис)

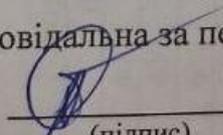
Ратушняк Г.С., к.т.н., професор каф. ІСБ

(прізвище, ініціали, посада)



(підпис)

Особа, відповідальна за перевірку:



(підпис)

к.т.н., доцент каф. ІСБ Слободян Н.М.

(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник

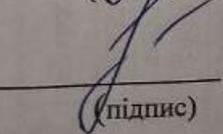


(підпис)

Ободянська О.І., к.т.н., доцент каф. ІСБ

(прізвище, ініціали, посада)

Здобувач



(підпис)

Кирилюк І.Ю.

(прізвище, ініціали)

## Додаток В – Аеродинамічний розрахунок системи вентиляції

Таблиця В.1 – Аеродинамічний розрахунок припливної загальнообмінної системи (П1)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{эл}}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{эл}}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	2000	13,8	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	0,6737	0,63	1,3037	7,0	9,13	92533,3333	0,01949
2	4000	10,1	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0362	0,3644	0,57	0,9344	11,3	10,581	143860,194	0,01774
3	7999	12	5,6	630	630	0,3969	0,63	0,0254	0,3048	0,8	1,1048	18,25	20,17	235200	0,016
4	11998	22,9	5,21	800	800	0,64	0,8	0,0190	0,437	1,5	1,937	15,8	30,61	277866,667	0,01525
													70,50		
5	1333	6	2,31	400	400	0,16	0,4	0,0527	0,3165	0,53	0,8465	3,1	2,62	61600	0,0211
6	2666	6	2,94	400	630	0,252	0,4893	0,0390	0,2344	0,89	1,1244	5,0	5,65	95906,7961	0,01912
7	3999	1,8	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0362	0,0652	1,1	1,1652	11,32	13,19	143860,194	0,01774
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 40. Втрати тиску 10,2 Па													21,48		
8	1333	6	2,31	400	400	0,16	0,4	0,0527	0,3165	0,73	1,0465	3,1	3,25	61600	0,0211
9	2666	6	2,91	400	630	0,252	0,4893	0,0391	0,2349	0,6	0,8349	4,9	4,11	94928,1553	0,01916
10	3999	1,8	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0362	0,0652	0,84	0,9052	11,3	10,25	143860,194	0,01774
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 62. Втрати тиску 43 Па													17,61		
11	2000	0,85	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	0,0414	1,8	1,8414	7,01	12,90	92533,3333	0,01949
													12,9		

Таблиця В.2 – Аеродинамічний розрахунок витяжної загальнообмінної системи (В1)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{э}=(\lambda/d)$	$\xi_{э}=(\lambda/d)l$	$\Sigma \zeta$	$\zeta_{э1}+\Sigma \zeta$	$P_{д}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{э1}+\Sigma \zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$	
				А	В											
1	2000	4,8	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	0,2338	0,63	0,8638	7,01	6,05	92533,3333	0,01949	
2	4000	18,2	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0362	0,6599	0,57	1,2299	11,3	13,92	143860,194	0,01774	
3	7999	12	5,6	630	630	0,3969	0,63	0,0254	0,3048	0,8	1,1048	18,25	20,17	235200	0,016	
4	11998	16,9	5,21	800	800	0,64	0,8	0,0190	0,3222	1,5	1,8222	15,80	28,79	277866,667	0,01525	
													68,95			
5	1333	6	2,31	400	400	0,16	0,4	0,0527	0,3165	0,63	0,9465	3,10	2,94	61600	0,0211	
6	2666	6	2,94	400	630	0,252	0,4893	0,0390	0,2344	0,57	0,8044	5,03	4,04	95906,7961	0,01912	
7	3999	1,8	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0362	0,0652	0,8	0,8652	11,32	9,79	143860,194	0,01774	
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 66. Втрати тиску 60 Па													16,78			
8	1333	9,8	2,31	400	400	0,16	0,4	0,0527	0,5169	0,8	1,3169	3,10	4,09	61600	0,0211	
9	2666	6,5	2,91	400	630	0,252	0,4893	0,0391	0,2545	0,63	0,8845	4,93	4,36	94928,1553	0,01916	
10	3999	4	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0362	0,1450	0,54	0,6850	11,32	7,75	143860,194	0,01774	
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 53. Втрати тиску 25 Па													16,21			
11	2000	1,4	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	2	0,0682	0,7	0,7682	7,01	5,38	92533,3333	0,01949
													5,38			

Таблиця В.3 – Аеродинамічний розрахунок припливної загальнообмінної системи (П2)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	475	10,7	3,47	200	200	0,04	0,2	0,1158	1,2397	0,63	1,8697	7,010	13,10	46266,6667	0,02317
2	900	8,5	4,41	200	315	0,063	0,2447	0,0865	0,7331	0,44	1,171	11,32	13,28	71930,0971	0,0211
3	1600	7,5	5,6	400	400	0,16	0,4	0,0448	0,3361	0,8	1,1362	18,25	20,74	149333,333	0,01793
4	700	6,5	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,5449	0,98	1,5243	15,80	24,09	84978,6408	0,02051
													71,23		
5	475	1,5	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,1257	0,54	0,6657	15,80	10,52	84978,6408	0,02051
													10,52		

Таблиця В.4 – Аеродинамічний розрахунок витяжної загальнообмінної системи (В2)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	475	10,7	3,47	200	200	0,04	0,2	0,1159	1,2398	0,63	1,8698	7,01	13,11	46266,6667	0,02317
2	900	8,5	4,41	200	315	0,063	0,2447	0,0862	0,7331	0,57	1,3031	11,32	14,75	71930,0971	0,0211
3	1600	7,5	5,6	400	400	0,16	0,4	0,0448	0,3361	0,8	1,1361	18,26	20,74	149333,333	0,01793
4	700	6,5	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,5449	1,5	2,0449	15,80	32,32	84978,6408	0,02051
													80,92		
5	475	1,5	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,1258	0,54	0,6658	15,80	10,52	84978,6408	0,02051
													10,52		

