

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

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

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

на тему:

Особливості застосування динамічного мікроклімату для енергоефективної
експлуатації СКП

(назва)

Ярмош Юлія Валеріївна

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

Київ 2023 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Предун К.М

„___” _____ 20__ р.

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

на тему:

Особливості застосування динамічного мікроклімату для енергоефективної
експлуатації СКП
(назва)

Виконала студентка групи ТВ-6н

Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія

Спеціалізація: теплогазопостачання і вентиляція

Ярмош Юлія Валеріївна
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник Корбут В.П
(прізвище та ініціали)
Професор, д.т.н.
(вчене звання, науковий ступінь)

Ідентичність підтверджую

Київ 2023р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: інженерних систем і екології

Кафедра: теплогазопостачання і вентиляції

Освітній рівень: «магістр за ОПП/ОНП»

Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія

Спеціалізація: теплогазопостачання і вентиляція

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан факультету

Приймак О.В

„___” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

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

Ярмош Юлія Валеріївна

(прізвище, ім'я та по батькові студента)

1. Тема роботи Особливості застосування динамічного мікроклімату для енергоефективної експлуатації СКП

затверджена наказом ректора КНУБА №__ від „___” _____ 20__ р.

2. Керівник роботи

Корбут Вадим Павлович професор, доктор технічних наук

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

3. Строк подання студентом роботи до захисту _____

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Розділ 1. Літературний огляд

Розділ 2. Інженерні рішення

Розділ 3. Особливості застосування повітророзподільників при створенні динамічного мікроклімату у спорудах

5. Графічний матеріал за розділами

Розділ 1. _____

Розділ 2. _____

Розділ 3. _____

Розділ 4. _____

Розділ 5. _____

Розділ 6. _____

7. Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1. Літературний огляд	
Розділ 2. Інженерні рішення	
Розділ 3. Особливості застосування повітророзподільників при створенні динамічного мікроклімату у спорудах	
Остаточне оформлення роботи	
Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	
Попередній захист роботи на кафедрі	

8. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірів	
		Дата	Підпис

9. Дата видачі завдання _____

Зав. кафедри _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕЗЮМЕ (summary) до атестаційної випускної роботи студента:				Ярмош Юлії Валеріївни	
Заклад вищої освіти	Київський національний університет будівництва і архітектури				
Тема АРМ	Особливості застосування динамічного мікроклімату для енергоефективної експлуатації СКП				
	Peculiarities of using a dynamic microclimate for energy-efficient operation of air conditioning systems				
Освітній ступень	Магістр за науковою програмою навчання				
Факультет	Факультет інженерних систем та екології				
Кафедра	Теплогазопостачання та вентиляції				
Спеціальність	Будівництво та цивільна інженерія				
Спеціалізація	Теплогазопостачання та вентиляції				
Керівник	Корбут В.П., професор, доктор технічних наук.				
Обсяг роботи:	Пояснювальна записка				Креслень формату А3
	сторінок	розділів	таблиць	рисунків	
	124	3	22	34	
Розділ 1. Літературний огляд.	У першому розділі проведено аналіз відчизняних та закордонних досліджень, присвячених питанням організації повітрообміну в приміщенні, способам повітророзподілення у приміщеннях великого об'єму, енергозбереження за рахунок регулювання систем кондиціонування повітря. В результаті аналізу встановлено, що подача повітря струминами, які настилаються на поверхні огорожень, дозволяє значно збільшити далекобійність потоку повітря порівняно з вертикальною подачею. Проводився аналіз застосування повітророзподільників різних типів для систем динамічного мікроклімату.				
Розділ 2. Інженерні рішення	У проекті розглянуто реконструкцію системи кондиціонування повітря виставкового залу Виставкового Центру з використанням центральних кондиціонерів, з урахуванням енергозберігаючих технологій. Розрахована кількість теплоти при різних режимах роботи виставкової зали при стаціонарних та нестаціонарних умовах. В проекті використано сучасне обладнання від німецької компанії AL KO Aero Tech. На основі розрахунків, був запропонований спосіб регулювання продуктивності центральних кондиціонерів відповідно до змінного теплового навантаження за допомогою клапанів автоматичного регулювання. Перевірочні розрахунки показали, що температура та швидкість повітря в струмині на вході в				

