НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ННІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 533.6, 697

ПОГОДЖЕНО **Директор ННІ енергетики, автоматики і енергозбереження**	**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ** **В.о. завідувача кафедри інженерії енергосистем**
_____ **/Каплун В.В./** (підпис)	_____ **/Антипов Є.О./** (підпис)
«____» _____ 2024 р.	«____» _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: «Розробка системи припливно-витяжної вентиляції студентської їдальні на 400 місць»

Спеціальність _144 «Теплоенергетика»_____
(код і назва)

Освітня програма Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент
(назва)

Орієнтація освітньої програми_____освітньо-професійна_____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми
Д.т.н., професор _____ Горобець В.Г.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи
К.т.н., доцент _____ Троханяк В.І.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав _____ Брузін В.А.
(підпис) (ПІБ)

КИЇВ – 2024

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ННІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.о. завідувача кафедри
інженерії енергосистем

_к.т.н_доцент _____ Антипов Є.О._
(ступінь, звання) (підпис) (ПІБ)
«____» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Брузіну Віктору Анатолійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _144 «Теплоенергетика»_____
(код і назва)
Освітня програма Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент
(назва)
Орієнтація освітньої програми_____освітньо-професійна_____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)
Тема магістерської роботи **«Розробка системи припливно-витяжної вентиляції студентської їдальні на 400 місць»**
затверджена наказом ректора Національного університету біоресурсів і природокористування України від «19» грудня 2023 р. № 2334 С
Термін подання завершеної роботи на кафедру 2024.11.15
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи_____
Перелік питань, що підлягають дослідженню:
1. ВЕНТИЛЯЦІЯ ПІДПРИЄМСТВ ГРОМАДСЬКОГО ХАРЧУВАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТА МОНТАЖ
2. СКЛАДАННЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ
3. РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОГО ПОВІТРООБМІНУ В ПРИМІЩЕННЯХ БУДІВЛІ
4. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПОВІТРОВОДІВ
5. РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ
6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЕКТУ
Перелік графічного матеріалу: презентація виконана в програмному забезпеченні MS Power Point_____

Дата видачі завдання «19» грудня 2023 р._____

Керівник магістерської роботи _____ Троханяк В.І.
(підпис) (ПІБ)

Завдання прийняв до виконання _____ Брузін В.А.
(підпис) (ПІБ)

ЗМІСТ

ВСТУП 5
РОЗДІЛ 1 ВЕНТИЛЯЦІЯ ПІДПРИЄМСТВ ГРОМАДСЬКОГО ХАРЧУВАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТА МОНТАЖ 6
1.1. Вимоги до вентиляції підприємств комунального харчування 7
1.2. Вимоги СанПіН до вентиляції громадського харчування 8
1.3. Особливості вентиляції у різних функціональних зонах 10
1.4. Особливості проектування 14
1.5. Монтаж припливно-витяжної вентиляції у студентському громадському харчуванні 18
РОЗДІЛ 2 СКЛАДАННЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ, ВИЗНАЧЕННЯ НАДХОДЖЕНЬ ВОЛОГИ ТА ГАЗОВИХ ШКІДЛИВОСТЕЙ ДО РОЗРАХУНКОВОГО ПРИМІЩЕННЯ ЗА ПЕРІОДАМИ РОКУ 20
2.1. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря для теплого , перехідного та холодного періодів року 20
2.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього повітря для теплого , перехідного та холодного періодів року 21
2.3. Теплий період 22
2.4. Перехідний період. 27
2.5. Холодний період 31
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОГО ПОВІТРООБМІНУ В ПРИМІЩЕННЯХ БУДІВЛІ 35
3.1. Розрахунок повітрообміну 35
3.2 Теплий період. 36
3.3 Перехідний період. 37
3.4 Холодний період. 38

3.5. Складання повітряного балансу 39
РОЗДІЛ 4 АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПОВІТРОВОДІВ..... 43
4.1. Спосіб організації повітрообміну у приміщенні..... 43
4.2. Розрахунок повітроводів 45
РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ 53
РОЗДІЛ 6 АКУСТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ДЛЯ БОРОТЬБИ З ШУМОМ ТА ВІБРАЦІЄЮ..... 65
6.1. Акустичний розрахунок 65
6.2. Техніко-економічні показники проекту..... 69
ВИСНОВОК..... 72
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 74

ВСТУП

Магістерська кваліфікаційна робота викладена на 75 сторінках, таблиць 8, рисунків 5, кількість використаної літератури - 20 джерел.

Об'єктом дослідження це система вентиляції їдальні

Предмет дослідження – система вентиляції їдальні.

Методи дослідження – теоретичні розрахунки системи вентиляції їдальні, використання літературних джерел.

Однією з основних систем життєзабезпечення будівлі є система вентиляції . Це комплекс пристроїв , які забезпечують необхідні параметри повітря у робочій зоні приміщення для нормального самопочуття людини .

Магістерська кваліфікаційна робота має меті у придбанні навичок з проектування та розрахунку систем вентиляції .

У ході роботи розроблено загальнообмінна система вентиляції для громадського будівлі; визначено основні шкідливості, що виділяються в приміщенні; виконаний аеродинамічний розрахунок; підібрано основне вентиляційне обладнання для припливної системи їдальні.

Ключові слова: вентиляція, аеродинаміка, повітропровід, їдальня, обладнання.

РОЗДІЛ 1
ВЕНТИЛЯЦІЯ ПІДПРИЄМСТВ ГРОМАДСЬКОГО ХАРЧУВАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТА МОНТАЖ

Вентиляція підприємств комунального харчування (ПОП) є складну інженерну мережу, характеристики якої суворо відповідають прийнятим нормам. Якщо систему спроектовано з помилками, власнику загрожують великі штрафи. За серйозних порушень заклад можуть закрити. Крім того, погана вентиляція може відлякати відвідувачів.

Тому для монтажу системи потрібен професійний проект, в якому враховано всі можливі фактори такого складного об'єкта, як громадське харчування.

Рис. 1.1. Загальна харчова (гарячий цех)

1.1. Вимоги до вентиляції підприємств комунального харчування

Для будівель громадського харчування, таких як кафе та ресторани, характерна велика кількість технологічних зон різного призначення. Навіть у межах одного приміщення може розташовуватися кілька ділянок з різними показниками пароутворення, виділення кіптяви, жиру тощо.

Важливі відмінності від інших вентиляційних мереж

Ефективна вентиляція для громадського харчування – це один із головних факторів, який впливає на престиж та репутацію закладу. Запахи з кухні не повинні проникати в обідню залу. Чистота, свіжість, прохолодне повітря влітку та тепле взимку високо оцінюються відвідувачами.

Щоб не допустити потрапляння забруднених мас з кухні до обідньої зали, можна знизити тиск у харчоблоку. Але в цьому випадку до зони приготування їжі потраплятиме повітря з громадського простору, що не допускається санітарними нормами. Тому зниження тиску має супроводжуватися поділом потоків. У проекті системи вентиляції громадського харчування необхідно продумати окремі вентилятори для кухні та зали, а також спосіб відсічення повітряних мас.

Ще одна важлива особливість – сильне нагрівання повітря від обладнання в харчоблоці. Можна вирішити проблему збільшенням інтенсивності повітрообміну, але допустима швидкість руху потоків у робочій зоні обмежена. Робота вентиляції не повинна створювати дискомфорт для працівників. Щоб зменшити температуру повітря, у проекті передбачають охолоджувачі, рекуператори тепла або суміщення із системою кондиціювання.

У вентиляційній системі кафе та ресторанів встановлюють фільтри багатоступеневого очищення, жировловлювачі . Якщо заклад викидатиме неочищене повітря на вулицю, сусіди почнуть скаржитися до наглядових інстанцій.

Вентиляція громадського харчування вимагає складніших розрахунків,

ретельного проектування, ніж будь-якого іншого об'єкта.

1.2. Вимоги СанПіН до вентиляції громадського харчування

У невеликих їдальнях допускається влаштування загальної припливної вентиляції для харчоблоку та гостьової зони. Об'єм повітря, що подається, повинен становити не менше 20 м^3/год на кожного відвідувача та працівника кухні. Бажано довести інтенсивність припливу до 60 м^3/год на особу.

Припливно-витяжна вентиляція (ПВВ) у харчоблоці розраховується з урахуванням типу та кількості встановленого обладнання. Для розробки проекту знадобиться інформація про розміри, споживану потужність техніки, про показники тепловиділення.

Крім загальнообмінної мережі, на кухні повинні встановлюватися місцеві витяжні парасольки або відсмоктувачі. Обладнання встановлюють безпосередньо над джерелом забруднення: плитою, фритюрницею, мангалом тощо.

Загалом рекомендується розраховувати вентиляцію на кухні таким чином, щоб витяжка працювала сильніше за приплив. Різниця тисків не дозволить запахам їжі поширюватися по обідньому залу.

Класифікація підприємств громадського харчування

Заклади поділяються на такі типи згідно з ГОСТ:

- організації, що займаються виробництвом та доставкою продуктів харчування: цехи бортового харчування, заготівельні підприємства, спеціалізовані кулінарії тощо;
- підприємства з виробництва та реалізації продукції, що також займаються обслуговуванням відвідувачів, подають їжу в обідній залі та збирають навинос: кафе, ресторани, кав'ярні;
- підприємства, що займаються продажем продуктів громадського

харчування: торговельні точки, магазини, буфети;

- організації з виїзним обслуговуванням тощо.

Кожен тип закладу класифікується на кілька видів. Наприклад, ресторани розрізняють за місцем розташування: в окремій будівлі, офісному центрі, готелі, житловому будинку. Бари класифікують з організації дозвілля відвідувачів: караоке-бар, спорт-бар, відео-бар тощо.

Основні завдання вентиляції

1. Створення комфортних умов для персоналу та клієнтів закладу.
2. Підтримка необхідного рівня вологості та температури повітря.
3. Локалізація домішок, запахів та виведення їх за межі робочої зони.
4. Запобігання спалахам, пожежам.
5. Захист зони приготування їжі від забруднюючих речовин.

Норми витрати повітря за типом приміщення

Кратність повітрообміну відрізняється для обідньої зали та кухні.

Особливості повітрообміну для харчоблоку

Розрахунок здійснюється індивідуально для кожного об'єкта. Для кухонь громадського харчування складно застосовувати стандартні рішення, тому що оснащення та конфігурація приміщень дуже відрізняються.

Зазвичай приймають обсяг припливу щонайменше 100 м^3/год кожного працівника і додають до цього значення результати розрахунків з устаткування. Методика складна, прописана у АВОК. Наприклад, для парасольки розміром 1000х600 мм швидкість повітрообміну приймають рівною 900 м^3/год.

Особливості повітрообміну для обідніх залів

У їдальнях виділяють зали для курців та некурців відвідувачів. Відповідно до норм для вентиляції громадського харчування, розрахунок ведуть з урахуванням виділення тепла від кожного гостя у кількості не менше 100 ккал/год або

використовують нормативи АВОК. У залах для тих, хто не курить, мінімальна швидкість повітрообміну становить 30 $м^3$/год на людину, для курців – 100 $м^3$/год на кожного відвідувача.

Головна проблема харчоблоків (гарячих цехів) – висока теплонапруженість . Згідно з діючими нормами, тепловиділення має становити не більше 210 Вт/$м^2$, але на практиці це значення перевищується у декілька разів. Вирішити проблему нарощуванням повітрообміну неможливо – потік повітря рухатиметься із занадто великою швидкістю.

Зменшити температуру в приміщенні допомагають кондиціонери. Обладнання забирає гаряче повітря, охолоджує його та повертає до робочої зони. Вентиляція у своїй забезпечує приплив кисню, який буде необхідний комфортного самопочуття персоналу.

Важливо, щоб повітря надходило до кондиціонера після багатоступеневого очищення. Обов'язково встановлюють жировловлювачі , тонкі та грубі фільтри, проводять своєчасне чищення вентиляції громадського харчування. Забруднення в повітрі кухні можуть вивести кондиціонер із ладу.

1.3. Особливості вентиляції у різних функціональних зонах

У закладах із харчоблоками використовують припливно-витяжну вентиляцію із примусовим спонуканням. Тільки така система зможе ефективно видаляти кіптяву з кухні та сигаретний дим з обідньої зали.

Устаткування для гарячих цехів

Система вентиляції у гарячому цеху побудована на роботі місцевих відсмоктувачів, витяжних парасольок. Обладнання встановлюється над джерелом випаровувань і локалізує речовини, що виділяються, пара. Локальна витяжка не

дозволяє жиру та запахам поширюватися по приміщенню.

Рис. 1.2. Приклад реалізації витяжки у гарячому цеху

Види відсмоктувачів для вентиляції громадського харчування:

- настінні;
- острівні;
- здвоєні;
- відсмоктувачі-шафи;
- відсмоктувачі-козирки;
- струминні парасольки.

Крім локальних відсмоктувачів у гарячому цеху використовуються вентильовані стелі. Спеціальна конструкція дозволяє подавати чисте повітря у певну зону та змінювати розміщення теплового обладнання без переробки всього

комплексу.

Протипожежні норми для вентиляції підприємств громадського харчування також потребують встановлення жировловлювачів . Фільтри вловлюють частинки жиру, не дозволяють їм осідати всередині повітроводу. Якщо в системі не буде такого ступеня очищення, то жирові краплі будуть накопичуватися у вентканалах , притягувати пил та створювати ризик загоряння забруднень.

Устаткування для вентиляції обідньої зали

Рис. 1.3. Повітропроводи (повітряні канали) в обідній залі

Гостьові зали ПОП обладнуються припливною та витяжною вентиляцією. Щоб не допустити потрапляння кіптяви та запахів з кухні, швидкість вхідних потоків має бути вищою, ніж вихідних. Одночасно з вентиляцією працює система кондиціювання повітря. Для створення комфортного мікроклімату в залі

використовують касетні чи настінні кондиціонери, мультизональні системи.