Таблиця В.5 – Аеродинамічний розрахунок припливної загальнообмінної системи (ПЗ)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}}l+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}}l+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	842	2,7	3,47	200	200	0,04	0,2	0,1159	0,3128	0,49	0,8028	7,01	5,63	46266,6667	0,02317
2	1684	2,7	4,41	200	315	0,063	0,2447	0,0862	0,2329	0,55	0,7829	11,32	8,86	71930,0971	0,0211
3	2526	2,7	5,6	400	400	0,16	0,4	0,0448	0,1210	0,63	0,7510	18,26	13,71	149333,333	0,01793
4	3368	10,3	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,8635	0,57	1,4335	15,80	22,65	84978,6408	0,02051
5	6736	8,6	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,7210	1,1	1,8210	15,80	28,78	84978,6408	0,02051
													74,01		
6	842	3	3,47	200	200	0,04	0,2	0,1159	0,3476	0,63	0,9776	7,01	6,85	46266,6667	0,02317
7	1684	3	4,41	200	315	0,063	0,2447	0,0862	0,2587	0,57	0,8287	11,32	9,38	71930,0971	0,0211
8	2526	3	5,6	400	400	0,16	0,4	0,0448	0,1344	0,8	0,9344	18,26	17,06	149333,333	0,01793
9	3368	5,5	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,4611	1,5	1,9611	15,80	30,99	84978,6408	0,02051
													64,29		

Таблиця В.6 – Аеродинамічний розрахунок витяжної загальнообмінної системи (ВЗ)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}}l+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}}l+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	525	5,2	3,47	200	200	0,04	0,2	0,1159	0,6025	0,57	1,1725	7,01	8,22	46266,6667	0,02317
2	1050	10,8	4,41	200	315	0,063	0,2447	0,0862	0,9306	0,8	1,7306	11,32	19,60	71930,0971	0,0211
3	2100	6,5	5,6	400	400	0,16	0,4	0,0448	0,2913	0,76	1,0513	18,26	19,19	149333,333	0,01793
													47,01		
4	525	5,62	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,4712	0,8	1,2712	15,80	20,09	84978,6408	0,02051
5	1050	7,94	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,6657	0,57	1,2357	15,80	19,53	84978,6408	0,02051
													39,62		

Таблиця В.7 – Аеродинамічний розрахунок припливної загальнообмінної системи (П4)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э1}}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э1}}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1667	2,7	3,47	250	400	0,1	0,3077	0,0676	0,1826	0,63	0,8126	7,01	5,70	71179,4872	0,02081
2	5001	2,7	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0363	0,0979	0,44	0,5379	11,32	6,09	143860,194	0,01774
3	6901	2,7	5,6	500	630	0,315	0,5575	0,0296	0,0799	0,8	0,8799	18,26	16,07	208141,593	0,0165
													27,85		
4	950	10,3	5,21	200	315	0,063	0,2447	0,0838	0,8635	0,65	1,5135	15,80	23,92	84978,6408	0,02051
5	1900	8,6	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,3900	0,54	0,9300	15,80	14,70	138933,333	0,01814
													38,62		
6	1667	8,6	5,21	250	400	0,1	0,3077	0,0629	0,5414	0,85	1,3914	15,80	21,99	106871,795	0,01937
													21,99		

Таблиця В.8 – Аеродинамічний розрахунок витяжної загальнообмінної системи (В4)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э1}}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э1}}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	950	5,21	3,47	200	315	0,063	0,2447	0,0901	0,4692	0,63	1,0992	7,01	7,71	56598,0583	0,02203
2	1900	9,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,4339	0,44	0,8739	11,32	9,89	117600	0,01866
													17,60		
3	950	4,55	5,6	500	630	0,315	0,5575	0,0296	0,1346	0,35	0,4846	18,26	8,85	208141,593	0,0165
													8,85		

Таблиця В.9 – Аеродинамічний розрахунок витяжної загальнообмінної системи (В4.2)

№ діл	мЗ/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}l}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}l}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1155	3,4	3,47	200	315	0,063	0,2447	0,0901	0,3062	0,39	0,6962	7,01	4,88	56598,0583	0,02203
2	2310	11,2	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,5225	0,84	1,3625	11,32	15,43	117600	0,01866
													20,31		

Таблиця В.10 – Аеродинамічний розрахунок припливної загальнообмінної системи (П6)

№ діл	мЗ/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}l}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}l}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	900	5,5	3,47	200	315	0,063	0,2447	0,0901	0,4953	1,8	2,2953	7,01	16,09	56598,0583	0,02203
2	1860	13,5	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,6298	1,8	2,4298	11,32	27,51	117600	0,01866
													43,60		

Таблиця В.11 – Аеродинамічний розрахунок витяжної загальнообмінної системи (В6)

№ діл	мЗ/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}l}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}l}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	900	5,5	3,47	200	315	0,063	0,2447	0,0901	0,4953	1,8	2,2953	7,01	16,09	56598,0583	0,02203
2	1860	13,5	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,6298	1,8	2,4298	11,32	27,51	117600	0,01866
													43,60		

Таблиця В.12 – Аеродинамічний розрахунок припливної загальнообмінної системи (П5)