	робочу зону при різних умовах роботи знаходяться в межах нормованих значень.
<i>Розділ 3. Особливості застосування повітророзподі- льників при створенні динамічного мікроклімату у спорудах</i>	У науковій частині проводились теоретичні дослідження зміни температурного режиму в приміщенні виставкової зали при змінному тепловому навантаженні та різних режимах роботи системи кондиціонування повітря. Визначались часові проміжки зміни температурних умов в приміщенні в стаціонарному та нестаціонарному режимі надходження теплоти у виставковій залі. Досліджені зміни температурних умов в приміщенні при різних комбінаціях початкової температури повітря в робочій зоні, інтенсивності тепловиділень та кількості припливного повітря.
<i>Висновки по роботі:</i>	За результатами досліджень різного типу , було досягнуто зменшення фактичних витрат повітря до 50% від максимального розрахункового за допомогою перерозподілу повітря між зонами. Досягнуто застосування періодичного вимкнення окремих ділянок системи кондиціонування, які обслуговують зони з меншою інтенсивністю теплового навантаження.
Ключові слова: динамічний мікроклімат, нестаціонарні умови, струмини, кондиціонування.	

Керівник _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

„___” _____ 20__ р.

Вступ.....		7
Розділ 1.	Літературний огляд.....	9
1.1	Оцінка якості системи повітророзподілення у приміщенні	10
1.2	Збереження енергії при поліпшенні умов теплового режиму для людини	15
1.3	Параметри мікроклімату приміщення при повітророзподіленні у змінному режимі.....	20
1.4	Розподіл повітря у вентиляваному приміщенні.....	21
1.5	Повітророзподілення струминами.....	22
1.6	Застосування повітророзподільників різного типу при динамічному мікрокліматі.....	26
Розділ 2.	Інженерні рішення.....	33
2.1	Вихідні дані для проектування	33
2.2	Розрахунок теплонадходжень.....	35
2.3	Тепловий баланс у приміщенні	36
2.4	Визначення кількості виділяємої вологи і газових шкідливостей	36
2.5	Розрахунок повітрообміну.....	36
2.6	Опис прийнятих систем	49
2.7	Підбір обладнання установок кондиціонування повітря	53

2.8	Теоретичні відомості про розрахунок припливних неізотермічних струмин та повітророзподільвачів, які їх утворюють.....	62
Розділ 3.	Особливості застосування повітророзподільників при створенні динамічного мікроклімату у спорудах	93
3.1	Основні положення нестаціонарного теплового режиму в приміщення виставкової зали	94
3.2	Температурний режим в приміщенні при динамічній зміні повітрообміну	95
3.3	Змінний повітряний режим	99
	Параметри мікроклімату	115
Загальні висновки.....		118
Список використаних джерел		119

Вступ

Актуальність теми. Сучасні системи вентиляції та кондиціонування повітря є одними з найбільш енергоспоживаючих систем інженерного забезпечення будівель. Системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря в Україні є об'єктом постійного вдосконалення з метою створення найбільш сприятливого мікроклімату в приміщеннях та підвищення енергоефективності.

В адміністративних, виставкових та конференц-залах особливо важливо мати високоефективні системи повітрообміну, які відповідають всім вимогам технології та безпеки. Нормативні параметри повітряного середовища. Системи вентиляції та кондиціонування повітря мають забезпечувати ефективну асиміляцію тепло- та вологонадлишків, а також шкідливих речовин, що виділяються у приміщеннях.

При цьому, належність техніко-економічних та експлуатаційних показників до сучасних вимог є обов'язковою.

Системи, які розробляються, мають забезпечувати безперебійну роботу цілодобово залежно від навантаження, що може змінюватись в залежності від дня та сезону року. Для того, щоб система кондиціонування повітря працювала бездоганно, важливо автоматизувати процеси, що в ній відбуваються.

Автоматизація призначена для підтримки внутрішніх параметрів повітря, які забезпечують комфортні умови в приміщенні протягом року. Більш того, система забезпечує функції захисту та блокування, включаючи захист калориферів, енергозберігаючий режим регулювання температури, контроль та діагностику складових частин обладнання та інші функції.