Устаткування для вентиляції санвузлів

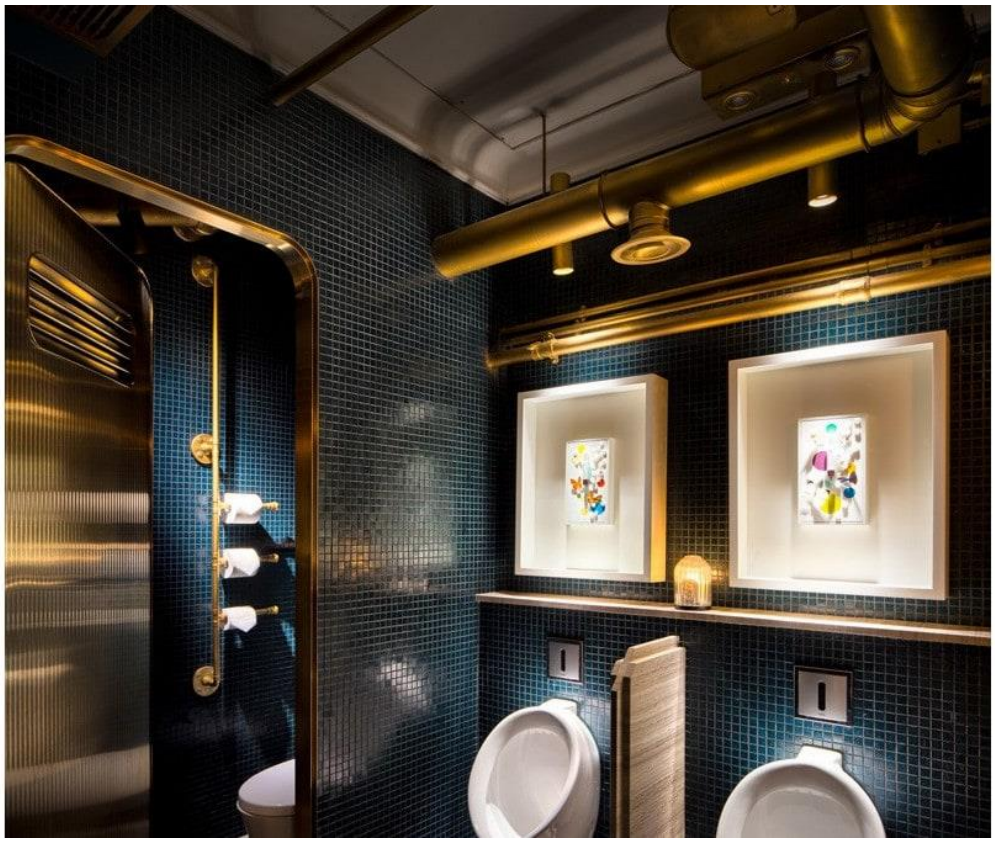

Рис. 1.4. Приклад реалізації провітрювання у санвузлі

У туалетах використовують стандартне обладнання, яке забезпечує повітрообмін не менше 50 м^3/год на кожен унітаз. У санвузлах із закритими кабінками часто застосовують датчики руху: коли всередину входить людина, включається додатковий витяжний вентилятор.

Комплектуючі для систем вентиляції громадського харчування

Комплектацію продумують під час роботи над проектом. Склад обладнання залежить від призначення, конфігурації вентиляції, кліматичних умов регіону та інших факторів.

Головні елементи:

1. Припливні вентилятори. Обладнання встановлюють усередині повітроводів. Функція пристроїв – подача свіжого повітря з вулиці до приміщень.

2. Витяжні вентилятори. Пристрої працюють на відведення забруднених мас. Вентилятор засмоктує повітря у вентканал і виштовхує його надвір.

3. Фільтри. Вентиляція у закладах громадського харчування комплектується фільтрами грубого та тонкого очищення, абсорбентами для видалення запахів, жировловлювачами тощо.

4. Калорифери . Система комплектується водяним чи електричним нагрівачем. Взимку калорифер підігріває повітря припливу до комфортної температури, а влітку - охолоджує його.

5. Вентиляційні грати. Встановлюються на входах та виходах вентканалів для захисту від сміття, комах, птахів.

6. Повітряні клапани. Пристрої підключаються до системи автоматики та блокують роботу обладнання у разі пожежної тривоги.

7. Шумоглушники. Устаткування зменшує шум від проходження повітря, роботи вентиляторів.

8. Повітропроводи . Мережа трубопроводів, якими відводиться брудне повітря і надходить свіже.

9. Повітророзподільники. Грати встановлюються на вихідному отворі вентканалу і сприяють кращому розподілу повітря припливу по приміщенню.

Залежно від вимог до вентиляції в громадському харчуванні система може доповнюватися рекуператорами тепла зволожувачами, іонізаторами та іншим допоміжним обладнанням.

1.4. Особливості проектування

Інженер-проектувальник повинен знати та правильно застосовувати вимоги СП до вентиляції громадського харчування, враховувати положення ГОСТу,

санітарних норм. Проект має вирішувати основні завдання вентилювання.

Комфорт для працівників та відвідувачів

У середовищі громадського харчування високий рівень конкуренції. Щоб підприємство було прибутковим, необхідно створювати добрі умови для людей. У курильних зонах передбачають посилену витяжку, встановлюють автоматику на підтримку температури та вологості повітря, продумують розподіл вхідних потоків тощо.

Висока енергоефективність

Сучасні інженерні системи проектують за принципом зниження енергоспоживання. Наприклад, рекуперація тепла між припливним та витяжним повітрям дозволяє скоротити витрати на нагрівання у 2-3 рази. У проекти впроваджують автоматику, пристрої із високим класом енергоефективності , використовують інші способи оптимізації витрат.

Пожежна безпека

Вентиляція громадського харчування і в житловому будинку, і в окремій будівлі повинна відповідати нормам пожежної безпеки. У вентканали встановлюють спеціальні клапани, продумують систему димовидалення .

Сумісність

Система вентиляції кафе повинна бути сумісна з мережею поруч будівлі або приміщення, що стоїть. Наприклад, при влаштуванні фудкорту в будівлі ТЦ впроваджують локальне обладнання видалення жиру . Багатоступінчаста система очищення дозволяє кухням спокійно працювати у відкритому приміщенні, не створюючи незручностей для відвідувачів.

Строки розробки проекту

Строки залежать від складності проекту. Зазвичай на підготовку документації потрібно 2-4 тижні. Точні терміни називаються після складання технічного завдання.

Вихідні дані для проектування вентиляції

Щоб розпочати роботу над проектом, інженер з'ясовує види та кількість приміщень на підприємстві, їх розміри, висоту стелі, середню чисельність відвідувачів.

Спеціаліст також вивчає документацію на обладнання. У паспортах зазначено споживану потужність, тепловиділення, розміри та інші параметри, необхідні для розрахунків.

Автономна витяжка: коли потрібний окремий проект

По СанПіН вентиляція громадського харчування повинна мати автономні гілки для наступних приміщень:

- промислові холодильники для свіжих продуктів та харчових відходів;
- зал для відвідувачів, включаючи лінію роздачі;
- виробничі цехи (можна поєднати в одну мережу): гарячі, холодні, доготівельні тощо;
- мийні;
- душові та санвузли для персоналу.

Автономна вентиляція дозволяє поділити потоки. Це найкращий варіант для підтримки комфортного мікроклімату у приміщеннях різного призначення.

Етапи проектування

Кожен інженер використовує свою методику роботи над проектом. Головне, щоб мережа відповідала нормам для вентиляції громадського харчування та

створювала оптимальні умови для людей у приміщенні.

Зазвичай робота над проектом включає такі етапи:

- збирання інформації, консультації із замовником;
- підготовка технічного завдання проектування;
- виконання розрахунків, розробка креслень, специфікацій;
- підготовка проектної документації та передача її замовнику.

Проект спрямовують на затвердження до наглядових органів. Потрібні погодження від пожежної інспекції, служби газу та інших відомств.

Особливості монтажних робіт

Вентиляційна мережа кафе, ресторанів, барів або їдалень завжди має складну конфігурацію, складається з безлічі комплектуючих, основного та допоміжного обладнання. Монтаж повинен виконуватися за проектом. Будь-яка неточність зменшить ефективність роботи.

Етапи монтажу:

- закупівля та доставка обладнання;
- розмітка та прокладка повітроводів;
- встановлення основного обладнання;
- встановлення допоміжних пристроїв;
- налаштування автоматики.

Систему запускають у робочому режимі, перевіряють коректність всіх компонентів. Після цього підписуються акти приймання-передачі. Замовник одержує вентиляційну систему, повністю готову до експлуатації.

Перевірка ефективності вентиляції

Керівник ПОП має організувати регулярний контроль роботи вентиляції. Призначаються відповідальні особи, заповнюється журнальний перевірок. Періодичність контролю – не рідше одного разу на два роки.

На всі механічні пристрої мають бути оформлені паспорти . У документі проставляються позначки про кожну перевірку обладнання.

Для контролю ефективності вентиляції залучають організації з відповідним допуском та ліцензією СРО. Підрядник повинен мати вимірювальні прилади з позначкою перевірки.

Чищення вентиляції у громадському харчуванні

На внутрішніх стінках повітроводів обладнання накопичується жир, який створює сприятливе середовище для розмноження шкідливих бактерій. Згодом із вентиляції з'являється неприємний запах. Зростають ризики отруєння відвідувачів. Щоб уникнути скарг, необхідно забезпечити своєчасне обслуговування обладнання.

Періодичність чищення вентиляції у місцях громадського харчування – не рідше одного разу на рік. Якщо підприємство не приділяє належної уваги видаленню жиру, йому загрожують штрафи з боку пожежної інспекції, Росспоживнагляду та інших організацій. Регулярне обслуговування знижує ризики. Результати очищення фіксують у документах та підтверджують санітарним висновком.

1.5. Монтаж припливно-витяжної вентиляції у студентському громадському харчуванні

Система вентиляції для громадського харчування успішно вирішує такі завдання, як висока теплонапруженість, оптимізація температури в приміщенні, забезпечує приплив свіжого кисню. Рекомендується використовувати припливно-витяжну вентиляцію з примусовим спонуканням, з місцевими відсмоктувачами та парасольками.

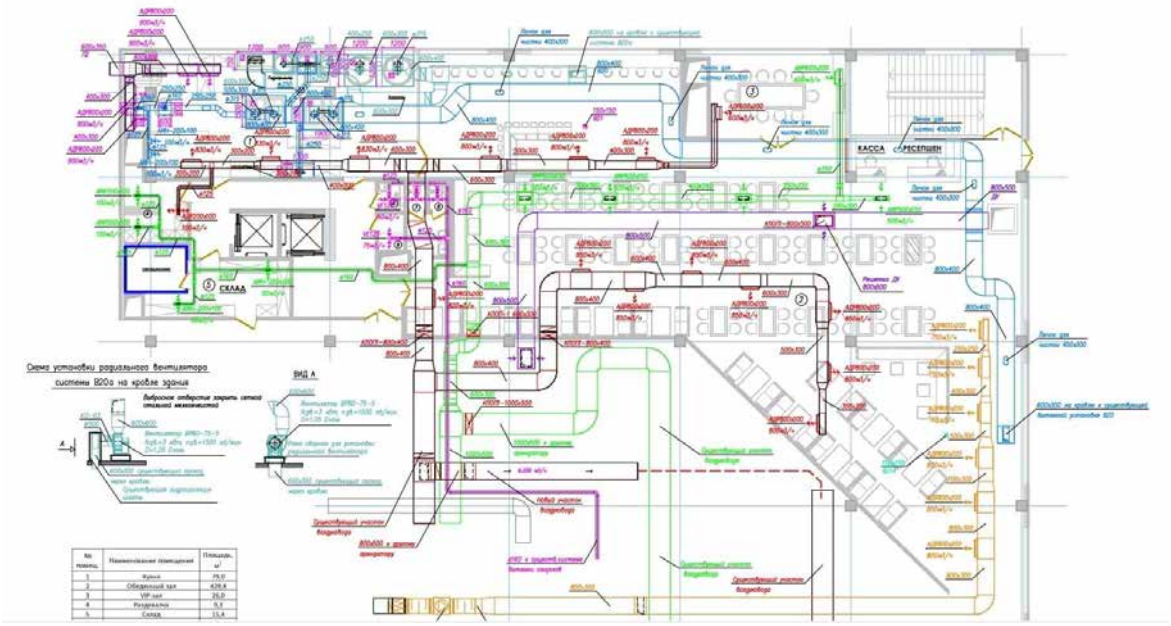

Рис. 1.5. Схема системи вентиляції

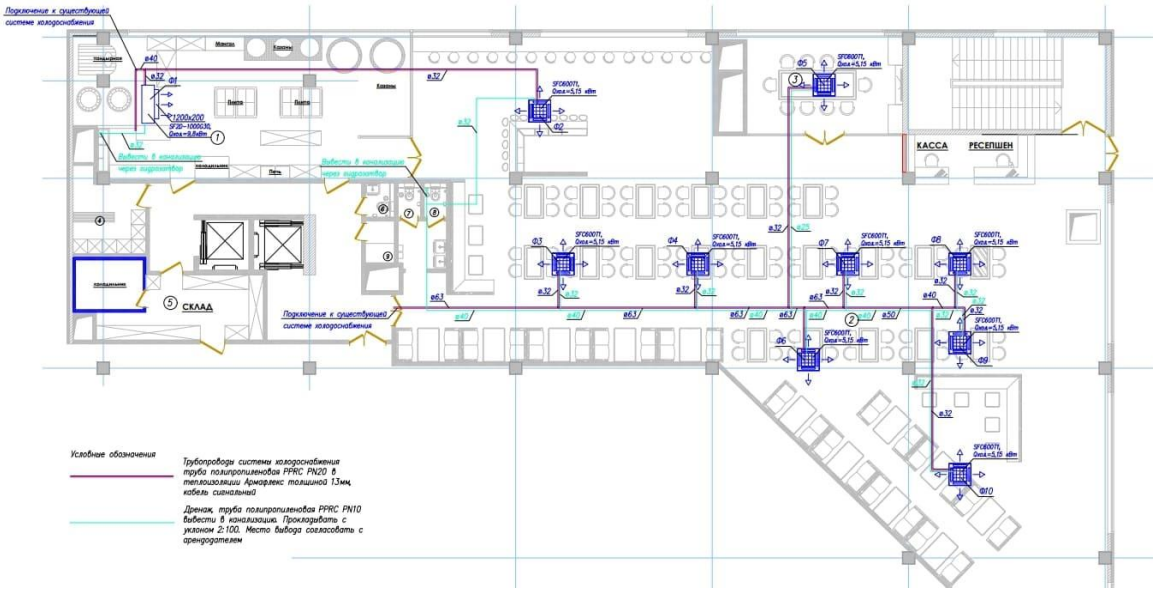

Рис. 1.6. Схема системи холодопостачання

Для підготовки якісного проекту інженери користуються професійними комп'ютерними програмами, технічними довідниками. Необхідно врахувати вимоги багатьох стандартів та досконально знати будівельні нормативи.