№ діл	мЗ/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$ \xi_{\text{э}}=(\lambda/d) $	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{эл}}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{эл}}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1746	6	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	0,2923	0,63	0,9223	7,01	6,47	92533,3333	0,01949
2	5238	6	4,41	500	630	0,315	0,5575	0,0308	0,1848	0,44	0,6248	11,32	7,07	163911,504	0,01717
3	6984	13,7	5,6	500	630	0,315	0,5575	0,0296	0,4054	0,8	1,2054	18,26	22,01	208141,593	0,0165
4	12222	10,3	5,21	500	710	0,355	0,5868	0,0281	0,2893	0,44	0,7293	15,80	11,53	203807,163	0,01648
5	22692	25,4	5,21	1000	1000	1	1	0,0144	0,3664	0,8	1,1664	15,80	18,43	347333,333	0,01443
													65,51		
6	1746	6	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	0,2923	0,63	0,9223	7,01	6,47	92533,3333	0,01949
7	3492	6	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0363	0,2176	0,44	0,6576	11,32	7,45	143860,194	0,01774
8	6210	1,78	5,6	500	630	0,315	0,5575	0,0296	0,0527	0,8	0,8527	18,26	15,57	208141,593	0,0165
Дроссельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 53. Втрати тиску 47 Па													29,48		
9	1746	6	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,2721	0,44	0,7121	15,80	11,25	138933,333	0,01814
10	5238	6	5,21	500	630	0,315	0,5575	0,0299	0,1797	0,8	0,9797	15,80	15,48	193646,018	0,01669
11	6984	1,78	5,21	500	630	0,315	0,5575	0,0299	0,0533	0,46	0,5133	15,80	8,11	193646,018	0,01669
Дроссельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 62. Втрати тиску 31 Па													34,85		
12	1746	6	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,2721	0,44	0,7121	15,80	11,25	138933,333	0,01814
13	3492	2,15	5,21	400	630	0,252	0,4893	0,0352	0,0758	0,8	0,8758	15,80	13,84	169957,282	0,01725
Дроссельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 56. Втрати тиску 40 Па													25,09		
14	1746	6	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,2721	0,75	1,0221	15,80	16,15	138933,333	0,01814
													16,15		
15	1746	6	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,2721	0,65	0,9221	15,80	14,57	138933,333	0,01814
													14,57		

Таблиця В.13 – Аеродинамічний розрахунок витяжної загальнообмінної системи (В5)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$ \xi_{\text{э}}=(\lambda/d) $	$\Sigma \zeta$	$\zeta_{\text{эл}}+\Sigma \zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{эл}}+\Sigma \zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1891	12	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	0,5846	0,98	1,5646	7,01	10,97	92533,3333	0,01949
2	3782	14,7	4,41	400	630	0,252	0,4893	0,0363	0,5331	0,74	1,2731	11,32	14,41	143860,194	0,01774
3	9455	12	5,6	500	710	0,355	0,5868	0,0278	0,3331	0,56	0,8931	18,26	16,31	219063,361	0,01629
4	15128	12	5,21	710	800	0,568	0,7523	0,0206	0,2471	0,63	0,8771	15,80	13,86	261305,077	0,01549
5	17019	14,9	5,21	710	800	0,568	0,7523	0,0206	0,3068	0,44	0,7468	15,80	11,80	261305,077	0,01549
6	18910	6	3,47	710	800	0,568	0,7523	0,0221	0,1327	0,77	0,9027	7,01	6,33	174036,203	0,01664
7	20800	6	4,41	1000	1000	1	1	0,0148	0,0890	0,65	0,7390	11,32	8,37	294000	0,01484
8	22692	13,2	5,6	1000	1000	1	1	0,0143	0,1882	0,49	0,6782	18,26	12,38	373333,333	0,01426
													94,43		
9	1891	6	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,2721	0,67	0,9421	15,80	14,89	138933,333	0,01814
10	3782	6	5,21	400	630	0,252	0,4893	0,0352	0,2115	0,54	0,7515	15,80	11,88	169957,282	0,01725
11	1891	1,78	5,21	400	630	0,252	0,4893	0,0352	0,0627	0,85	0,9127	15,80	14,42	169957,282	0,01725
													41,19		
12	3782	6	5,21	400	630	0,252	0,4893	0,0352	0,2115	0,72	0,9315	15,80	14,72	169957,282	0,01725
13	1891	6	5,21	400	630	0,252	0,4893	0,0352	0,2115	0,56	0,7715	15,80	12,19	169957,282	0,01725
14	1891	1,2	5,21	400	630	0,252	0,4893	0,0352	0,0423	0,44	0,4823	15,80	7,62	169957,282	0,01725
Дроссельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 38. Втрати тиску 19 Па													34,53		
15	1746	2,02	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,0916	0,35	0,4416	15,80	6,98	138933,333	0,01814
Дроссельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 55. Втрати тиску 62 Па													6,98		
16	1746	2,02	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,0916	0,35	0,4416	15,80	6,98	138933,333	0,01814
Дроссельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 56. Втрати тиску 67 Па													6,98		
17	1746	2,02	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,0916	0,35	0,4416	15,80	6,98	138933,333	0,01814
Дроссельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 59. Втрати тиску 75 Па													6,98		
18	1746	2,02	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,0916	0,35	0,4416	15,80	6,98	138933,333	0,01814
Дроссельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 62. Втрати тиску 87 Па													6,98		
19	1746	2,02	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,0916	0,35	0,4416	15,80	6,98	138933,333	0,01814
													6,98		