Усі системи кондиціонування повітря, які ми розробляємо, повинні забезпечувати надійність та ефективність роботи при мінімальних енергозатратах. Ми досягаємо цих умов за допомогою застосування сучасного обладнання та розробки нестационарної системи повітророзподілення.

Мета, об'єкт, предмет і завдання досліджень

Метою даної роботи є вдосконалення внутрішнього мікроклімату та зниження енергоспоживання при реконструкції системи кондиціонування повітря при застосуванні динамічного мікроклімату.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- Дослідити зміни температурного режиму в приміщенні без використання системи кондиціонування повітря;
- Дослідити зміни температурного режиму в приміщенні при різних умовах надходження теплоти;
- Дослідити зміни температурних умов в приміщенні при різних режимах роботи системи кондиціонування повітря;
- Визначення параметрів повітряного потоку в струміні припливного повітря від різних типів повітророзподільників при змінних умовах роботи системи кондиціонування.

Об'єкт досліджень – особливості впливу параметрів при перемінному режимі формуванню внутрішнього мікроклімату у виставковій залі.

Предмет досліджень – створення відповідних умов для забезпечення належного повітряного та теплового середовища в залі виставок під час змінного режиму роботи.

Як відомо, проектні рішення систем вентиляції зазвичай спрямовані на забезпечення номінального режиму роботи обладнання в стаціонарних умовах. Однак необхідно враховувати, що у приміщеннях можуть виникати нестационарні режими роботи на певний час. Тому є актуальною задача дослідження можливостей керування параметрами внутрішнього повітряного середовища в приміщеннях, враховуючи взаємодію систем вентиляції та тепловіддачі обладнання.

Розділ 1

Літературний огляд

1.1 Оцінка якості системи повітророзподілення у приміщенні

Організм людини, при виконанні роботи, зокрема м'язової посилюються енергозатрати і обмін речовин, який викликає в організмі працівника збільшення теплоутворення, що відображається на його терморегуляції. Але всі ці властивості нашого організму обмежені, через це метеорологічні параметри в приміщенні повинні підтримуватись системами опалення, вентиляції та кондиціонування повітря на належному рівні. [5].

Для підтримання потрібних умов та допустимих границь температури, вологості, а також швидкості повітря в приміщенні, потрібно мати знання, які дозволяють регламентувати використання різних видів СКП. [2,3] Організм людини пристосовується до зміни параметрів навколишнього повітря, завдяки терморегуляції. Якщо відбуваються різкі відхилення параметрів повітряного середовища, порушуються фізіологічні функції організму.

Головна задача системи кондиціонування повітря полягає у підтриманні параметрів повітряного середовища. Завдяки яким людина може почувати себе комфортно, тобто не відчувала впливу цього середовища. [1] Ефективність терморегуляції організму працівника великою мірою залежить від рухомості повітря. В процесі трудової діяльності людина перебуває у тепловій взаємодії з виробничим середовищем. [5].

Відчуття комфорту людини значно залежить від температури поверхонь, що оточують її. Для створення комфортних умов необхідно забезпечити підтримку оптимальної температури навколишніх поверхонь, коли людина знаходиться поруч з нагрітими або охолодженими поверхнями. Середня температура навколишніх поверхонь t_R повинна перебувати в певних межах, залежно від температури внутрішнього повітря t_v .

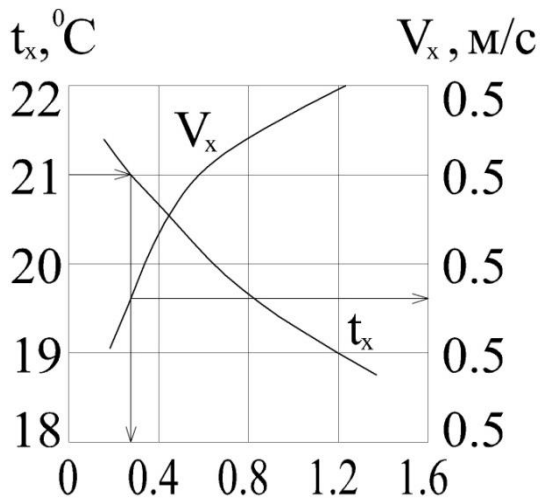


Рис.1.1.1. Рекомендовані комбінації швидкості потоку v_x , її температури t_x і різниці в температурі Δt_x , є необхідними для підтримки оптимальних метеорологічних умов.