РОЗДІЛ 2
СКЛАДАННЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ, ВИЗНАЧЕННЯ НАДХОДЖЕНЬ ВОЛОГИ ТА ГАЗОВИХ ШКІДЛИВОСТЕЙ ДО РОЗРАХУНКОВОГО ПРИМІЩЕННЯ ЗА ПЕРІОДАМИ РОКУ

2.1. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря для теплого , перехідного та холодного періодів року

У цьому курсовому проекті розробляється загальнообмінна система вентиляції будівлі середньої школи. Основне розрахунковий приміщення спортивний зал 192 особи . Площа зали 162 м ^{2} , висота зали 5,4 м.

Джерелом теплопостачання є теплові мережі. Як теплоносія використовується вода з параметрами теплоносія 1500 ºС – 700 ºС .

Скління - подвійне в дерев'яних палітурках без сонцезахисних пристроїв при товщині скла 4-6 мм.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для заданого району будівництва, визначаються за ДСТУ [1]. При проектуванні системи загальнообмінний вентиляції для видалення надлишків тепла та вологи слід приймати для теплого та холодного періодів року розрахункові параметри за категорією А.

Таблиця 2.1

Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Періоди року	Тем-ра, ^{0} С	Тепло- утрим . кДж /кг	Віднос . Волог ., □	Бар. давл ., Р $_{бар}$	Геогр . широта, град.
Теплий	23,6	51,1	65	990	56
Перехідний	8	22,5	65	990	56
Холодний	-24	-23	65	990	56

У перехідний період для будь-якого району будівництва за розрахункові приймаються : температура зовнішнього повітря +8 ^{0} С, теплоутримання - 22,5 кДж /кг. Значення розрахункових параметрів , занесені до таблиці 2.1.

2.2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього повітря для теплого, перехідного та холодного періодів року

Розрахункові параметри внутрішнього повітря у будівлі студентської їдальні регламентовані ДБН.

Як розрахункового приміщення будівлі прийнятий обідній зал на 400 осіб .

Допустимі норми температури, відносної вологості та рухливості внутрішнього повітря в розрахунковому приміщенні громадського будівлі, що забезпечуються системами загальнообмінної вентиляції.

При виборі параметрів внутрішнього повітря необхідно враховувати , що для районів будівництва з температурою зовнішнього повітря 25 ^{0} С і нижче допустима температура внутрішнього повітря в теплий період приймається не більше 28 ^{0} С:

$$t_в = t_з + (3 \div 5) \leq 28\ ^0C, \qquad (2.1)$$

де: t_{-} температура внутрішнього повітря, ^{0} С;

$t_н$ – температура зовнішнього повітря, ^{0} С.

$$t = 23{,}6 + 3 = 26{,}6\ ^0C \leq 28\ ^0C.$$

Значення розрахункових параметрів занесено до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Розрахункові параметри внутрішнього повітря.

Періоди року	Температура , ^{0}	Відносна вологість, □	Швидкість вітру, м/с
Теплий	26,6	≤65	≤0,5
Перехідний	16	≤65	≤0,2
Холодний	16	≤65	≤0,2

2.3. Теплий період

Упорядкування теплового балансу.

Тепловий баланс складається на підставі розрахунку кількості тепла, що надходить у приміщення, що вентилюється $\sum Q_{пост.}$ і втрачається приміщенням $\sum Q_{розх.}$, внаслідок чого визначають теплонадлишки або теплонедоліки в приміщенні:

$$\Delta Q_{над} = \sum Q_{пост} - \sum Q_{расх} > 0, \quad (2.2)$$

$$\Delta Q_{над} = \sum Q_{пост} - \sum Q_{расх} < 0. \quad (2.3)$$

Тепловий баланс складається для теплого, перехідного та холодного періодів року.

Визначення надходжень тепла до приміщення.

У приміщення обідньої зали в теплий період тепло надходить від таких джерел, Вт:

$$\sum Q_{пост} = Q_{люд} + Q_{г.п} + Q_{с.рад}. \quad (2.4)$$

де: $Q_{люд}$ - теплонадходження від людей, Вт;

$Q_{г.п}$ – теплонадходження від гарячої їжі, Вт;

$Q_{с.Рад}$ - теплонадходження за рахунок сонячної радіації, через скління та покриття, Вт.

Кількість тепла, Вт, що виділяється людьми, визначається за формулою

$$Q_{люд} = Q_л = q_м \cdot n_м + q_ж \cdot n_ж, Вт, \quad (2.5)$$

де: $q_п$ - кількість повного тепла, Вт, що виділяється в залежності від температури внутрішнього повітря і характеру роботи, що виконується /1, табл. 2.1/;

n = N · 0.7 = 400 · 0.7 = 280 чол - кількість чоловіків і жінок одночасно перебувають у приміщенні.

$$Q_{люд} = 93\ 140 + 93 \cdot 140 \cdot 0{,}85 = 24087\ Вт.$$

Кількість тепла, Вт, що надходить у приміщення в теплий період року за рахунок сонячної радіації через світлові отвори та покриття, визначають за формулою:

$$Q_{с.рад} = Q^{ост} + Q^{покр}, \quad (2.6)$$

де: $Q^{ост}$ - теплонадходження через засклені світлові отвори, Вт;

$Q^{покр}$ - теплонадходження через покриття, Вт.

Теплопоступ через скління.

$$Q_{ост} = q_с F_з k_{оп}, \quad (2.7)$$

де: q_c - тепловий потік, що надходить через 1м ^{2} скла освітленого сонцем;

$$q_c = (q_{п.} + q_{р.})\ До_1\ До_2; \quad (2.8)$$

F_c - площа світлових прорізів, м ^{2};

$k_{оп}$ - коефіцієнт проникнення сонячної радіації через заповнення світлового отвору.

$q_{п.}$, $q_{р.}$ - надходження тепла, Вт/м ^{2} відповідно від прямої та розсіяної сонячної радіації в липні через вертикальне скління світлового прорізу, залежно від географічної широти місця будівництва, орієнтації скління та розрахункової години;

$К_1$ - коефіцієнт, що враховує затемнення скління палітурками та забруднення атмосфери;

$К_2$ - коефіцієнт, що враховує забруднення скла.

Отримані значення заносяться до таблиці 3.

Теплопоступлення через покриття:

$$Q_{покр} = (q_{про} + \beta A_q) \cdot F, \quad (2.9)$$

Де: $q_{про}$ - середньодобове надходження тепла до приміщення, Вт/м ^{2};

β - коефіцієнт для різних годин доби /1, табл. 2,20/;

A_q - амплітуда коливань теплового потоку, Вт/ ^{м2};

F - площа покриття, ^{м2}.

$Q_{покр}$ не рахуємо через не збіг МАХ надходження тепла через покриття та скління.

Надходження тепла в приміщення через покриття вибирається виходячи з максимального теплонадходження в години роботи приміщення.

Кількість тепла, Вт, що надходить у приміщення у теплий період року від

гарячої їжі визначають за формулою:

$$\sum Q_{пост} = 25 \cdot n \cdot \tau \qquad (2.10)$$

$$\sum Q_{пост} = 25 \cdot 280 \cdot 0.3 = 2100 \text{ Вт}$$

Таблиця 2.3

Розрахунок сонячної радіації через покриття

Розрахункова величина	Орієнтація	Час зайнятості приміщення									
		7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17
1	***2***	***3***	***4***	***5***	***6***	***7***	***8***	***9***	***10***	***11***	***12***
$q_{п.} + q_{р}$	Схід	669	618	469	269	104	54	50	48	47	41
K_1		0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
K_2		0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
$k_{оп}$		35,2	35,2	35,2	35,2	35,2	35,2	35,2	35,2	35,2	35,2
$F_з$		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
$Q_{зуст}$		6543	6045	4587	2630	1017	528	489	469	460	401

де τ= 0.3 тривалість прийому їжі

Сумарні теплонадходження у теплий період становитимуть:

$$\sum Q_{пост} = 24087 + 6543 + 2100 = 32730 \text{ Вт.}$$

Надходження вологи до приміщення.

Надходження вологи в приміщення відбувається в результаті випаровування з поверхні шкіри та дихання людей, випаровування з вільної поверхні, випаровування з вологих поверхонь матеріалів та виробів.

Кількість вологи, що надходить у приміщення, визначають виходячи з аналізу можливих джерел вологовиділень. Для обідньої зали надлишки вологи будуть складатися з вологовиділень людей та гарячої їжі, кг/год.

$$\Delta W_{над} = W_{люд} + W_{г.п}, \text{ кг/год}; \quad (2.11)$$

де $W_{люд}$ - кількість вологи, що виділяється людьми, кг/год;

Кількість вологи, що виділяється людьми, кг/год визначається за формулою:

$$W_{люд} = g_{чол}\, n \quad (2.12)$$

$$W_{люд} = 50 \cdot 140 + 50 \cdot 140 \cdot 0{,}85 = 12950 \text{ г / год}$$

де $g_{чол}$ - вологовиділення однією людиною, г/ч, що залежить від характеру виконуваної роботи та температури внутрішнього повітря;

n - кількість людей, що одночасно перебувають у приміщенні, дорівнює 280.

Кількість вологи, що виділяється від гарячої їжі кг/год, визначається за такою формулою:

$$W_{г.п} = 0{,}022 \cdot n \cdot \tau \quad (2.13)$$

$$W_{г.п} = 0{,}022 \cdot 280 \cdot 0{,}3 = 1{,}85 \text{ кг/год}$$

де τ= 0.3 тривалість прийому їжі

$$\Delta W_{вол} = 12{,}95 + 1{,}85 = 14{,}8 \text{ кг/год.}$$

Надходження газових шкідливостей.

Основною газовою шкідливістю в приміщеннях громадських будівель є вуглекислий газ $_2$, що виділяється при диханні людьми.

Кількість CO_2 $M з_в$ г/год, визначається за формулою:

$$M_c = m_c \cdot n \tag{2.14}$$

$$M_c = 23 \cdot 140 + 23 \cdot 140 \cdot 0{,}85 = 5957 \text{ л/год};$$

де m_{co} - кількість CO_2 , що виділяється однією людиною в залежності від характеру виконуваної роботи ;

n - кількість людей, що одночасно перебувають у приміщенні.

2.4. Перехідний період

Упорядкування теплового балансу.

Визначення надходжень тепла до приміщення.

У приміщення у перехідний період тепло надходить від таких джерел, Вт:

$$\sum Q_{пост} = Q_{люд} + 0{,}5 \cdot Q_{с.\,рад} + Q_{г.п} \tag{2.15}$$

де: $Q_{люд}$ - теплонадходження від людей, Вт;

$Q_{с\,.Рад}$ - теплонадходження за рахунок сонячної радіації, через скління та покриття, Вт.

$Q_{г.п}$ - теплонадходження від гарячої їжі, Вт.

$$Q_{люд} = 145 \cdot 140 + 145 \cdot 140 \cdot 0{,}85 = 37555, \text{ Вт.}$$

Тепловступлення від гарячої їжі, Вт:

$$\sum Q_{пост} = 25 \cdot n \cdot \tau \tag{2.16}$$

$$\sum Q_{пост} = 25 \cdot 280 \cdot 0.3 = 2100 \text{ Вт}$$

Сумарні теплонадходження у перехідний період становитимуть:

$$\sum Q_{пост} = 37555 + 0,5 \cdot 6543 + 2100 = 42926 \text{ Вт.}$$

Втрата тепла

У перехідний період втрати тепла складаються з тепловтрат через зовнішні огородження:

$$\sum Q_{расх} = Q_{т.п.}^{п.п} + Q_{інф} \text{ Вт.} \quad (2.17)$$

Розрахунок ведеться згідно з ДБН.

Отримані значення при розрахунку втрат тепла через зовнішні огородження зведені в таблицю 2.4.