Таблиця В.14 – Аеродинамічний розрахунок припливної загальнообмінної системи (П7)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma \zeta$	$\zeta_{\text{эл}}+\Sigma \zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{эл}}+\Sigma \zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1600	6	3,47	200	315	0,063	0,2447	0,0901	0,5404	0,98	1,5204	7,01	10,66	56598,0583	0,02203
2	3700	14,5	4,41	800	800	0,64	0,8	0,0196	0,2844	0,74	1,0244	11,32	11,60	235200	0,01569
3	14097	2	5,6	1000	1000	1	1	0,0143	0,0285	0,56	0,5885	18,26	10,74	373333,333	0,01426
													33,00		
4	4200	3,3	5,21	500	630	0,315	0,5575	0,0299	0,0988	0,63	0,7288	15,80	11,52	193646,018	0,01669
5	5761	4,3	4,1	800	800	0,64	0,8	0,0199	0,0854	0,56	0,6454	9,79	6,32	218666,667	0,01589
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 45. Втрати тиску 15 Па													17,83		
6	1860	2,5	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,1134	0,63	0,7434	15,80	11,75	138933,333	0,01814
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 38. Втрати тиску 10 Па													11,75		
7	5600	3	5,6	800	800	0,64	0,8	0,0188	0,0565	0,56	0,6165	18,26	11,26	298666,667	0,01507
													11,26		

Таблиця В.15 – Аеродинамічний розрахунок витяжної загальнообмінної системи (В7)

№ діл	мЗ/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{эл}}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{эл}}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1600	15,4	3,47	200	315	0,063	0,2447	0,0900 6	1,3870	0,98	2,3670	7,01	16,59	56598,0583	0,02203
2	3700	5,8	4,41	500	500	0,25	0,5	0,0353	0,2047	0,74	0,9447	11,32	10,70	147000	0,01765
3	5600	3	5,6	500	630	0,315	0,5575	0,0296	0,0888	0,56	0,6488	18,26	11,85	208141,593	0,0165
4	9770	2,5	5,21	800	800	0,64	0,8	0,0191	0,0477	0,63	0,6777	15,80	10,71	277866,667	0,01525
													49,84		
5	2310	9,3	5,21	400	400	0,16	0,4	0,0453	0,4217	0,44	0,8617	15,80	13,62	138933,333	0,01814
6	4170	8,5	3,47	500	500	0,25	0,5	0,0369	0,3133	0,77	1,0833	7,01	7,59	115666,667	0,01843
7	1860	1,5	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,0700	0,65	0,7200	11,32	8,15	117600	0,01866
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 42. Втрати тиску 19 Па													29,36		
8	1900	1,5	5,6	400	400	0,16	0,4	0,0448	0,0672	0,49	0,5572	18,26	10,17	149333,333	0,01793
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 38. Втрати тиску 37 Па													10,17		
9	2100	1,5	5,6	400	400	0,16	0,4	0,0448	0,0672	0,49	0,5572	18,26	10,17	149333,333	0,01793
Дросельний клапан. Число створок 5. Кут відкриття 40. Втрати тиску 16 Па													10,17		

Таблиця В.16 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В3.1)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{э}=(\lambda/d)$	$\xi_{э}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{э1}+\Sigma\zeta$	$P_{д}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{э1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1170	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
2	2340	7,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,3406	1,8	2,1406	11,32	24,24	117600	0,01866
													37,53		
3	1170	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
													13,29		

Таблиця В.17 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В3.2)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{э}=(\lambda/d)$	$\xi_{э}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{э1}+\Sigma\zeta$	$P_{д}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{э1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1031	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
2	2062	7,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,3406	1,8	2,1406	11,32	24,24	117600	0,01866
													37,53		
3	1031	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
													13,29		

Таблиця В.18 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В3.3)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{э}=(\lambda/d)$	$\xi_{э}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{э1}+\Sigma\zeta$	$P_{д}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{э1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	657	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
2	1314	7,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,3406	1,8	2,1406	11,32	24,24	117600	0,01866
													37,53		
3	657	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
													13,29		

Таблиця В.19 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В3.4)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	925	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
2	1850	7,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,3406	1,8	2,1406	11,32	24,24	117600	0,01866
													37,53		
3	925	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
													13,29		

Таблиця В.20 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В7.1)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1170	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
2	2340	7,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,3406	1,8	2,1406	11,32	24,24	117600	0,01866
													37,53		
3	1170	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
													13,29		

Таблиця В.21 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В7.2)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{э}1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1031	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
2	2062	7,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,3406	1,8	2,1406	11,32	24,24	117600	0,01866
													37,53		
3	1031	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
													13,29		

Таблиця В.22 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В7.3)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{э}=(\lambda/d)$	$\xi_{э}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{э1}+\Sigma\zeta$	$P_d=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{э1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	657	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
2	1314	7,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,3406	1,8	2,1406	11,32	24,24	117600	0,01866
													37,53		
3	657	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
													13,29		

Таблиця В.23 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В7.4)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{э}=(\lambda/d)$	$\xi_{э}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{э1}+\Sigma\zeta$	$P_d=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{э1}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	925	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
2	1850	7,3	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,3406	1,8	2,1406	11,32	24,24	117600	0,01866
													37,53		
3	925	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	1,8	1,8964	7,01	13,29	57833,3333	0,02192
													13,29		

Таблиця В.24 – Аеродинамічний розрахунок місцевої витяжної системи (В4.1)

№ діл	м3/год	Довжина	Швид	Розміри		Площа	dэ	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)$	$\xi_{\text{э}}=(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_{\text{эл}}+\Sigma\zeta$	$P_{\text{д}}=\rho V^2/2$	$P=(\zeta_{\text{эл}}+\Sigma\zeta)*\rho V^2/2$	Re	$\lambda$
				А	В										
1	1031	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	0,23	0,3264	7,01	2,29	57833,3333	0,02192
2	2062	1,7	4,41	400	400	0,16	0,4	0,0467	0,0793	0,27	0,3493	11,32	3,96	117600	0,01866
3	3889	7,3	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	0,3556	0,65	1,0056	7,01	7,05	92533,3333	0,01949
													13,29		
4	1170	1,1	4,41	250	250	0,0625	0,25	0,0839	0,0923	0,23	0,3223	11,32	3,65	73500	0,02099
5	1827	1,7	3,47	400	400	0,16	0,4	0,0487	0,0828	0,27	0,3528	7,01	2,47	92533,3333	0,01949
													6,12		
6	657	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	0,23	0,3264	7,01	2,29	57833,3333	0,02192
													2,29		
7	1031	1,1	3,47	250	250	0,0625	0,25	0,0877	0,0964	0,23	0,3264	7,01	2,29	57833,3333	0,02192
													2,29		