Швидкості руху повітря, що рекомендуються в приміщення за даними деяких авторів [18,19] наведені в табл.1.1.1.

Таблиця 1.1.1

Швидкість повітря , які рекомендовані в робочій зоні

Автор	Температура, t °C	Швидкість руху повітря, v , м/с
Raedles	18 – 26	0,05 – 0,5
Kolmar	20 – 26	0,1 – 0,4
Боголюбов	18 – 22	0,15 – 0,25
Hardy	20	0,12 – 0,6
Frank	19 – 26	0,1 – 0,44

Різними науковцями були проведені спроби отримати функціональні залежності, які можуть оцінювати ефективність розподілу повітря у приміщенні. Д. Рідбергом [8], який проживав у Швеції було запропоновано провести ефективну оцінку за перепадом температури θ , який пов'язує фактичний перепад температур $t_e - t_x$ зі швидкістю v_x в даній точці струмини залежністю:

$$\theta = t_e - t_x + 8 \cdot v_x \quad (1.1.1)$$

Для приміщень, де вимоги до повітророзподілення високі, а люди перебувають на фіксованих місцях, ефективний перепад температури θ дорівнює 1. Крім того, існують такі стандарти оцінки якості повітророзподілення:

1. Стандарт ASHRAE Comfort [6].

Рівень комфорту можна оцінити за такими параметрами:

- температура повітря в приміщенні вимірюється сухим термометром;
- тиск повітря в приміщенні;
- радіаційна температура;
- швидкість руху повітря;
- зміна в часі температурних і швидкісних коливань.

2. Стандарт ADPI (Air distribution performance index) [6] - це індекс, що відображає характеристики повітророзподілу, який було запропоновано Р.Г. Невінзом та Е.Д. Уордом. Оцінка стану повітря проводиться за допомогою "ефективної температури потягу", яка була розроблена на основі експериментальних досліджень [7]:

$$\theta = t_x - t_g - 7,66 \cdot (v_x - 0,15) \quad (1.1.2)$$

Під час легкої фізичної активності в точці вважають стан повітря комфортним, якщо виконуються наступні критерії:

$$- 1,67 \text{ }^\circ\text{C} \leq \theta \leq 1,11 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$0 \text{ м/с} < v_i < 0,36 \text{ м/с} \quad (1.1.3)$$

Замість цього виразу часто запропонують наступний загальний вираз:

$$K'_{1\min} \leq (t_x - t_{cp}) - ((kv_x) - (kv)^{onm}) \leq K'_{1\max}, \quad (1.1.4)$$

де значення констант $K'_{1\min}$, $K'_{1\max}$, K – залежать від термічного опору одягу, а $(kv)^{onm}$ – від середньої температури в робочій зоні приміщення.

3. П.О.Фангер [22] запропонував метод, який використовують у країнах Західної Європи для оцінки якості повітряного середовища. Цей метод полягає в створенні складених діаграм комфорту на основі рівнянь, що включають в себе відносну вологість і радіаційну температуру. При цьому використовуються показники середніх і незадовільних умов для певної кількості контрольних точок, які рівномірно розподілені у робочій зоні приміщення. Один з ключових параметрів, які враховуються в цьому методі, – це "Predicted Medium Vote" (PMV), що вказує на рівень комфорту працівників в приміщенні.