Необхідний опір теплопередачі для зовнішніх стін:

$$R_{о.нс} = n(t_в - t_н) / (\underline{\wedge} t_н \cdot \alpha_в) \quad (2.18)$$

$$R_{о.нс} = 1(16 + 24) / (4,5 \cdot 8,7) = 1,328, \text{ м}^2\,^oC/\text{Вт.}$$

Необхідний опір теплопередачі для стельового перекриття становить:

$$R_{о.пт} = n(t_в - t_н) / (\underline{\wedge} t_н \cdot \alpha_в) \quad (2.18)$$

$$R_{о.пт} = 1(18 + 24) / (4 \cdot 8,7) = 1,494, \text{ м}^2\,^oC/\text{Вт.}$$

Необхідний опір теплопередачі для вікон:

$$R_{о.до} = 0,44 \text{ м}^2\ °C/\text{Вт.} \quad (2.19)$$

Потрібний опір теплопередачі для дверей становить:

$$R_{о.до} = 0,6 \cdot R_{о.нс} \quad (2.20)$$

$$R_{о.до} = 0,6 \cdot 1,328 = 0,797, м^2\ °C\ /Вт.$$

Втрати тепла через зовнішні огорожі визначаються:

$$Q = (t_в – t_з) \cdot k \cdot F \cdot n \cdot (1+\Sigma\beta), Вт; \quad (2.21)$$

Таблиця 2.4

Втрати тепла через зовнішні огорожі

	Найменування				$(t_в - t_н)n$	k	Додаткові втрати			1+ Σβ	Тепловтрати , Вт
	Зовнішні огорожі	Орієнт.	Розмір	Площа			Орієнтація	Інф.	Вхідні двері		
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*	*11*	*12*
Обідній зал	НС	У	24,4 * 4,2-52,5	50	40	1	0,1	0	-	1,10	847,0
	НС	З	20,6 * 4,2-22	22,4	40	1	0,1	0	-	1,10	379,5
	14ТО	У	14*1,5*2,5	56,5	40	1	0,1	0,08	-	1,18	5338,9
	4 ТО	З	4*2,2*2,5	22	40	1	0,1	0,08	-	1,18	2078,9
	Пт		24,4 * 20,6	502,6	40	0,6	0	0	-	1,00	4113,3
											12758

Тепловтрати в перехідний період визначаються перерахунком та становлять:

$$Q_{т.п.}^{п.п.} = Q_{т.п.} \cdot (t_в - t_n^{n.n.}) / (t_в - t_{н.р.о}) \quad (2.22)$$

$$Q_{т.п.}^{п.п} = 12758\ (18-8) / (16 +24) = 2552\ Вт.$$

Тепловлишки приміщення складають:

$$Q_{над} = \sum Q_{пост} - \sum Q_{розх} \quad (2.23)$$

$$Q_{над} = 42926 - 2552 - 402,5 = 39972 \text{ Вт.}$$

Надходження вологи до приміщення.

$$\Delta W_{над} = W_{люд,} + W_{г.п} \text{ кг/год;} \quad (2.24)$$

де $W_{люд}$ - кількість вологи, що виділяється людьми, кг/год;

$W_{г.п_}$ - кількість вологи, що виділяється гарячою їжею, кг/год

Кількість вологи, що виділяється людьми, кг/год визначається за формулою:

$$W_{люд} = g_{чол} \cdot n \quad (2.25)$$

$$W_{люд} = 40 \cdot 140 + 40 \cdot 140 \cdot 0,85 = 10360 \text{ г / год;}$$

Кількість вологи, що виділяється від гарячої їжі кг/год, визначається за такою формулою:

$$W_{г.п} = 0,022 \cdot n \cdot \tau \quad (2.26)$$

$$W_{г.п} = 0,022 \cdot 280 \cdot 0,3 = 1,85 \text{ кг/год}$$

$$\Delta W_{над} = 10.36 + 1.85 = 12.21 \text{ кг/год.}$$

Надходження газових шкідливостей.

$$M_{с} = m_{с} \cdot n \quad (2.27)$$

$$M_{с} = 23 \cdot 140 + 23 \cdot 140 \cdot 0,85 = 5957, \text{ л/год;}$$

2.5. Холодний період

Упорядкування теплового балансу.

Визначення надходжень тепла до приміщення.

У приміщення в холодний період тепло надходить від джерел, Вт:

$$\sum Q_{пост} = Q_{люд} + Q_{с.о} + Q_{в.о} + Q_{г.п} \quad (2.28)$$

де: $Q_{люд}$ - теплонадходження від людей, Вт;

$Q_{в.о}$ – теплонадходження від штучного освітлення, Вт.

$Q_{г.п}$ - теплонадходження від гарячої їжі, Вт.

$Q_{с.о.}$ - теплонадходження від системи опалення, Вт.

$$Q_{люд} = 145 \cdot 140 + 145 \cdot 140 \cdot 0{,}85 = 37555, \text{ Вт.}$$

Теплонадходження від джерел штучного освітлення, Вт, визначається за формулою:

$$Q_{позов.осв} = E \cdot F \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв},, \quad (2.29)$$

де :

E - освітленість, лк;

F - площа підлоги приміщення, м ^{2};

$q_{осв}$ - питомі тепловиділення, Вт/м ^{2} лк;

$\eta_{осв}$ - частка тепла, що надходить у приміщення. Т.к. світильники розташовані відкрито, все тепло передається повітрі приміщення, тобто. $\eta_{осв}$ =1

$$Q_{позов.осв} = 200 \cdot 502{,}6 \cdot 0{,}077 \cdot 0.8 = 8748 \text{ Вт}$$

Тепловступлення від гарячої їжі, Вт:

$$\sum Q_{пост} = 25 \cdot n \cdot \tau \quad (2.30)$$

$$\sum Q_{пост} = 25 \cdot 280 \cdot 0.3 = 2100 \text{ Вт}$$

В обідньому залі система опалення працює цілодобово. При цьому тепловтрати обідньої зали компенсуються системою опалення.

Сумарні теплонадходження в холодний період становитимуть:

$$\sum Q_{пост} = 37555 + 8748 + 2100 + 12758 = 61161 \text{ Вт.}$$

Втрата тепла.

У холодний період втрати тепла складаються з тепловтрат через зовнішні огородження:

$$\sum Q_{расх} = Q_{т.п.}^{х.п.} + Q_{інф} = 14\ 770 \text{ Вт.}$$

Тепловлишки приміщення складають:

$$Q_{над} = \sum Q_{пост} - \sum Q_{розх} \quad (2.31)$$

$$Q_{над} = 61161 - 14770 = 46391 \text{ Вт.}$$

Надходження вологи до приміщення.

$$\Delta W_{над} = W_{люд,} + W_{г.п} \text{ кг/год;} \quad (2.32)$$

де $W_{люд}$ - кількість вологи, що виділяється людьми, кг/год;

$W_{г.п}$ _ - кількість вологи, що виділяється гарячою їжею, кг/год

Кількість вологи, що виділяється людьми, кг/год визначається за формулою:

$$W_{люд} = g_{чол} \cdot n \quad (2.33)$$

$$W_{люд} = 40 \cdot 140 + 40 \cdot 140 \cdot 0{,}85 = 10360 \text{ г / год};$$

Кількість вологи, що виділяється від гарячої їжі кг/год визначається за формулою:

$$W_{г.п} = 0{,}022 \cdot n \cdot \tau \quad (2.34)$$

$$W_{г.п} = 0{,}022 \cdot 280 \cdot 0{,}3 = 1{,}85 \text{ кг/год}$$

$$\Delta W_{над} = 10.36 + 1.85 = 12.21 \text{ кг/год.}$$

Надходження газових шкідливостей.

$$M_c = m_c \cdot n \quad (2.35)$$

$$M_c = 23 \cdot 140 + 23 \cdot 140 \cdot 0{,}85 = 5957, \text{ л/год};$$

Теплонапруженість приміщення.

Теплонапруженість приміщення залежить від теплонадлишків та обсягу приміщення, і визначається:

$$q = Q_{над} / V_{пом}, \text{ Вт / м}^3 \quad (2.36)$$

Отримані значення теплонадходжень, втрат тепла та теплонапруженості занесені до таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

Таблиця теплового балансу

Приміщення	Період	$t_{в}$, °С	Надходження тепла, Вт						Втрати, Вт			$Q_{над}$, Вт	q, Вт/м^3
			$Q_{люд}$	$Q_{в.о}$	$Q_{с.р}$	$Q_{с.о.}$	$Q_{г.п}$	$\sum Q_{пост}$	$Q_{т.п.}$	$Q_{інф.}$	$\sum Q_{расх}$		
1	2	3	4	5	6	7		8		9	10	11	12
Зал засідань	ТП	26.6	24087 15022	-	6543	-	2100	32730	-	-	-	32730 23665	13,8
	ПП	16	37555 30044	-	3271	-	2100	42926	2552	403	2955	39972 32461	18,99
	ХП	16	37555 30044	8748	-	12758	2100	61161	12758	2012	14770	46391 38880	22,7

Таблиця 2.6

Зведена таблиця тепло- волого - газовиділень розрахункового приміщення їдальні

Період року	$Q_{над}$	$\Delta W_{над}$	$M_{зі}$
ТЕПЛИЙ	32730	14,8	5957
ПЕРЕХІДНИЙ	39972	12,21	5957
ХОЛОДНИЙ	46391	12,21	5957

РОЗДІЛ 3
РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОГО ПОВІТРООБМІНУ В ПРИМІЩЕННЯХ БУДІВЛІ

3.1. Розрахунок повітрообміну

Необхідна продуктивність систем повітрообмінної вентиляції - повітрообмін визначається розрахунком з умови асиміляції надлишків тепла, вологи та розчинення вуглекислого газу $_2$. Для цього складається система рівнянь – рівняння теплового балансу повітря та рівняння балансу шкідливостей.

У випадках влаштування тільки повітрообмінних систем припливно-витяжної вентиляції, що характерно для приміщень громадських будівель, необхідний повітрообмін, кг/год визначається за формулами:

для боротьби з надлишками повного тепла:

$$G_Q = \Delta Q_{над} / (I_у - I_п), \quad (3.1)$$

для боротьби з вологонадлишком :

$$G_w = \Delta W / (d_у - d_п) \cdot 10^3 , \quad (3.2)$$

для боротьби з газовими шкідливостями (CO_2):

$$G_{co} = M_{co} / (К_у - К_п), \quad (3.3)$$

де $I_у$, $t_у$, $d_у$ - параметри повітря, що видаляється з приміщення системою загальнообмінної витяжної вентиляції;

$I_п$, $t_п$, $d_п$ - Параметри припливного повітря.

Значення для припливного і повітря, що видаляється, визначаються після побудови процесів на I - d діаграмі, в залежності від прийнятої схеми організації повітрообміну.

Санітарні норми встановлюють мінімальну кількість зовнішнього повітря, яке потрібно подавати до приміщення однією людину. Її значення набувають за вимогами відповідних глав СНиП: для обідньої зали (розрахункове приміщення) - 20 м ^{3} /год на 1 особу.

Повітрообмін, необхідний одночасної асиміляції надлишків тепла і вологи, розраховують графоаналітичним способом по I - d діаграмі.

Розрахунок повітрообміну та побудова процесів виконується для трьох періодів року, при цьому враховуються надлишки повного тепла.

3.2 Теплий період

Вихідні дані:

$\Delta Q_{над}$ = 32730 Вт;

$\Delta W_{над}$ = 14,8 кг/год;

M_{c2} = 5957 л/год.

У приміщення подається зовнішнє повітря, причому параметри зовнішнього повітря т.зв. відповідають параметрам припливу.

1. т.Н (dн=10,9 г/кг; tн=23,6 °С; Iн=51,0 кДж/кг; φ= 60%).
2. т.Н = т.П.
3. $\varepsilon_{т.п.} = \Delta Q_{изб} \cdot 3,6 / \Delta W_{изб} = 32730 \cdot 3,6 / 14,8 = 7961$ кДж/кг.
4. Через т.Н → $\varepsilon_{т.п.}$.
5. εт.п. пересікається з tв=26,60С → т.В (Iв=55,8; dв=11,4;).
6. $Grad_t$ = 1,1,°С; $t_у = t_в + Grad_t (H - h_{рз}) = 26,6 + 1,1 \cdot (3,4-1,9) = 28,2$°С.
7. т.У ($I_у$=56,8; $d_у$=12,0;).
8. Необхідний повітрообмін по теплу та волозі складе:

$G_Q = 32730 \cdot 3,6 / (55,8-51,0) = 25070$ кг/год.

$G_W = 14,8 \cdot 10^3 / (11,4-10,8) = 24667$ кг/год.

9. Нев'язка складає:

$(25070 - 24667) / 25070 \cdot 100\% = 1,6\% < 5\%$.

10. Необхідний повітрообмін газових шкідливостей:

$G_{co} = M_{co} / (K_у - K_п) = 5957/(1,25 - 0,5) = 7943$ м^3/год;

де: $K_у$ - концентрація вуглекислого газу в повітрі, що видаляється;

$K_п$ - концентрація вуглекислого газу приточному повітрі.

За розрахунковий повітрообмін у теплий період приймається повітрообмін за надлишками вологи:

$$G_Q = 2\ 5070 \text{ кг/год.} \quad (3.4)$$

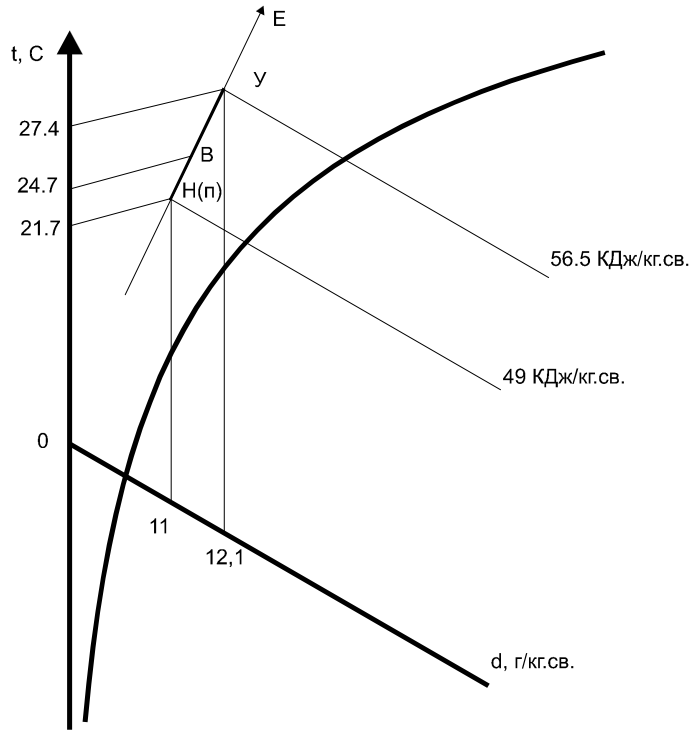

Рис. 3.1. I-d діаграма вологого повітря у теплий період року

3.3 Перехідний період

Вихідні дані:

$\Delta Q_{над} = 39972$ Вт;

$\Delta W_{над} = 12.21$ кг/год;

$M_{c2} = 5957$ л/год.

Зважаючи на те, що в обідній залі є значні теплонадлишки , повітрообмін у перехідний період вирішується за прямим завданням.

1. т.Н ($d_н$=5,17 г/кг; $t_н$= 8 °С; $I_н$= 22,5 кДж/кг).
2. $\Delta d = d_у - d_н = \Delta W_{изб} \cdot 10^3 / G_н^{тр} = 12210/25070 = 0,49$.
3. $d_у = d_н + \Delta d = 5,17 + 0,49 = 5,66$ г/кг.
4. $t_у = t_в + Grad_t (H - h_{рз}) = 16+1,1 \cdot (3,4-1,9) = 16,95\ ^0C$.
5. $d_у$ пересікається з $t_у \rightarrow$ т.У.
6. $\varepsilon_{т.п.} = 39972 / 12,21 = 11785$ кДж/кг.
7. Через т.У $\rightarrow \varepsilon_{х.п.}$.
8. На перетині $\varepsilon_{х.п}$ і $d_н$=5,17 виходить т.п.
9. т.П (tп= 11,50С; Iп=24,7 кДж/кг; dп=5,17 г/кг).