**ВІДГУК ОПОНЕНТА**  
**на магістерську кваліфікаційну роботу**  
**здобувача Кирилюка Ігора Юрійовича**  
**на тему Система забезпечення мікроклімату**  
**будівлі громадського харчування**

Мікроклімат у приміщеннях закладів громадського харчування є ключовим чинником, що визначає комфорт відвідувачів, безпеку працівників та якість технологічних процесів приготування їжі. До основних параметрів мікроклімату належать температура, вологість, швидкість руху повітря та концентрація забруднюючих речовин, які можуть утворюватися внаслідок роботи теплового обладнання, процесів приготування страв, виділення вологи та запахів. Забезпечення нормативних параметрів мікроклімату є необхідною умовою для дотримання санітарно-гігієнічних вимог та стабільного функціонування підприємств харчування.

У приміщеннях закладів громадського харчування особливо важливою є організація ефективної вентиляції в гарячих і технологічних зонах, де інтенсивно виділяються теплота, пари, продукти згоряння та дрібнодисперсні жири. Для цього застосовуються механічні припливно-витяжні системи з жироловлювальними фільтрами, витяжними парасолями та рекуперацією теплоти. У залах для відвідувачів, адміністративних та побутових приміщеннях використовуються комбіновані системи вентиляції та кондиціонування, які забезпечують необхідний рівень комфорту, стабільну температуру та якісне очищення поданого повітря.

Магістерська кваліфікаційна робота присвячена комплексному проектуванню системи забезпечення мікроклімату будівлі громадського харчування з урахуванням сучасних нормативних вимог та принципів енергоефективності. У першому розділі виконано аналіз чинних технологічних, санітарних та кліматичних вимог до вентиляції таких будівель, а також розглянуто сучасні технічні рішення. У другому розділі обгрунтовано вибір типів вентиляційного та кондиціонерного обладнання, подано методичку розрахунку повітрообміну та визначено оптимальну схему повітророзподілу. Третій розділ присвячений організаційно-технологічним аспектам монтажу системи. Наступні розділи містять аналіз енергоефективності запропонованих рішень, заходи з охорони довкілля, а також економічне обгрунтування впровадження проекту.

Представлена робота є логічно структурованою, науково обгрунтованою та практично спрямованою, а її результати можуть бути використані для модернізації інженерних систем у будівлях громадського харчування.

Висновки в роботі є повними та обгрунтованими.

Магістерська кваліфікаційна робота оформлена якісно.

Магістром було дотримано графік виконання роботи.

Усі проєктні рішення достатньо обгрунтовані, креслення оформлені згідно норм та стандартів.

**В МКР наявні наступні недоліки:**

1. В графічній частині було б доцільно вказати вузли системи кондиціонування, які використано в обідніх залах будівлі громадського харчування.

2. В пояснювальній записці не в повній мірі розкрито питання терміну окупності, аналізу операційних витрат та порівняння вартості впровадження кількох варіантів систем.

Магістерську кваліфікаційну роботу виконано на високому рівні та при відповідному захисті заслуговує на оцінку «А».

Магістр Кирилюк Ігор Юрійович заслуговує присвоєння кваліфікації магістр зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія будівництва, ОПП «Теплогазопостачання і вентиляція».

**Опонент**

кандидат технічних наук,  
доцент кафедри БМГА

М.П.

Печатка установи, організації опонента



Хороша О.І.

**ВІДГУК**  
керівника магістерської кваліфікаційної роботи  
здобувача Кирилюка Ігора Юрійовича  
на тему Система забезпечення мікроклімату будівлі громадського харчування

У сучасних умовах розвитку сфери громадського харчування однією з пріоритетних задач є забезпечення стабільного та енергоефективного мікроклімату у функціональних приміщеннях закладів. Якість повітря, оптимальні температурно-вологісні умови та ефективна робота вентиляційних систем напряду впливають на комфорт відвідувачів, безпечність технологічних процесів, умови праці персоналу та загальну репутацію закладу. Враховуючи зростаючі вимоги до безпеки продуктів харчування, гігієни виробництва та економного використання енергоресурсів, питання удосконалення інженерних систем клімат-контролю стає особливо актуальним.

Будівлі громадського харчування, особливо ті, що мають декілька обідніх залів та розгалужений комплекс виробничих цехів, потребують ретельно спроектованих систем вентиляції та кондиціонування. У таких спорудах теплові, вологісні та повітряні навантаження змінюються динамічно — залежно від кількості відвідувачів, інтенсивності роботи кухні, режимів експлуатації обладнання та санітарно-гігієнічних вимог. Особливу роль відіграють місцеві системи витяжної вентиляції в гарячих, холодних та допоміжних цехах, адже від їхньої ефективності залежить безпечність та якість технологічних процесів. Тому сучасні системи клімат-контролю мають поєднувати високу енергоефективність, надійність, простоту обслуговування та забезпечення нормативних параметрів мікроклімату.

У магістерській роботі здобувачем було виконано комплексне дослідження системи забезпечення мікроклімату для двоповерхової будівлі громадського харчування з трьома обідніми залами та виробничими приміщеннями. Автором розроблено проєктні рішення систем вентиляції та кондиціонування, проаналізовано особливості експлуатації будівлі та вплив тепловиділень на формування мікроклімату. Проведено визначення параметрів повітрообміну, здійснено підбір вентиляційного та холодильного обладнання з урахуванням нормативних вимог та енергоефективності. Значну увагу приділено системам місцевої вентиляції виробничих цехів, що забезпечують видалення надлишкового тепла, вологи та шкідливих домішок. На основі отриманих даних виконано техніко-економічне обґрунтування запропонованих рішень, аеродинамічне моделювання режимів вентиляції та оцінку відповідності мікрокліматичних параметрів нормативам.