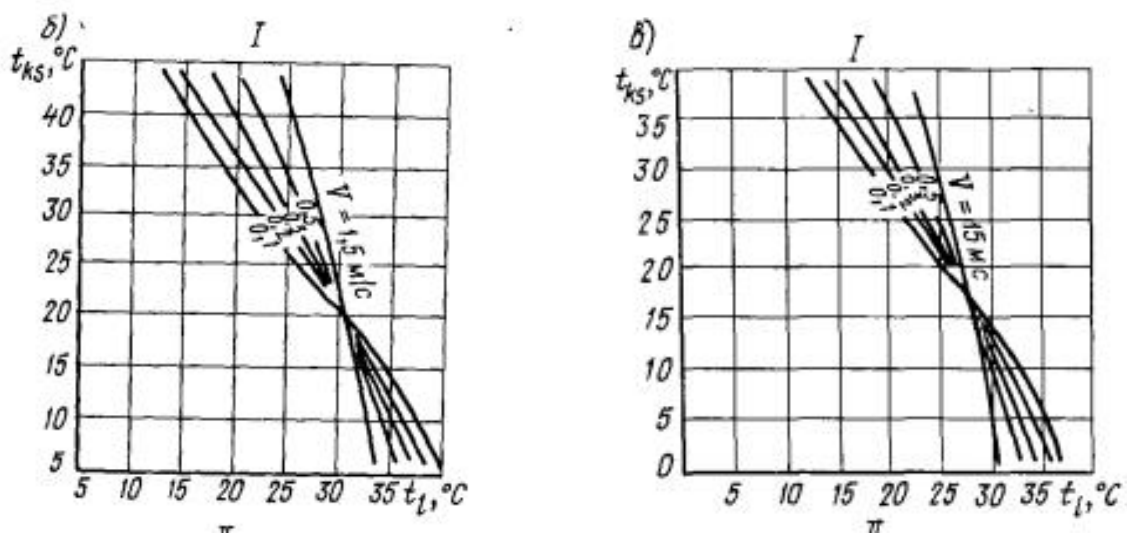


Рис.1.1.2. Діаграми комфорту Фангера:

- а) для легко одягнених людей – $R = 0,5 \text{ clo}$;
- б) для нормально одягнених людей – $R = 1,0 \text{ clo}$.

При оптимальних мікрокліматичних умовах в організмі працівника забезпечується постійна температура тіла ($36,6 \text{ }^\circ\text{C}$) завдяки процесу терморегуляції. Кількість тепла, що виробляється в організмі, залежить від фізичного навантаження на працівника, тоді як рівень тепловіддачі залежить від мікрокліматичних умов у виробничому середовищі. При підвищеній температурі повітря значна кількість тепла втрачається через процес випаровування.

Разом із пітовими виділеннями організм втрачає воду, вітаміни та мінеральні солі. Таким чином, зневоднення призводить до порушення обміну речовин.

Порушення теплового режиму приміщення, який за медичними стандартами повинен становити від 18 до 20 °С, може спричинити погіршення здоров'я та загострення хронічних захворювань. Підвищення температури в кімнаті понад 24-25 °С може спричинити головний біль, зниження уваги та продуктивності. Умови, коли температура в кімнаті нижче 16-15 °С, можуть спричинити виникнення та загострення захворювань органів дихання (наприклад, риніту, бронхіту, плевриту, пневмонії), м'язово-суглобового апарату та периферичної нервової системи (наприклад, міозиту, ревматизму, невриту, радикуліту), а також загострення інших хронічних хвороб. Максимальними межами терморегуляції людини в стані спокою є 30–31 °С при відносній вологості 85% або 40 °С при відносній вологості 30%.

Від швидкості переміщення повітря в виробничому приміщенні залежить тепловіддача з поверхні шкіри. У спекотні виробничі приміщення при температурі повітря +35°С рух повітря сприяє збільшенню віддачі тепла організмом. Підвищення швидкості переміщення повітря при низьких температурах викликає його переохолодження. Різкі зміни температури в приміщенні, яке продувається холодним повітрям (протягом), значно порушують терморегуляцію організму і можуть викликати простудні захворювання. Можливості організму пристосовуватись до метеорологічних умов значні, однак не нескінченні.

Метеорологічні умови у виробничих приміщеннях сильно впливають на стан організму працівника та його працездатність. Мікроклімат - це умови внутрішнього середовища, які впливають на тепловий обмін між працюючими та оточенням. Ці умови включають температуру, відносну вологість, швидкість руху повітря, температуру поверхонь, що оточують людину, та інтенсивність теплового (інфрачервоного) випромінювання.

1.2 Збереження енергії при поліпшенні умов теплового режиму для людини.

Для того, щоб біологічні процеси в організмі людини відбувались нормально, тепло, що виробляється організмом, повинне повністю відводитись у навколишнє середовище. Порушення теплового режиму може призвести до перегрівання або переохолодження організму людини і, в результаті, до втрати ефективності, втрати свідомості та до теплової смерті. Величина тепловиділення організмом людини залежить від рівня фізичного навантаження в певних кліматичних умовах і становить від 85 (в стані спокою) до 500 Дж/с (важка фізична праця).