3.4 Холодний період

У холодний період розрахунок провадиться за зворотним завданням. За розрахунковий повітрообмін приймається найбільший повітрообмін у теплий період.

Вихідні дані:

$\Delta Q_{над} = 46391$ Вт;

$\Delta W_{над} = 12,21$ кг/год;

$G_{розрахунки} = G_Q^{тп} = 25070$ кг/год.

1. т.Н (dн=0,25 г/кг; tн= -24 °С; Iн= -23 кДж/кг).
2. $\Delta d = d_у - d_н = \Delta W_{изб} \cdot 10^3 / G_н^{тр} = 12210/25070 = 0,49$.

3. $d_у = d_н + \Delta d = 0,4 + 0,49 = 0,9$ г/кг.

4. $t_у = t_в + Grad_t\ (H - h_{рз}) = 16 + 1,1 \cdot (3,4 - 1,9) = 16,95\ ^0C$.

5. $d_у$ пересікається з $t_у \rightarrow$ т.У.

6. $\varepsilon_{х.п.} = 46391 / 12,21 = 13676$ кДж/кг.

7. Через т.У $\rightarrow \varepsilon_{х.п.}$

8. На перетині $\varepsilon_{х.п}$ і $d_н$=0,25 виходить т.п.

9. т.п (tп = 11,20 ° С; Iп = 14,6 кДж / кг; dп = 0,9 г/кг).

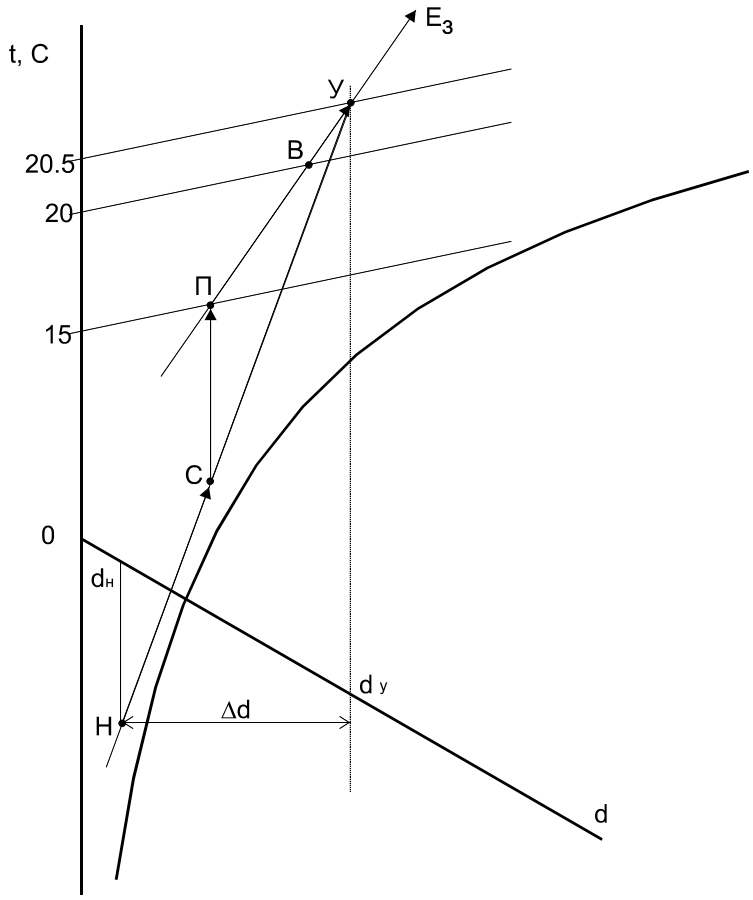

Рис. 3.2. I-d діаграма вологого повітря у холодний період року

$$G_{розрахунки} = G_Q^{тп} = 25070 \text{ кг/год.}$$

3.5. Складання повітряного балансу

Виходячи з необхідного повітрообміну визначається розрахунковий повітрообмін в приміщенні, що розраховується .

Розрахунковий повітрообмін за припливом становить:

$$L_{п} = G_{розрах} / \rho_{п} = 25070 / (353 / (273 + 23,6)) = 21067 \text{ м}^3/\text{год}; \quad (3.5)$$

де: $\rho_{п}$ - щільність повітря при температурі припливного повітря в розрахунковий період.

Кратність повітрообміну припливом становить:

$$К_{п} = L_{п} / V = 21067/1708,8 = 12,3 \text{ 1/год}; \quad (3.6)$$

де К - нормативна кратність повітрообміну, яка залежить від призначення приміщення, 1/год;

V = 1708,8 м^3 - Об'єм приміщення.

Розрахунковий повітрообмін по витяжці складає:

$$L_{в} = G_{розрах} / \rho_{tв} \quad (3.7)$$

$$L_{в} = 25070 / (353 / (273 + 26,6)) = 21277 \text{ м}^3/\text{год};$$

Кратність повітрообміну з витяжки становить:

$$К_{в} = L_{в} / V \quad (3.8)$$

$$К_{в} = 21277 / 1708,8 = 12,45, \text{ 1/год}.$$

Результати розрахунків повітрообміну по припливу та витяжці для всіх приміщень зводяться до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Повітрообмін

№	Найменування приміщень	Розмір приміщень	Кратність		Розрахунковий повітрообмін у приміщеннях	
		V, м ^{3}	$К_п$	$К_в$	Приплив, м^3/год	Витяжка, м^3/год
1	***2***	***3***	***4***	***5***	***6***	***7***
	2 поверх					
45	Обідня зала на 400 год	1708	12,3	12,45	21067	21277
46	Мийний столовий посуд.	234,9	4	6	939,6	1409
47	Гарячий цех	551,8	3,8	3,9	2096	2152
48	Мийний кухонний посуд	90,4	4	6	361,6	542,4
49	Холодний цех	47,8	0,17	0,17	8,1	8,1
50	Допоміжний цех	61,2	9,9	18,4	606	1126
51	Цех борошняних виробів	154,9	3	4	464,7	619,6
52	Приміщення для різання хліба	38,4	1	1	38,4	38,4
53	Приміщення зав. виробом	21,96	1	1	21,9	21,9
54	Кімната для підрахунку монет	19,3	1	1	19,3	19,3
55	Радіовузол	22,3	1	1	22,3	22,3
56	Комора прибирального інв-ря	8,2	-	2	-	16,4
57	Приміщенняперсоналу	73,1	-	2	-	146,2
58	Цех обробки зелені	32,13	3	4	96,4	128
59	Хім. обробка	56	3	4	168	224
60	Бактеріологічна лаб-а	46,9	3	4	140,7	187,6
61	Середоварка	39,7	1	1	39,7	39,7
62	Комора інв-ря	48,2	-	2	-	96
63	Санвузли для персоналу	21,2	-	9,5	-	200
64	Підсобні приміщ . Буфета	33	-	1	-	32,9

Продовження таблиці 3.1.

65	Охл . камера буфета	18,3	0,17	0,17	3,1	3,1
67	Коридори	263,6	-	-	-	-
					25766	27429

Для будівлі в цілому визначаються сумарні повітрообміни з припливу та витяжки. Різницю між сумарними притоком і витяжкою називають «дисбаланс». Дисбаланс = 27429-25766 = 1663. Так як величина дисбалансу негативна, для отримання нульового балансу цю різницю падаємо в тамбури і коридори.

РОЗДІЛ 4
АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПОВІТРОВОДІВ

4.1. Спосіб організації повітрообміну у приміщенні

У проектованій будівлі студентської їдальні влаштовується одна припливна та дві витяжні системи вентиляції з механічним спонуканням, і одна система з природною витяжкою.

Припливна система П-1 подає повітря в обідню залу. Вентиляційна камера для припливної системи П-1 розташована на другому поверсі будівлі. В обідньому залі обладнається припливна система, для подачі повітря в приміщення, припливними гратами РР. Так як в обідню залу подається велика кількість повітря, то на магістральному повітроводі, ближче до вентилятора, передбачається встановлення шумоглушника.

Витяжна система В-1 призначена для видалення повітря з обіднього залу, а витяжна система В-2 призначена для видалення повітря: з мийної їдальні та кухонного посуду та гарячого цеху. Вентиляційна камера для витяжних систем системи В-1 та В-2 розташовується на третьому поверсі будівлі. Для забору повітря із приміщень у повітроводах влаштовуються грати Р.

Природна витяжна система ВЕ-1 обслуговує кабінет зав. виробництвом і через канал у перекритті викидається в атмосферу.

При переміщенні повітря в системах вентиляції відбувається втрата енергії, яка зазвичай виявляється у перепадах тиску повітря на окремих ділянках системи та в системі загалом.

Мета аеродинамічного розрахунку повітроводів зводиться:

1. До визначення розмірів поперечного перерізу повітроводів на різних ділянках;

2. До підрахунку втрат тиску мережі на подолання опорів;
3. До ув'язування втрат тиску у відгалуженнях.

Перш ніж розпочати розрахунок, викреслюється аксонометрична схема системи із зазначенням у ньому всіх елементів мережі, у яких виникають втрати (решітки, повороти, трійники тощо.).

Аеродинамічний розрахунок вентиляційної системи і двох етапів: розрахунку ділянок основного напрями - магістралі та ув'язки решти ділянок системи. Розрахунок ведеться у такій послідовності.

1. Визначаю навантаження окремих розрахункових ділянок. Для цього систему розбивають окремі ділянки. Розрахункова ділянка характеризується постійною витратою повітря. Межами між окремими ділянками є трійники. Розрахункові витрати на ділянках визначають підсумовуванням витрат на окремих відгалуженнях, починаючи з периферійних ділянок. Значення витрати, номер та довжини кожної ділянки вказуються на аксонометричній схемі.

2. Вибираємо основний (магістральний) напрям, для чого виявляємо найбільш протяжний і найбільш навантажений ланцюжок послідовно розташованих розрахункових ділянок.

3. Нумерацію ділянок магістралі починають із найвіддаленішого від вентилятора, і визначають на них витрату повітря та довжину. Витрата, довжину та результати наступних розрахунків заносяться до таблиці аеродинамічного розрахунку таблиця 7.

4. Розміри перерізу розрахункових ділянок визначають, задаючись швидкістю руху повітря. Рекомендована швидкість руху повітря в повітроводах встановлюється з економічних міркувань. Малі швидкості викликають менші втрати тиску, але вимагають більшої витрати металу на димарі. А великі швидкості знижують капітальні витрати на повітропроводи, але збільшують експлуатаційні витрати на електроенергію, що йде на подолання зростання опору в повітроводах.

Рекомендовані значення швидкостей приймаються: до 8 м/с – у магістралях, до 5 м/с – у відгалуженнях.

4.2. Розрахунок повітроводів

Приклад розрахунку частки 1 П1. Орієнтовну площу поперечного перерізу, м ^{2} приймаю за формулою:

$$F = L / (3600 \cdot V_{рек}) \quad (4.1)$$

$$F = 4214 / (3600 \cdot 5) = 0{,}23 \text{ м}^2;$$

де L - розрахункова витрата повітря на ділянці 1 м^3/год;

$V_{рек}$ - рекомендована швидкість руху повітря на ділянках вентиляційних систем.

5. Фактична швидкість, м/с, визначається з урахуванням площі перерізу прийнятого стандартного повітроводу:

$$V_{фак} = L / (3600 \cdot F_{ф}) \quad (4.2)$$

$$V_{фак} = 4214 / (3600 \cdot 0{,}25) = 4{,}7 \text{ м / с};$$

6. Виходячи з отриманої швидкості та діаметра визначається динамічний тиск та питомі втрати тиску на тертя по [5]. Оскільки повітроводи прямокутні з розмірами a·b розрахунок проводиться за еквівалентним за швидкістю діаметром :

$$d_{ev} = 2 \cdot a \cdot b / (a+b) \quad (4.3)$$

$$d_{ev} = 2 \cdot 500 \cdot 500 / (500+500) = 500 \text{ мм};$$

де a , b - розміри прямокутного повітроводу, мм.

7. Втрати тиску у місцевих опорах ділянок залежать від суми коефіцієнтів місцевого опору та динамічного тиску. Коефіцієнти місцевого опору ділянок наведено у таблиці 4.

8. Загальні втрати тиску дільниці рівні сумі втрат тертя й у місцевих опорах.

9. Далі визначаються суми втрат тиску всіх ділянках від початку магістралі.

10. Розрахунок втрат у відгалуженнях зводиться до ув'язування суми втрат тиску в вузлових точках, загальних для магістралі та відгалуження. Нев'язка тиску у вузлах не повинна перевищувати 10%:

$$\% = (\Delta P_{маг}^{расп} - \Delta P_{отв}) / \Delta P_{маг}^{расп} \cdot 100 \leq 10, \qquad (4.4)$$

де $\Delta P_{маг}^{расп}$ - наявні втрати тиску по магістралі до розгалуженого відгалуження (вузлової точки);

$\Delta P_{отв}$ - втрати тиску на ділянці відгалуження.