Робота є актуальною, містить логічно структуровані технічні та аналітичні положення, демонструє достатній рівень підготовки здобувача та вміння комплексно вирішувати інженерні задачі у сфері забезпечення мікроклімату.

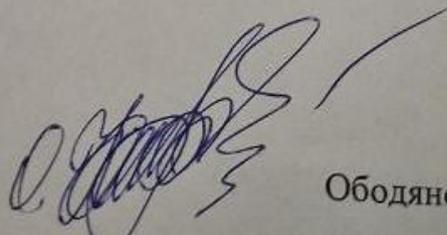
Магістр показав себе, як достатньо підготовлена особистість за темою дослідження. Добросовісно та вчасно виконував усі поставлені задачі та дотримувався графіку виконання роботи. Загалом роботу виконано якісно та на високому рівні, з достатньо обґрунтованими та проробленими проєктними рішеннями, усі графічні креслення виконано та оформлено згідно норм та стандартів.

Матеріали магістерської роботи пройшли апробацію на семінарі кафедри ІСБ та науково-технічній конференції.

Магістерську кваліфікаційну роботу виконано на високому рівні та при відповідному захисті заслуговує на оцінку «А».

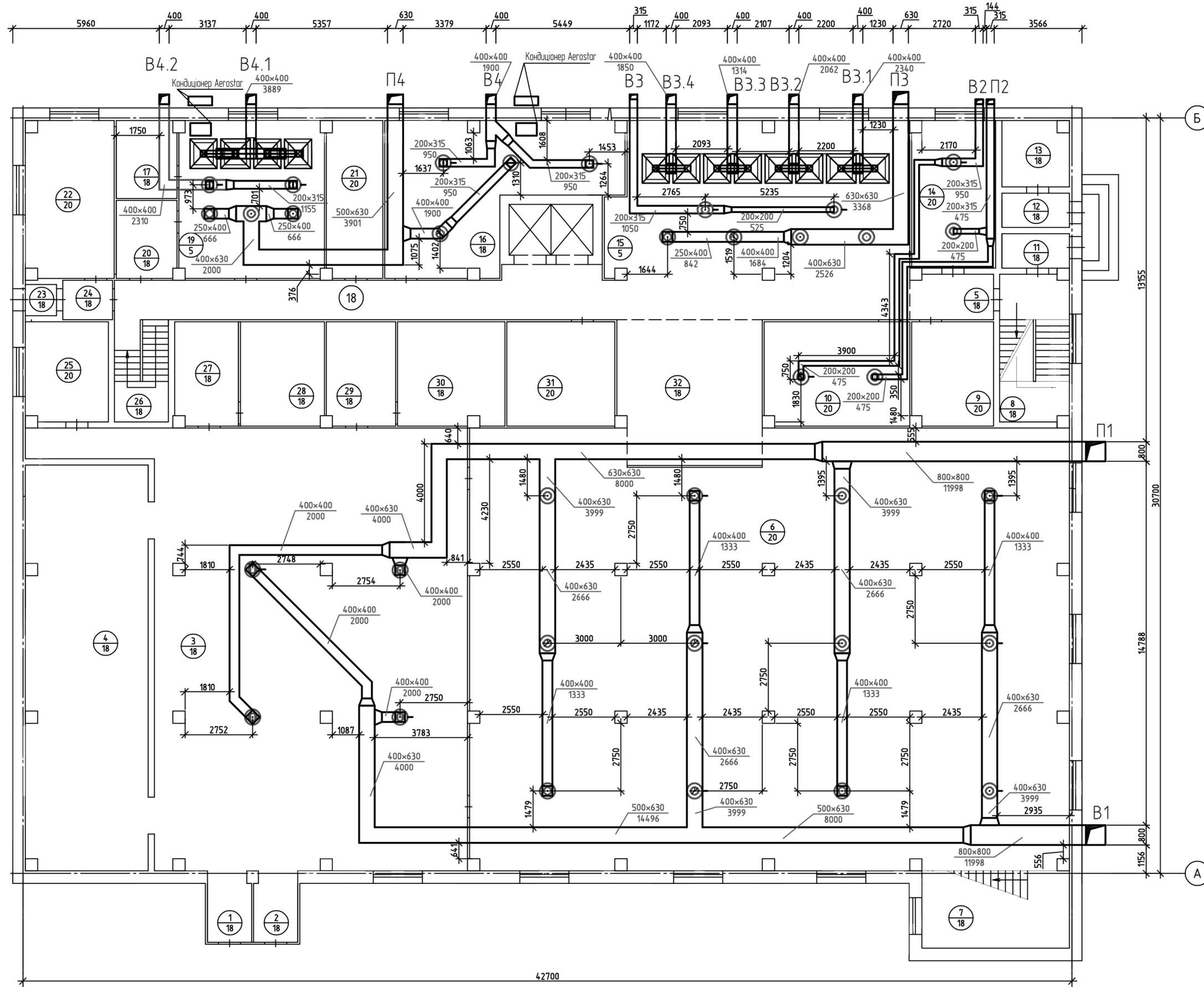
Магістр Кирилюк Ігор Юрійович заслуговує присвоєння кваліфікації магістра зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія будівництва, ОПП «Теплогазопостачання та вентиляція».