Організм людини може підтримувати стабільну температуру тіла при досить широкому діапазоні параметрів навколишнього середовища. Так, тіло людини зберігає температуру близько 36,6°C при коливаннях навколишньої температури від -40 °C до +40 °C. При цьому температура окремих ділянок шкіри та внутрішніх органів може бути від 24 °C до 37,1°C.

1.2.1 Тепловиділення від людини.

Основні складові тепловиділень **людського тіла**: конвекція, випромінення, випаровування. Перші дві складові називають ще **явними**, а останню – **прихованими** тепловиділеннями.

Конвективні тепловиділення складають біля 32...35% всіх тепловиділень. Якщо температура навколишнього повітря вища за температуру поверхні тіла, організм людини може сприймати теплоту цього повітря.

Кількість теплоти, що виділяється випроміненням, складає 42...44% від тепловиділень тіла людини. Подібно до конвективної тепловіддачі тепловіддача випроміненням може бути як додатньою (температура тіла перевищує температуру навколишніх поверхонь), так і від'ємною.

Тепловіддачу випаровуванням можна розділити на дві складові – невидиме випаровування і потовиділення. Організм випаровує майже 1000 мл вологи за добу в умовах основного обміну речовин. Оскільки на випаровування 1 г вологи витрачається 2400 Дж теплоти, то тепловиділення від людини випаровуванням складають $21,8...25,0 \cdot 10^5$ Дж за добу. Потовиділення починається за температури навколишнього середовища вище 34^0C ; при цьому тепловіддача з причини випаровування і потовиділення єдиний спосіб тепловіддачі організму.

Повні тепловиділення людини залежать від інтенсивності праці і в меншій мірі від температури приміщення $t_{\text{п}}$ і теплозахисних властивостей одягу.

Явні тепловиділення людини залежать від тяжкості праці, температури приміщення $t_{\text{п}}$ і рухливості повітря в робочій зоні (місці праці), а також від теплозахисних властивостей одягу. [22]

1.2.2 Температура повітря в приміщенні.

Температура навколишнього повітря, інтенсивність роботи та одяг найбільше впливає на тепловий комфорт людини. [22]

Область допустими температур в приміщення:

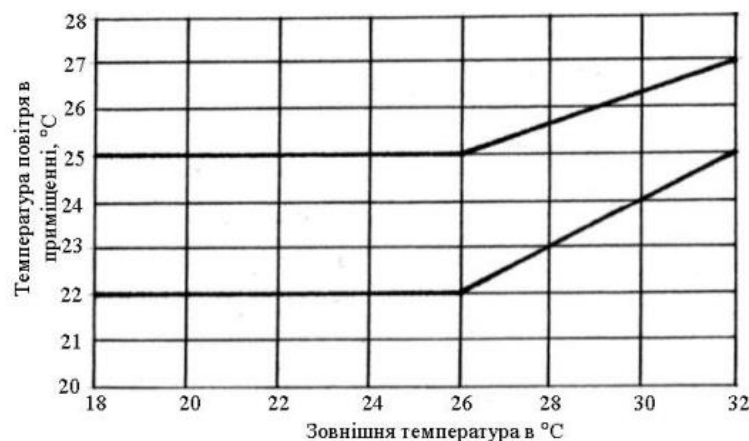


Рис.1.2.1 Область допустими температур в приміщення

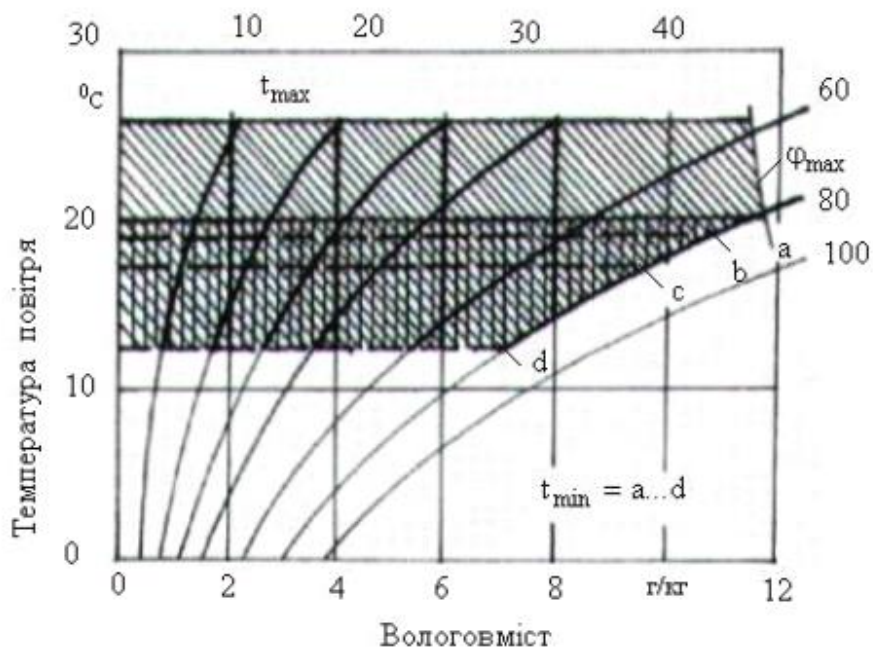


Рис.1.2.2 Стан повітря згідно з рекомендаціями ASR 5 і 6 зображено графічно.

Також важлива рівномірність розподілу температури. У кожному опалювальному приміщенні є вертикальний градієнт температури, який залежності від положення, величини та потужності джерела тепловиділень.

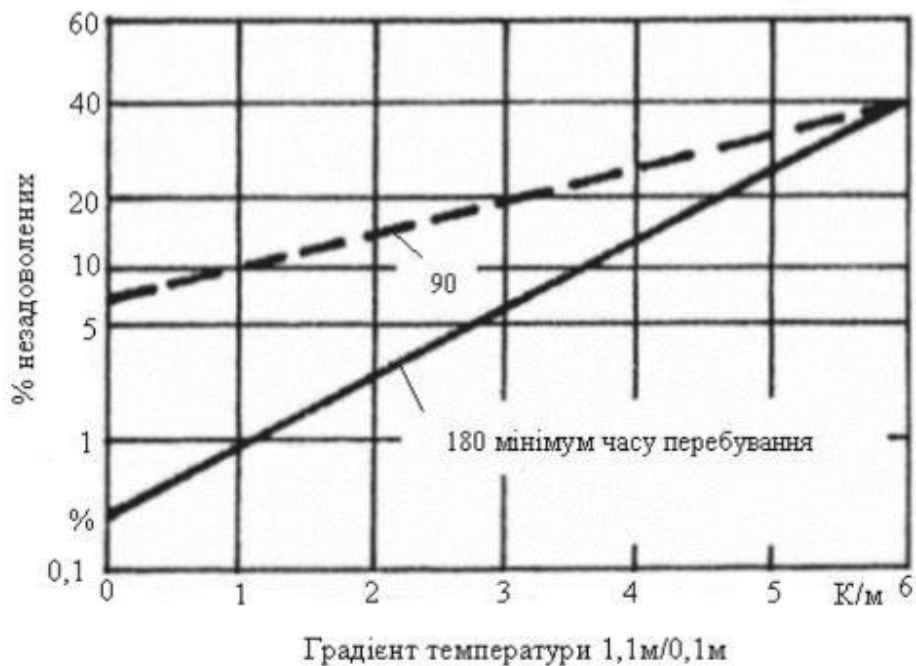


Рис.1.2.3 Градiєнт температури

У приміщеннях , які вентилюються різниця температури не повинна перевищувати $\pm 2^{\circ}\text{C}$. А у приміщеннях з системою кондиціонування повітря різниця від заданої величини не має перевищувати $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$.

1.2.3 Швидкість повітря

Швидкість руху повітря значно впливає на комфорт людини. При невисокій швидкості вітру , особа , яка знаходиться на вулиці, не відчуває дискомфорту, проте , у приміщенні така ж швидкість повітря відчувається дискомфортною. Задовільне самопочуття відчувається у повітрі, яке має температуру нижчу, ніж повітря приміщення, і обтікає тільки певну частину тіла людини. Мінімальний рух повітря є потрібним для перенесення мас теплоти.