Таблиця 4.1

Аеродинамічний розрахунок повітроводів

№ дільниця	Витрата повітря L	Довжина часка l	Швидкість V	Розміри в-так			Питомі втрати R	n	Втрати на тертя R·l·n	Дінам. тиск . P_v	Сума кмс $\sum\xi$	Втрати у місцях. спр $\sum\xi \cdot P_v$	Загальні втрати $R \cdot l \cdot n + \sum\xi \cdot P_v$	$\sum(R \cdot l \cdot n + \sum\xi \cdot P_v)$
				d	А х Б	F								
	$м^3$/год	м	м/с	мм	мм	$м^2$	Па/м		Па	Па		Па	Па	Па
1	***2***	***3***	***4***	***5***	***6***	***7***	***8***	***9***	***10***	***11***	***12***	***13***	***14***	***15***
П-1														
1	4214	21,3	4,7	500	500х500	0,25	0,433	1	9,22	12,7	5,3	67,3	76,5	76,5
2	8428	6	5,8	615	500х800	0,4	0,516	1	3,09	20	0,45	9	12,1	88,6
3	12642	6	5,9	750	600х1000	0,6	0,411	1	2,5	20,1	3	60,3	62,8	151,4
4	16856	6	7,8	750	600х1000	0,6	0,71	1	4,3	36,5	0,45	16,4	20,7	172,1
5	21076	30,5	7,8	810	600х1250	0,75	0,662	1	20,2	36,7	2,4	88,1	108,3	280,4
6	4214	15	4,7	500	500х500	0,25	0,433	1	6,5	12,7	4,1	52	58,5	-

Продовженя таблиці 4.1

7	4214	15	4,7	500	500x500	0,25	0,433	1	6,5	12,7	0,3	3,8	10,3	-
8	4214	15	4,7	500	500x500	0,25	0,433	1	6,5	12,7	1,5	19,1	25,6	-
9	4214	15	4,7	500	500x500	0,25	0,433	1	6,5	12,7	1,1	13,97	20,5	-
В-1														
1	2660	21	4,6	400	400x400	0,16	0,576	1	12,1	12,7	3,85	48,9	61	61
2	5320	6	6	500	500x500	0,25	0,715	1	4,3	21,6	0,4	8,6	12,9	73,9
3	7980	6	7,3	545	500x600	0,3	0,877	1	5,3	31,7	0,35	11,1	16,4	90,3
4	10640	24,6	7,4	615	500x800	0,4	0,809	1	19,9	29,4	6	176,4	196,3	286,6
5	2660	15	4,6	400	400x400	0,16	0,576	1	8,6	12,7	2,7	34,3	42,9	-
6	2660	15	4,6	400	400x400	0,16	0,576	1	8,6	12,7	2,45	31,1	39,7	-
7	2660	15	4,6	400	400x400	0,16	0,576	1	8,6	12,7	2,65	33,6	42,2	-
В-2														
1	1951,4	10,5	4,3	333	250x500	0,125	0,629	1	6,6	12,1	3,9	47,2	53,8	53,8
2	3027,4	15	6,7	333	250x500	0,125	1,24	1	18,6	6,4	0,6	3,8	22,4	76,2
3	4103,4	4	7,1	400	400x400	0,16	1,23	1	4,92	30,2	2,4	72,5	77,4	153,6
4	1076	10	4,8	250	250x250	0,0625	1,16	1	11,6	15	2,9	43,5	53,1	-
5	1076	10	4,8	250	250x250	0,0625	1,16	1	11,6	15	2,8	42	53,6	-
ВЕ-3														
1	21,9	5,15	0,41	120	100x150	0,015	0,046	1	0,24	0,1	5,15	0,435	0,675	-

Якщо умова виконується, то відгалуження вважається ув'язаним. Якщо нев'язка при використанні стандартних розмірів повітроводів і допустимих швидкостей перевищує 10%, то в цих випадках на ділянках, що відгалужуються, встановлюються додаткові місцеві опори у вигляді діафрагм, дросель-клапанів або шиберів.

Для вузла «А» з істеми П-1 нев'язка тиску становить:

$$\% = (\Delta P^{1} - \Delta P^{6}) / \Delta P^{1} \cdot 100 \qquad (4.5)$$

$$\% = (76,5-58,5) / 76,5 \cdot 100 = 23 > 10.$$

Таблиця 4.2

Коефіцієнти місцевих опорів

№ ділянки	Місцевий опір	Значення к.м.с., ξ
1	*2*	*3*
П-1		
1	РР Трійник на прохід 2 Відведення 90°	2,2 0,7 2х1,2 ∑=5,3
2	Трійник на прохід	0,45
3	Трійник на прохід	3
4	Трійник на прохід	0,45
5	2 Відведення 90°	2х1,2 ∑=2,4
6	Трійник на відгалуження РР Відведення 90°	0,7 2,2 1,2 ∑=4,1
7	Трійник на відгалуження РР Відведення 90°	0,3 2,2 1,2 ∑=3,7
8	Трійник на відгалуження РР Відведення 90°	1,5 2,2 1,2 ∑=4,9
9	Трійник на відгалуження РР Відведення 90°	1,1 2,2 1,2 ∑=4,5
В-1		
1	Грати типу Р Відведення 90° Трійник на прохід	2 1,2 0,65 ∑=3,85
2	Трійник на прохід	0,4
3	Трійник на прохід	0,35
4	5 Відведення 90°	5х1,2 ∑=6
5	Грати типу Р Трійник на відгалуження	2 0,7 ∑=2,7
6	Грати типу Р Трійник на відгалуження	2 0,45 ∑=2,45
7	Грати типу Р Трійник на відгалуження	2 0,65 ∑=2,65
В-2		
1	Грати типу Р Відведення 90° Трійник на прохід	2 1,2 0,7 ∑=3,9
2	Трійник на прохід	0,6
3	2 Відведення 90°	2х1,2 ∑=2,4
4	Грати типу Р Трійник на відгалуження	2 0,9 ∑=2,9
5	Грати типу Р Трійник на відгалуження	2 0,8 ∑=2,8
ВЕ-3		
1	Грати щілинні Відведення 90° Парасолька	2 1,2 1,15 ∑=4,35

Необхідний коефіцієнт місцевого опору складає:

$$\xi = (\Delta P_{маг}^{расп} - \Delta P_{отв}) / \Delta P_v^{отв} \quad (4.6)$$

$$\xi = 18,03 / 12,7 = 1,4$$

По таблиці 4.2 [3] визначається розмір діафрагми для відповідного діаметра повітроводу.

400 х 400 с ξ = 1,4.

Для вузлової точки "Б" системи П-1 нев'язка по тиску складає:

$$\% = (88,6 - 10,3) / 88,6 \cdot 100 = 88 > 10,$$

Необхідний коефіцієнт місцевого опору складає:

$$\xi = 78,3/12,7 = 6,2$$

По таблиці 4.2 [3] визначається розмір діафрагми для відповідного діаметра повітроводу.

328 х 328 с ξ = 6,2.

Для вузлової точки В системи П-1 нев'язка по тиску становить:

$$\% = (151,4 - 25,6) / 151,4 \cdot 100 = 83 > 10,$$

Необхідний коефіцієнт місцевого опору складає:

$$\xi = 125{,}8 / 12{,}7 = 9{,}9$$

По таблиці 4.2 [3] визначається розмір діафрагми для відповідного діаметра повітроводу.

298 х 298 с ξ= 9,9.

Для вузлової точки «Г» системи П-1 нев'язка тиску становить:

$$\% = (172{,}1\text{-}20{,}5) / 172{,}1 \cdot 100 = 88 > 10,$$

Необхідний коефіцієнт місцевого опору складає:

$$\xi = 151{,}6/12{,}7 = 11{,}9.$$

По таблиці 4.2 [3] визначається розмір діафрагми для відповідного діаметра повітроводу.

287 х 287 с ξ= 11,9.

Система В-1

Для вузла «А» системи В-1 нев'язка за тиском становить:

$$\% = (61 - 42{,}9) / 61 \cdot 100 = 30 > 10.$$

Необхідний коефіцієнт місцевого опору складає:

$$\xi = 18,1/12,7 = 1,4$$

По таблиці 4.2 [3] визначається розмір діафрагми для відповідного діаметра повітроводу.

320х320 с $\xi = 1,4$.

Для вузла "Б" системи В-1 нев'язка по тиску становить:

$$\% = (73,9 - 39,7) / 73,9 \cdot 100 = 46 > 10.$$

Необхідний коефіцієнт місцевого опору складає:

$$\xi = 46/12,27 = 3,6$$

По таблиці 4.2 [3] визначається розмір діафрагми для відповідного діаметра повітроводу.

288х288 с $\xi = 3,4$.

Для вузла "В" системи В-1 нев'язка по тиску складає:

$$\% = (90,3 - 42,2) / 90,3 \cdot 100 = 53 > 10.$$

Необхідний коефіцієнт місцевого опору складає:

$$\xi = 48{,}1/12{,}7 = 3{,}8$$

За таблицею 4.2 [3] визначається розмір діафрагми для відповідного діаметра повітроводу.

281x281 с $\xi = 3{,}8$.

Система В-2

Для вузла «А» системи В-2 нев'язка за тиском становить:

$$\% = (53{,}8 - 53{,}1) / 53{,}8 \cdot 100 = 1 < 10 .$$

Т.к. навантаження на відгалуженні та магістралі розходяться на 1%, ув'язування не проводитися.

Для вузла "Б" системи В-2 нев'язка по тиску становить:

$$\% = (76{,}2 - 53{,}6) / 76{,}2 \cdot 100 = 30 > 10.$$

Необхідний коефіцієнт місцевого опору складає:

$$\xi = 22{,}6/11{,}6 = 1{,}9$$

По таблиці 4.2 [3] визначається розмір діафрагми для відповідного діаметра повітроводу.

195x195 с $\xi = 2$.

РОЗДІЛ 5.
РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ

Вентиляційна камера - це приміщення розміщення вентиляційного устаткування: вентиляторів, калориферів, фільтрів тощо.

У даному параграфі проводиться розрахунок та підбір повітрозабірних вентиляційних грат, утепленого клапана, фільтрів, калориферів, вентилятора та електродвигуна для розрахункової приточної системи.

Повітрозабірні пристрої (решітки та шахти).

Повітрозабірні грати підбирають виходячи з того, що швидкість руху повітря в живому перерізі не перевищує 5÷6 м/с, при розрахунковій продуктивності системи вентиляції: L = 21076 м^3/год.

Решітка необхідного перерізу набирається з базових штампованих ґрат заводу « Сантехдеталь », габаритні розміри яких наведені в [2].

Задаємося швидкістю руху повітря в жалюзійних гратах, що дорівнює 6 м/с і знаходимо необхідну площу:

$$f_{повд} = 21076 / (3600 \cdot 6) = 0{,}97 \text{ м}^2 .$$

За допустимою площею вибираємо 6 повітрозабірних ґрат типу СТД 5291 з розмірами 450х490 мм.

Потім знаходиться фактична швидкість руху повітря:

$$V_{факт} = 21076 / (3600 \cdot 0{,}157 \cdot 6) = 6{,}2 \text{ м/с}.$$

$$P_{дін} = 22{,}8 \text{ Па}.$$

Зважаючи на те, що припливна камера розташовується на другому поверсі будівлі, припливна камера як така відсутня.

Втрати тиску в повітрозабірному пристрої, Па:

$$\Delta P_{взу} = \Delta P_{взр} + \Delta P_{ш} = \xi_{реш} \cdot P_{дин} \quad (5.1)$$

$$\Delta P_{взу} = 1{,}2 \cdot 22{,}8 = 27{,}4 \text{ Па}$$

Підбір утепленого клапана.

Утеплені клапани призначені для запобігання надходженню холодного зовнішнього повітря в припливні камери та приміщення при відключеному вентиляторі. Клапани вибираються з швидкості руху повітря в живому перерізі 5÷6 м/с. Індекс клапанів, площа живого перерізу та розміри вибираються [2].

$$f_{повд} = 21076 / (3600 \cdot 6) = 0{,}97 \text{ м}^2.$$

До установки приймається клапани повітряні утеплені КВУ (з підігрівом) з розмірами 1400 х 1800 мм, площею 2,52 м ^{2}.

$$V_{факт} = 21076 / (3600 \cdot 2{,}52) = 2{,}3 \text{ м/с}.$$

$$\Delta P_{ук} = \xi_{ук} \cdot P_v \quad (5.2)$$

$$\Delta = 0{,}2 \cdot 8{,}2 = 1{,}64 \text{ Па}.$$

Підбір повітряного фільтра.

Фільтри призначені для очищення зовнішнього повітря, що надходить у припливну установку від пилу. У цьому проекті застосовуються фільтри коміркові. Вихідними даними для підбору фільтрів є витрата повітря, що дорівнює продуктивності системи вентиляції, м ^{3}/год, і необхідна ефективність очищення.

Кількість осередків, шт , визначається:

$$n = L / L_1, \quad (5.3)$$

$$n = 21076/2500 = 8{,}4 \text{ шт.} \rightarrow 9 \text{ шт.}$$

До установки приймається 9 фільтрів ФяКП з фільтруючим матеріалом ФНІ, з компонуванням 2х2 .

$$\Delta P_ф = \Delta P_{нач} \cdot 2{,}5 \quad (5.4)$$

$$\Delta P_ф = 60 \cdot 2{,}5 = 150 \text{ Па.}$$

Кількість пилу, що осідає, г/год, при заданому ступені очищення η, %, і початкової запиленості $C_н$, мг/м^3 становить:

$$q = (L \cdot C_н \cdot \eta) / (n \cdot 100 \cdot 1000) \quad (5.5)$$

$$q = (21076 \cdot 1 \cdot 92) / (9 \cdot 100 \cdot 1000) = 2{,}15 \text{ г/год.}$$

Пилоємність осередку становить:

$$П_я = П_{уд} \cdot f_я \quad (5.6)$$

$$П_я = 4000 \cdot 0{,}22 = 880{,}2 \text{ р.}$$

Час роботи фільтра:

$$\tau = П_я / q \quad (5.7)$$

$$\tau = 880{,}2 / 2{,}15 = 409{,}4 \text{ год.}$$

Підбір калориферної установки.

У холодний і перехідний періоди року виникає необхідність нагрівання припливного повітря, для цього встановлюють калорифери.

Масова витрата повітря:

$$G = L \cdot \rho_{tп} \tag{5.8}$$

$$G = 21076 \cdot (353 /(273+11,2)) = 26178 \text{ кг/год.}$$

1. Витрата тепла на нагрівання повітря в калориферній установці, Вт:

$$Q_{возд} = 0,278 \cdot G \cdot c_в \cdot (t_п - t_{сум}) \tag{5.9}$$

де G - кількість повітря, що нагрівається в калориферах, кг/год;

в - теплоємність повітря, що дорівнює 1,005 кДж/кг $\cdot^0$ С;

$t_{пр}$, $t_н$ - відповідно температура припливного та суміші, ^{0} С.