**Керівник магістерської кваліфікаційної роботи**  
кандидат технічних наук,  
доцент кафедри ІСБ



Ободянська О.І

# Схема розміщення елементів системи вентиляції на плані першого поверху

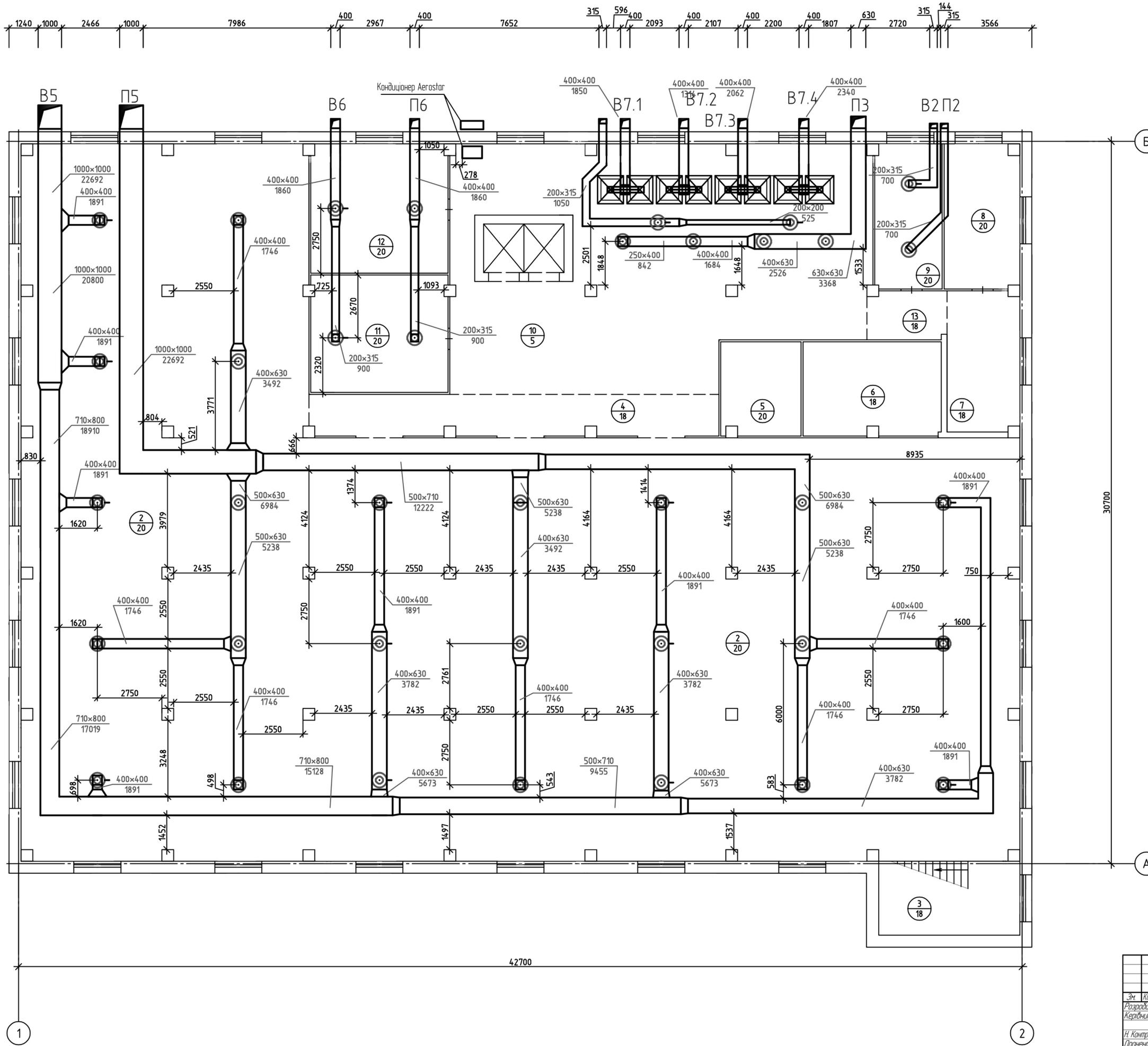


## Експлікація приміщень

№ п/п	Найменування приміщень	Площа, м <sup>2</sup>
1	Тамбур	8,6
2	Тамбур	8,6
3	Вестибюль	236,06
4	Гардероб	82,5
5	Коридор	6,31
6	Обідній зал	430,8
7	Сходиноква клітка	18,84
8	Сходиноква клітка	17,04
9	Кладова	13,94
10	Мілина	24,94
11	Тамбур	3,85
12	Тамбур	3,85
13	Кімната виходів	7,18
14	Мілина	20,31
15	Гарячий цех	77,87
16	М'ясо-рибний цех	45,78
17	Хліборізка	14,54
18	Коридор	54,46
19	Кондитерський цех	37,62
20	Сан.тех. приміщення	7,76
21	Мілина	7,74
22	Кімната для обсл. персоналу	22,78
23	Тамбур	1,6
24	Коридор	3,24
25	Кімната для обсл. персоналу	13,61
26	Сходиноква клітка	9,13
27	Санітарне приміщення	10,85
28	Сан.вузол на 3 кабін	14,41
29	Санітарне приміщення	11,85
30	Сан.вузол на 7 кабін	18,32
31	Чергова	18,66
32	Обробна	34,2

<b>08-13.МКР.004.01.000 ОВ</b>					
Система забезпечення мікроклімату будівлі громадського харчування					
Зм.	Клиш.	Арх.	Проб.	Підп.	Дата
Розробник	Курілок ІВ				12.2025
Керівник	Вдованська О.				12.2025
<b>Система вентиляції</b>					
Н. Контроль	Лажевич О.Д.				12.2025
Опонанти	Хараша О.І.				12.2025
Затверд.	Ратичняк Г.С.				12.2025
				Старший	Арх.
				МКР	1 7
				<b>ВНТУ ТГ-24М</b>	