2. Визначається температура води на вході та на виході з калорифера:

$$T1 = \delta_{tp} \cdot \varphi^{0,75} + t_в + 0,5 \cdot \Delta t\ \varphi, \tag{5.10}$$

$$T2 = \delta_{tp} \cdot \varphi^{0,75} + t_в - 0,5 \cdot \Delta t\ \varphi, \tag{5.11}$$

δ_p - різниця середніх температур теплоносія при розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення.

$$\delta_{t\,p} = ((T_г + T_о)/2) - t_в \tag{5.12}$$

$$\delta_{t\,p} = ((150+70)/2)-16 = 94.$$

φ - коефіцієнт витрати;

$$\varphi = (t_в - t_{нрв}) / (t_в - t_{нро}) \quad (5.13)$$

$$\varphi = (16 + 24) / (16 + 31) = 0{,}85.$$

$\Delta t = T_г - T_{про}$ - різниця температур теплоносія при розрахунковій зовнішній температурі на опалення.

$$\Delta t = 150 - 70 = 80\ °C.$$

Тоді:

$$T1 = 94 \cdot 0{,}85^{0{,}75} + 16 + 0{,}5 \cdot 80 \cdot 0{,}85 = 133{,}2\ °C,$$

$$T2 = 94 \cdot 0{,}85^{0{,}75} + 16 - 0{,}5 \cdot 80 \cdot 0{,}85 = 65{,}2\ °C.$$

3. Задаємо значення масової швидкості $\upsilon\rho = 5$, кг/м^2·с, і знаходимо площу живого перерізу:

$$f_{пов.} = 26178 / (3600 \cdot 5) = 1{,}45\ м^2.$$

4. По обчисленому значенню площі вибирається марка, модель, номер і кількість паралельно встановлених по повітрю калориферів з таким розрахунком, щоб дійсний живий переріз був можливим ближче до величини $f_{пов}$.

Приймається калорифер КВС115-ПУЗ з характеристиками:

- площа поверхні теплообміну з боку повітря – 80,3 м^2;
- площа перерізу фронтального - 0,581 м^2;
- площа перерізу для проходу теплоносія - 0,00261 м^2;

5. Знаходимо фактичну масову швидкість повітря:

$$(\upsilon\rho)_{факт} = 26178 / (3600 \cdot 1{,}162) = 4{,}4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

6. Швидкість руху води трубками калориферів, м/с:

$$\omega_{т/н} = Q_{возд} \cdot 3{,}6 / 3600 \cdot \rho_{воды} \cdot c_{воды} \cdot (T1-T2) \cdot m \cdot f_{тр} \quad (5.14)$$

$\omega_{т/н} = 257448 \cdot 3{,}6 / 3600 \cdot 1000 \cdot 4{,}187 \cdot (133{,}2-65{,}2) \cdot 2 \cdot 0{,}00261 = 0{,}35$ м/с;

де $\rho_{води}$ – щільність води, що дорівнює 1000 кг/м^3 ;

$c_{води}$ – теплоємність води, що дорівнює 4,187 кДж/кг $\cdot$ ^{0} С;

Т1, Т2 - температура води відповідно на вході та виході з калориферів;

m – кількість калориферів, паралельно з'єднаних по воді, шт;

$f_{тр}$ - Площа перерізу трубок одного калорифера для проходу теплоносія, м^2.

7. Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м$^2 \cdot ^0$С для прийнятої моделі калорифера визначають за табл. II [5].

$$K = 34{,}64 \text{ Вт/м}^2 \cdot {}^0\text{С}.$$

8. Втрати тиску в калориферній установці становлять:

$$\Delta P_{ку} = 59{,}27 \text{ Па}.$$

9. Теплопродуктивність калориферної установки визначається, Вт:

$$Q_{к.у} = K \cdot F \cdot (T_{ср} - t_{ср}), \quad (5.15)$$

де F - поверхня нагріву калорифера, м^2;

$$T_{ср} = (T1 + T2) / 2 \quad (5.16)$$

$T_{ср}$ = (133,2 +65,2) / 2 = 99,20С - середня температура води в калорифері, ^{0C}.

$$Q_{к.у} = 34,64 \cdot 80,3 \cdot (99,2 + 6,4) = 293736 \text{ Вт.}$$

Тепловіддача калориферної установки повинна бути більшою за необхідну витрату тепла на нагрівання повітря на величину запасу:

$10\% \leq (Q_{к.у}-Q_в)/Q_в \cdot 100\% \leq 25\%$,

$10\% \leq (293736-257448)/257448 \cdot 100\% = 15 \leq 25\%$

$10\% \leq 15\% \leq 25\%$.

Умова виконана, отже розрахунок і вибір калорифера проведено правильно.

10. Опір калориферної установки повітрям, Па:

$\Delta P_{к.у}$ = 59,27 Па - визначається [5].

Підбір повітряної обвідної заслінки.

Для калориферів підбирається за умови:

$$f_{вз} = 0,7 \cdot f_{дійсні}, \quad (5.17)$$

де $f_з$ - площа живого перерізу повітряної обвідної заслінки, м^2;

$f_{дійсні}$ - площа живого перерізу калориферної установки для проходу повітря, м^2.

$$f_{вз} = 0,7 \cdot 1,162 = 0,81 \text{ м}^2.$$

Підбір вентиляторів

Підбір вентилятора для припливної системи П-1

Вентилятори підбирають за вільними графіками та індивідуальними характеристиками [5].

1 Продуктивність вентилятора, м^3/год:

$$L_в = до_{під} \cdot L_{сист} \quad (5.18)$$

$$L_в = 1,1 \cdot 21076 = 23184 \text{ м}^3/\text{год};$$

де $до_{під}$ - коефіцієнт, що враховує підсмоктування та витоку повітря через нещільності , приймається рівний 1,1 для систем з повітропроводами з металу;

$L_{сист.}$ - Витрата повітря на головному (у вентилятора) ділянці системи, м^3/год.

2 Тиск створюваний вентилятором, Па:

$$P_в = 1,1 \cdot (\Delta P_{всос} + \Delta P_{нагн}), \quad (5.19)$$

де $\Delta P_{всос}$ - втрати тиску (опір) по всмоктувальній лінії, Па: дорівнює сумі втрат тиску в повітрозабірному пристрої, утепленому клапані, фільтрі, калорифері;

$\Delta P_{нагніт}$ – втрати тиску по нагнітальній лінії системи, Па;

1,1 – коефіцієнт запасу тиску на невраховані втрати.

$$P_в = 1,1 \cdot (27,4 + 1,64 + 150 + 59,3 + 280,4) = 570,6 \text{ Па}.$$

Використовуючи зведений графік та індивідуальні характеристики підбирають серію та номер вентилятора. Підбираються вентилятори, порівнюючи характеристики вентиляторів різних номерів та серій. При цьому до установки приймається вентилятор, коефіцієнт корисної дії якого ближче до максимального

значення. При оптимальному режимі роботи вентилятора к.п.д. повинен відрізнятися від максимального лише на 10%.

До установки приймається вентилятор тип ВЦ 4-75-6,3, Е 6.3.100-1, виконання 1 з характеристиками:

$$Д = Д_{ном}; \eta = 0,84; n = 935, \text{ об/хв.}$$

Вентилятори, що серійно випускаються, поставляються в комплекті з електродвигунами. Технічні характеристики комплектів наведені [5], дод.1, табл. 1.1 та 1.6.

Вибирається двигун типу 4А90 L 6 з потужністю 3 кВт, з частотою обертання 935 об/хв, масою вентилятора з двигуном 171,7 кг.

При виборі перевіряється відповідність настановної потужності, кВт, з комплекту та за конкретних умов за формулами:

$$N_у = к_з \cdot N_д, \quad (5.20)$$

$$N_д = P_в \cdot L_в / (3600 \cdot 102 \cdot \eta_в \cdot \eta_п), \quad (5.21)$$

де з - коефіцієнт запасу /5, табл.13.4/;

$\eta_в$ - к.п.д. вентилятора;

$\eta_п$ - к.п.д . передачі, що дорівнює 1, т.к. встановлення електродвигуна на одному валу з вентилятором (виконання 1).

$$N_д = 570,5 \cdot 23183,6 / (3600 \cdot 102 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 9,81) = 1,4 \text{ кВт.}$$

$$N_у = 1,15 \cdot 2,4 = 2,8 \text{ кВт.}$$

Є запас потужності вентилятора.

Підбір вентилятора для витяжної системи В-1

1. Продуктивність вентилятора, м ^{3} /год:

$$L_{в} = до_{під} \cdot L_{сист.} \quad (5.22)$$

$$L_{в} = 1,1 \cdot 10640 = 11704 \text{ м}^3/\text{год};$$

Тиск створюваний вентилятором, Па:

$$P_{в} = 1,1 \cdot (\Delta P_{всас} + \Delta P_{нагн}), \quad (5.23)$$

$$P_{в} = 1,1 \cdot (286,6+32,2) = 350,7 \text{ Па}.$$

$$\Delta P_{нагн} = 1,15*(1,2*6,84^2)/2=32,2 \text{ Па}.$$

До установки приймається вентилятор тип ВЦ 4-75-6,3, Е 6,3.105-1, виконання 1 з характеристиками:

$$\eta = 0,62; \; n = 950 \text{ об/хв}.$$

Вентилятори, що серійно випускаються, поставляються в комплекті з електродвигунами. Технічні характеристики комплектів наведені [5], дод.1, табл. 1.1 та 1.6.

Вибирається двигун типу 4А100L6 потужністю 2,2 кВт, з частотою обертання 950 об/хв. При виборі перевіряється відповідність настановної потужності, кВт, з комплекту та за конкретних умов за формулами:

$$N_{у} = к_{з} \cdot N_{д},, \quad (5.24)$$

$$N_{д} = P_{в} \cdot L_{в} / (3600 \cdot 102 \cdot \eta_{в} \cdot \eta_{п}), \quad (5.25)$$

$$N_{д} = 350,7 \cdot 11704 / (3600 \cdot 102 \cdot 0,62 \cdot 9,81*1) = 1,84 \text{ кВт}.$$

$$N_{у} = 1,15 \cdot 1,84 = 2,11 \text{ кВт}.$$

Є запас потужності вентилятора.

Підбір вентилятора для витяжної системи В-2

Продуктивність вентилятора, м ^{3} /год:

$$L_{в} = до_{під} \cdot L_{сист.} \quad (5.26)$$

$$L_{в} = 1,1 \cdot 4103 = 4513 \text{ м}^3/\text{год};$$

Тиск створюваний вентилятором, Па:

$$P_{в} = 1,1 \cdot (\Delta P_{всас} + \Delta P_{нагн}), \quad (5.27)$$

$$P_{в} = 1,1 \cdot (153,6+43,1) = 196,7 \text{ Па}.$$

$$\Delta P_{нагн} = 1,15*(1,2*7,9^2)/2=43,06 \text{ Па}.$$

До встановлення приймається вентилятор тип ВЦ 4-75-5 Е 5,095-1 виконання 1 з характеристиками:

$$\eta = 0,75; \; n = 900 \text{ об/хв}.$$

Вентилятори, що серійно випускаються, поставляються в комплекті з електродвигунами. Технічні характеристики комплектів наведені [5], дод.1, табл. 1.1 та 1.6.

Вибирається двигун типу 4А71В6 потужністю 0,55 кВт із частотою обертання 900 об/хв. При виборі перевіряється відповідність настановної потужності, кВт, з комплекту та за конкретних умов за формулами:

$$N_{у} = к_{з} \cdot N_{д}, \quad (5.28)$$

$$N_{д} = P_{в} \cdot L_{в} / (3600 \cdot 102 \cdot \eta_{в} \cdot \eta_{п}), \quad (5.29)$$

$$N_д = 196,7 \cdot 4513 / (3600 \cdot 102 \cdot 0,75 \cdot 9,81 * 1) = 0,33 \text{ кВт.}$$

$$N_у = 1,15 \cdot 0,33 = 0,37 \text{ кВт.}$$

Є запас потужності вентилятора.

РОЗДІЛ 6
АКУСТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ДЛЯ БОРОТЬБИ З ШУМОМ ТА ВІБРАЦІЄЮ

6.1. Акустичний розрахунок

Рівень шуму є суттєвим критерієм якості систем вентиляції, що необхідно враховувати під час проектування будівель.

Джерелами аеродинамічного шуму у вентиляційній установці є працюючий вентилятор, а також рух повітря в повітроводах, розподільниках повітря і повітрозабірних пристроях.

Для зменшення шуму та вібрації проводиться ряд запобіжних заходів, до яких відносяться такі, як ретельне балансування робочого колеса вентилятора; застосування вентиляторів великих номерів з меншою кількістю обертів з лопатками, загнутими назад, та максимальним значенням к.к.д.; кріплення вентиляторних установок на вібропідставі та приєднання вентиляторів до повітроводів за допомогою еластичних вставок; допустимі швидкості руху повітря в повітроводах, повітророзподільних та повітроприймальних пристроях, за умовами безшумності відповідно не більше 8 і 5, м/с та ін.

У розрахунку визначається рівень звукового тиску аеродинамічного шуму, створюваного в розрахункових точках приміщення під час роботи систем вентиляції, виявляється необхідність встановлення шумоглушника, визначається його тип і габарити.

Акустичний розрахунок проводиться для розрахункового приміщення, згідно з методикою наведеною в [4].

Послідовність акустичного розрахунку наводиться як таблиці 6.1.

Таблиця 6.1

Послідовність акустичного розрахунку

№№ п/п	Розглянута величина	Середньогеометричні частоти октавних смуг, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*	*9*	*10*
1	$L_{дод}$, 50, дБ	70	61	54	49	45	42	40	38
2	Поправка Δ_1, дБ (для припливного вентилятора при n = 935)	6	5	5	9	11	16	22	28
3	Поправка Δ_2, дБ, d_e = 810	4	1	0	0	0	0	0	0
4	Октавні УЗМ припливного вентилятора, що випромінюються вихідним патрубком у повітропровід на боці нагнітання $Lp_{окт}$, дБ	130,8	128,8	127,8	123,8	121,8	116,8	110,8	104,8
5	У металевому повітроводі 600х1250 мм., довжиною 30,5 м.	0,45	0,3	0,15	0,1	0,06	0,06	0,06	0,06
6	У прямокутному повороті	1	4	6	4	3	3	3	3
7	У прямокутному повороті	1	4	6	4	3	3	3	3
8	У прямокутному повороті 500 мм	0	1	5	7	5	3	3	3
9	У трійнику на поворот 500х500 мм	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3
10	В результаті відбиття від ґрат	10	4	1	0	0	0	0	0
11	Сумарне зниження рівня звукової потужності, $\Delta L\ p_{мережі}$	19,75	20,6	25,45	22,4	18,36	16,36	16,36	16,36
12	Параметр $f\cdot(F_{отв})^{1/2} = 0{,}28\cdot F$	17,6	35	70	140	280	460	1120	2240
13	Коефіцієнт спрямованості Ф (при $\vartheta = 45^0$)	7,8	6,9	5,8	4,4	4,2	4,1	4	4
14	Сума $\sum[Ф/(4\cdot п\cdot r^2)]$,де (m =15 r =2,5)	0,1	0,09	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
15	Частотний множник μ	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6
16	Постійне приміщення $B = B_{1000}\cdot\mu$ (B_{1000} = V /6 = 284,8)	142,4	142,4	156,6	199,4	284,8	455,7	854,4	1709
17	Відношення 4 ·n / B (при n = 15)	0,42	0,42	0,38	0,3	0,21	0,13	0,07	0,035
18	Розмір $10\cdot\ln[Ф/(4\cdot п\cdot r^2) + 4\cdot n/B]$, дБ	-2,8	-2,9	-3,5	-4,4	-5,8	-7,4	-9,2	-10,7
19	Октавні УЗД у розрахунковій точці L, дБ	108,2	105,3	98,8	97	97,6	93	85,2	77,7
20	Необхідне зниження УЗД (n =1), дБ	30	36,1	36,6	39,8	44,4	42,8	37	31,5

З таблиці 6.1 видно, що з аналізованої системи всім актавних смуг необхідно зниження рівня шуму.

За заданою витратою повітря L = 21067 $м^3$/год, визначається перетин пластинчастого шумоглушника HxB = 1500x1200 мм. Швидкість v = 6 м/с.

За отриманими розмірами вибирається шумоглушник.

Шифр ДП 1-2;

Марка А7Е 178000-01;

Площа вільного перерізу 0,9 $м^2$;

Маса 204,1 кг;

Довжина 1000 мм.

Виходячи з рівня звукової потужності, яку необхідно заглушити на середньогеометричних частотах [7] табл.4 визначається довжина глушника, товщина пластин і відстань між ними.

Найбільш доцільно прийняти глушник із довжиною 2,5 м, із пластинами 100x100, мм.

Зниження рівня звукової потужності для даного глушника за активними смугами становить:

63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1,5	6	14	40	48	35	29	15

Приймаються пластини:

Шифр П 1-2;

Модель А7Е 177000-01;

Маса 10,4 кг.

Розміри B x L x H = 100 x 1000 x 500, мм.

Гідравлічний опір глушника визначається:

$$\Delta P = (\xi + \lambda\ (l/D)) \cdot ((\rho \cdot \upsilon_ф^2)/2),\ Па; \qquad (6.1)$$

де ξ - сумарний коефіцієнт місцевих опорів, віднесений до вільного перерізу глушника, 0,5 для пластин без обтічника;

λ - коефіцієнт тертя, залежить від D ;

l - Довжина глушника, м;

D – гідравлічний діаметр глушника;

$$D = (2 \cdot A \cdot h)/(A+h), \qquad (6.2)$$

$$D = (2 \cdot 1500 \cdot 1200)/(1500+1200) = 1{,}33\ мм;$$

де A – висота, h – ширина прохідного каналу;

ρ - щільність повітря;

$\upsilon_ф$ - фактична швидкість у вільному перерізі глушника, м/с;

$$\upsilon_ф = L\ /(\ 3600 \cdot f\ ), \qquad (6.3)$$

$$\upsilon_ф = 21067/(3600 \cdot 0{,}3) = 16{,}5,\ м/с.$$

$$\Delta P = (0{,}5 + 0{,}03\ (2{,}5/1{,}33)) \cdot ((1{,}22 \cdot 16{,}5^2)/2) = 51{,}3\ Па.$$

Необхідно щоб гідравлічний опір глушника становив не більше 10% від наявного тиску вентилятора:

$$\Delta P \le 0{,}1 \cdot P_в. \qquad (6.4)$$

$$\% = (\Delta P_{гл}\ /\ \Delta P_в) \cdot 100 \qquad (6.5)$$

$$\% = (51{,}3/570) \cdot 100 = 9{,}2\%;$$

що допустимо, оскільки ця величина входить у запас на невраховані втрати наявного тиску у вентиляторі.

6.2. Техніко-економічні показники проекту

Річна витрата тепла на вентиляцію визначається за формулою, ГВт/рік:

$$Q_{вент}^{г} = Q_{вент}^{час} (t_{пр} - t_{ср.від.пер}) (n - a) m / [(t_{пр} - t_{н.в}) 10^6], \qquad (6.6)$$

де $Q_{вент}^{година}$ - максимальна годинна витрата тепла на вентиляцію, кВт;

$t_{пр}$ – температура припливного повітря, ^{0} С;

$t_{порівн.від.пер}$ - середня температура опалювального періоду, ^{0} С;

$t_{н.в}$ – температура зовнішнього повітря для вентиляції в холодний період, ^{0} С;

n - тривалість опалювального періоду, добу ., Приймається рівною 218 дня;

a - загальна кількість недільних та святкових діб, що припадають на опалювальний період, приймається рівною 31 добі;

m - тривалість роботи вентиляційних установок на добу, годину, що приймається рівною 11 годин.

$$Q_{вент}^{г} = 47{,}943\ (15{,}5+10{,}6)\ (218-31)\ 11/[(15{,}5+25)\ 10^6] = 0{,}06355 \text{ ГВт/рік}$$

Річна витрата електроенергії припливною системою П-1 становить, кВт год /рік:

$$N_{рік} = 0{,}7\ N_у\ t\ b\ , \qquad (6.7)$$

де 0,7 – середнє значення коефіцієнта використання вентиляційного обладнання за рік;

$N_у$ - сумарна настановна потужність електродвигунів, що мають однаковий режим роботи в годиннику, кВт;

t - тривалість роботи електродвигунів на добу, годину, що приймається

рівною 11 годин;

b - кількість робочих днів на рік, що приймається дорівнює 187 дню;

- знак суми показує, що підсумовується витрата електроенергії всіма двигунами вентиляційної установки за різних режимів їх роботи.

$$N_{рік} = 0,7\ 1,5\ 11\ 187 = 2160 \text{ кВт год /рік.}$$

Вартість електроенергії, тис. грн., Визначається:

$$E = N_{рік}\ \ Ц_{е} /1000; \qquad (6.8)$$

де $N_{рік}$ - річна витрата електроенергії, тис. кВт · год;

$Ц_{е}$ - ціна 1 кВт годину електроенергії, грн , для проекту приймається рівною 7,55 грн;

$$E = 2160\ 7,55 / 1000 = 3,348 \text{ тис. грн .}$$

Вартість річної витрати тепла, тис. грн / рік, на вентиляцію визначається:

$$T = Q_{вент}{}^{г}\ Ц_{т} / 1000, \qquad (6.9)$$

де $Ц_{т}$ - Вартість теплової енергії, грн. за 1 Гкал, що дорівнює 657,49 грн/МВт.

$$T = 63\ 550\ 657,49 / 1000 = 41,8 \text{ тис. грн / рік.}$$

Річний фонд заробітної плати персоналу, який обслуговує вент. установки будівлі, визначається , тис. грн/ рік:

$$З = 2500\ П\ М\ К\ 10^{-3}, \qquad (6.10)$$

де 2500 - середній посадовий оклад на одиницю обслуговуючого персоналу, грн /місяць;

П - кількість персоналу, чол, що дорівнює 1;

М - число місяців на рік, що становить 12;

К - коефіцієнт, що враховує середній розмір премій та відрахувань на соціальне страхування, що дорівнює 1,3.

$$З = 2500\ 1\ 12\ 1{,}3\ 10^{-3} = 39 \text{ тис. грн/рік.}$$

У результаті визначається орієнтовна вартість річної експлуатації систем вентиляції будівлі, тис. грн/рік:

$$З = Т + З + Е, \qquad (6.11)$$

$$З = 41{,}8 + 39 + 3{,}3 = 84{,}1 \text{ тис. грн/рік.}$$

ВИСНОВОК

Проаналізовано різновиди системи вентиляції. Перелічено основні завдання вентиляції та необхідне устаткування для монтажних робіт.

Проведено розрахунок параметрів внутрішнього повітря в залі на 400 місць для теплого, перехідного і холодного періодів року. Тепловтрати через зовнішні огорожі в холодний період року становлять 12,76 кВт, в перехідний – 2,55 кВт. Загальні тепловиділення в теплий період року 32,73 кВт, в перехідний 39,97 кВт та 46,39 кВт у холодний період року, відповідно. В свою чергу, вологовиділення коливаються від 12,21 кг/год в холодний період, до 14,8 кг/год в теплий період року. Надходження шкідливих речовин протягом року є сталим – 5957 л/год.

Проведено розрахунок повітрообміну в приміщеннях. Розрахунок показав, для припливної вентиляції необхідно в загальній мірі 25766 м3/год, а для витяжки становить 27429 м3/год. Різницю між сумарними притоком і витяжкою називають «дисбаланс». Дисбаланс = 27429-25766 = 1663 м3/год.

Проведено розрахунок повітропроводів. Знайдено площі каналів, необхідних для видалення повітря. Знайдено коефіцієнти місцевого опору, відносно них визначено розміри діафрагм для кожного із вузлів. Показано нев’язки по тиску.

Розраховано та підібрано вентиляційне обладнання. Втрати тиску у повітро розбірних пристроях склала 27,4 Па. З розрахунків повітряного фільтра, показано, час роботи його складатиме 409,4 год, втрати тиску 150 Па. Підчас вибору калорифера, знайдено масову витрату повітря – 26178 кг/год, Δt = 80 °С, втрати тиску 59,27 Па, потужність 293,74 кВт. Проведено розрахунок продуктивності вентилятора для припливної системи вентиляції 23184 м3/год, – втрати тиску по нагнітальній лінії системи 570,6 Па. До установки приймається вентилятор тип ВЦ 4-75-6,3, Е 6.3.100-1, виконання 1. Настановча потужність склала 2,8 кВт. Вибирається двигун типу 4А90 L 6 з потужністю 3 кВт. Для витяжної системи продуктивність була рівною 11704 м3/год. Тиск створюваний вентилятором 350,7

Па. Приймається вентилятор тип ВЦ 4-75-6,3, Е 6,3.105-1, виконання 1. Розрахункова потужність двигуна склала 2,11 кВт. Вибирається двигун типу 4А100L6 потужністю 2,2 кВт.

Акустичний розрахунок проводиться для розрахункового приміщення. Найбільш доцільно прийняти глушник із довжиною 2,5 м, із пластинами 100х100, мм. Гідравлічний опір глушника склав 51,3 Па. Гідравлічний діаметр глушника становить 1,33 мм.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Боженко, М. Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель: [навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»] / М. Ф. Боженко – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.

2. Довідник з теплопостачання та вентиляції. Вентиляція та кондиціювання повітря. Р.В. Щокін, С.М. Коренівський та ін. 1998, стор 288.

3. Теплова ізоляція та енергоефективність будівель: ДБН В.2.6–31:2021. – [Чинні від 2022–01–31] // Мінбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2022. – 23 с. – (Державні будівельні норми України).

4. Гранкіна В.В. Вентиляція. [Конспект лекцій] / / В. В. Гранкіна; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 123 с.

5. Житлові будинки. Основні положення. ДБН В.2.2-15:2019 – [Чинний 01.12.2019] // Мінбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2019. – 39 с. – (Державні будівельні норми України).

6. Опалення, вентиляція та кондиціонування ДБН В.2.5-67:2013 – [Чинний з 01 січня 2014 року] // Мінбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2014. – 23 с. – (Державні будівельні норми України).

7. Алексахін О. О., Панчук О. В. Теплогазопостачання і вентиляція. Вибрані задачі: Навч. посібник. – Харків: УкрДУЗТ, 2017. – 230 с.,

8. Будівельна кліматологія: ДСТУ-Н Б В.1.1–27: 2010.– [Дата введення 2011-11-01]. / Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2011. – 123 с. – (Національній стандарт України).

9. ДСТУ Б А.2.4-41:2009 Опалення, вентиляція і кондиціонування повітря.Робочі креслення. Київ. Мінрегіонбуд України, 2009.- 32 с.

10. Братута Е.Г., Ганжа А.М., Круглякова О.В., Чубарова В.В. Кондиціювання та вентиляція повітря. Текст лекцій. - Харків: НТУ «ХПІ», 2009. -

128 с.

11. Жуковський С.С., Возняк О.Т., Довбуш О.М., Люльчак З.С. Вентилювання приміщень : навч. посібн. - Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2007. - 476 с.

12. Зінич П.Л. Вентиляція громадських будівель. Навчальний посібник. - К.: КНУБА, 2002. - 256 с.

13. Джеджула В. В. Вентиляція та кондиціювання громадських об’єктів : навчальний посібник. - Вінниця : ВНТУ, 2021. - 71 с.

14. Пономарчук І.А., Волошин О.Б. Вентиляція та кондиціонування повітря: Навчальний посібник. - Вінниця: ВНТУ, 2004. - 121 с.

15. Джеджула, В. В. Енергозбереження промислових підприємств: методологія формування, механізм управління : монографія / В. В. Джеджула. – Вінниця : ВНТУ, 2014. – 346 с.

16. Хрущ Н. А. Інвестиційна діяльність: сучасні стратегії та технології : моногр. / Н. А. Хрущ– Хмельницький : ХНУ, 2004. – 309 с.

17. Енергоефективні системи кондиціонування повітря. Лабораторний практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 144 «Теплоенергетика», спеціалізації «Промислова та муніципальна теплоенергетика та енергозбереження» / А. С. Соломаха, В. В. Середа – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 53 с.

18. Жуковський С. С, Лабай В. Й. Системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату будинків та споруд. Навч. посібник. -Львів: Астрономо-геодезичне товариство, 2000. - 259 с

19. Каталог водопровідних систем із ХПВХ та ПВХ. Водопровідні системи "NIBCO". - Лодзь, Польша, видавництво *"NIBCOSp.zo.o.", 1999. - 24 с.*

20. Химко М.П., Фролов В.А. та ін. Розрахунок параметрів газотранспортних систем // Нафтова та газова промисловість, № 3, 2006. С. 33—37.