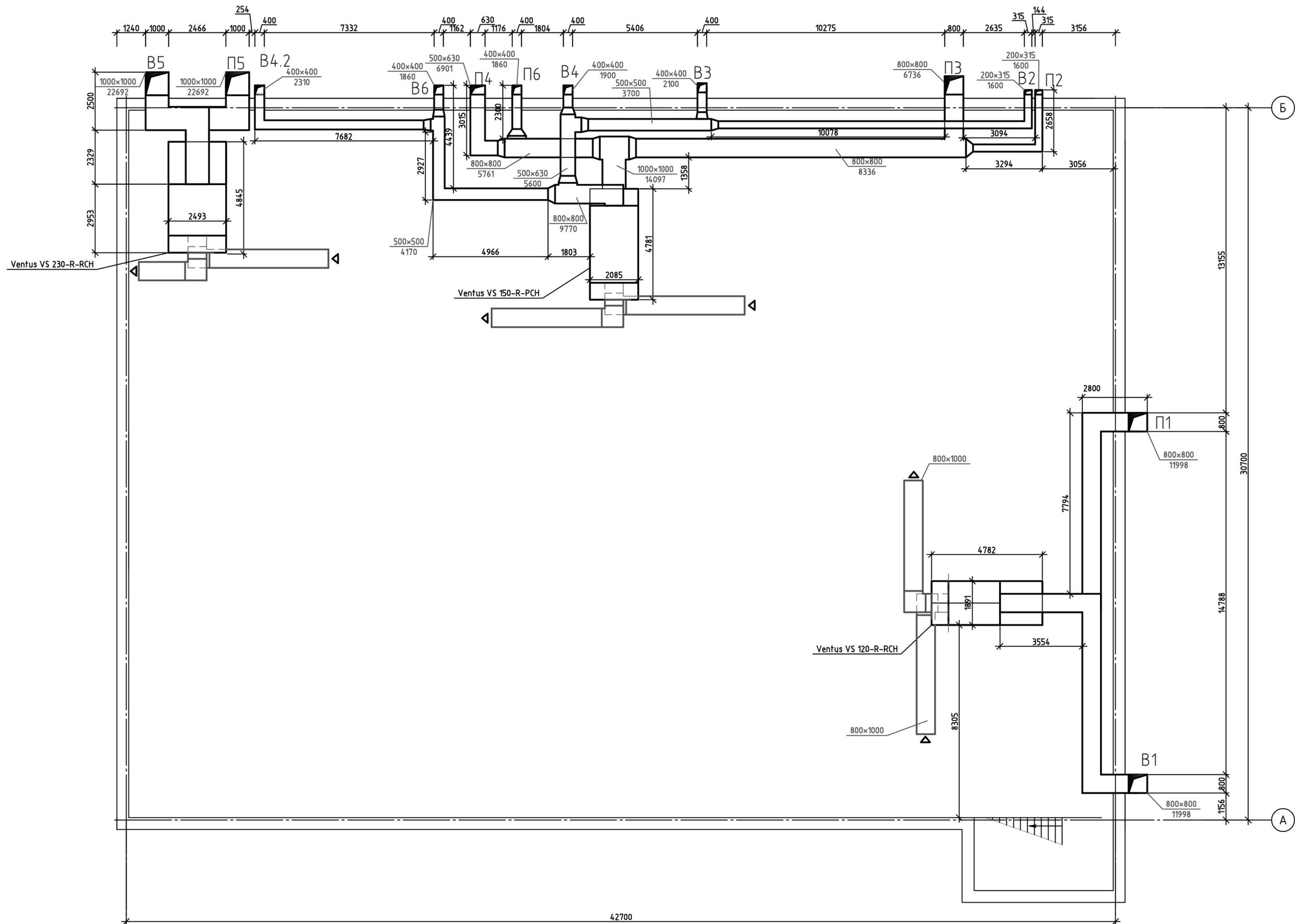
# Схема розміщення елементів системи вентиляції на плані другого поверху



№ п/п	Найменування приміщень	Площа, м²
1	Сходинова клітка	33,99
2	Обідній зал	884,14
3	Сходинова клітка	18,84
4	Коридор	32,28
5	Буфет	11,72
6	Цех холодильних заготовок	23,33
7	Сходинова клітка	18,29
8	Харчова лабораторія	19,53
9	Мілина	17,59
10	Гарячий цех	175,94
11	Мілина	28,94
12	Мілина	31,95
13	Коридор	6,92

						08-13.МКР.004.02.000 ОВ			
						Система забезпечення мікроклімату будівлі громадського харчування			
Зм.	Квал.	Арх.	Проб.	Підп.	Дата	Система вентиляції	Стар.	Арх.	Арх.
Розроб.	Курілок	ІВ		12.2025	МКР		2	7	
Керівник	Овдованська	О.				Схема розміщення елементів системи вентиляції на плані другого поверху			
Н.Контроль	Лажкевич	О.Д.		12.2025		ВНТУ, ТГ-24М			
Опонамент	Хороша	О.І.		12.2025		Експлікація приміщень другого поверху			
Затверд.	Ратичняк	Г.С.		12.2025					

# Схема розміщення елементів системи вентиляції на плані покрівлі



08-13.МКР.004.03.000 ОВ						
Система забезпечення мікроклімату будівлі						
громадського харчування						
Зм.	Кільч.	Аркш.	Проб.	Підп.	Дата	
Розробий	Кирилюк ОВ				02.2025	
Керівник	Вдованська О.				02.2025	
Н. Контроль	Лажевич ОД				02.2025	
Опонамент	Хороша ОІ				02.2025	
Затверд.	Ратичняк ГС				02.2025	
Система вентиляції				Старий	Аркш.	Аркш.
Схема розміщення елементів системи вентиляції на плані покрівлі				МКР	3	7
				ВНТУ, ТГ-24М		