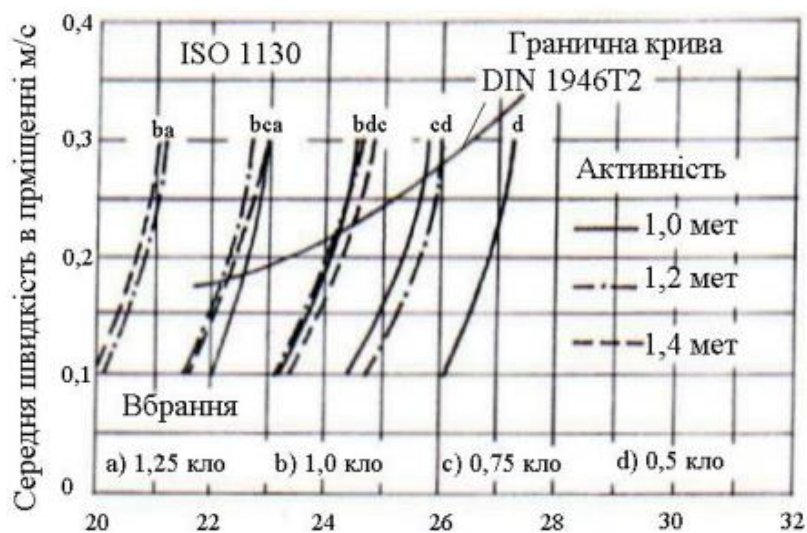


Рис 1.2.4. Допустима швидкість повітряних потоків залежно від температури повітря в приміщенні [DIN 1946, Т.2, 01.83], виду одягу і фізичної активності.

Величини, подані в ISO, вказують на значний вплив одягу: при даній температурі приміщення і фізичній активності, але в утепленому одязі з термічним опором 0,25 кло, швидкість повітряних потоків можна збільшити з 0,1 до 0,3 м/с при тому самому ступені комфорту. З рис.1.8 робимо висновок, що при легкому одязі (0,5 – 0,75 кло) і малій фізичній активності, температури біля 26 0 С можуть бути придатними.

1.2.4 Одяг

Одяг має значний вплив на рівень комфорту. Умови комфорту, які залежать від занадто високої або занадто низької зовнішньої температури, можна забезпечити за допомогою відповідного одягу. Теплоізоляційна властивість одягу представлена в DIN 33403, Т.3 та ISO 7730. Рекомендовані такі фізичні властивості теплового опору одягу: $R_{\lambda} = 1 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, або 1clo (від clothing) = 0,155 м² К/Вт (таблиця 1.2.1).

Таблиця 1.2.1

Тип одягу	Термічний опір	
	(м ² К)/Вт	clo
Без одягу	0	0
Легкий одяг (шорти, сорочка)	0,08	0,50
Одяг (сорочка, штани, шкарпетки і туфлі)	0,10	0,65
Нормальний робочий одяг	0,10	0,65
Легкий спортивний одяг із курткою	0,12-0,16	0,8-1,0
Теплий зимовий одяг, теплий светр	0,16	1,0
Громіздкий робочий одяг із білизною	0,20	1,25
Громіздкий робочий одяг із шкарпетками, черевиками, піджаком і курткою	0,21	1,30
Зимовий одяг з пальто	0,25-0,30	1,60-2,0
Одяг на найхолоднішу погоду	0,45-0,60	3,0-4,0

Аналіз показує, що для осіб, які перебувають у сидячому стані або виконують легку роботу, межі термічного комфорту можна виділити таким способом: температура повітря у приміщенні, виміряна на рівні голови, на відстані не менше 1 м від стіни, в закритих приміщеннях має бути розрахована у часі та просторі в межах 20-22°C. Влітку різниця температури не повинна перевищувати +7°C. У разі коли температура поверхні стіни відрізняється від

температури повітря на 1°C, не рекомендується статичний клімат у приміщенні (кліматична одноманітність); допускаються зміни температури та плинність повітряного потоку, тобто динамічна організація мікроклімату. Тривалість, частоту та амплітуду змін цих двох факторів потрібно визначати.

1.3 Параметри мікроклімату приміщення при повітророзподіленні у змінному режимі.

Розвиток і вдосконалення систем вентиляції та кондиціонування повітря спрямовані на забезпечення комфортних параметрів мікроклімату приміщень з мінімальними можливими затратами, як капітальними так і експлуатаційними.

Дослідження, які провів Ю.Н. Хомуцький [14,15], показали, що для забезпечення обмежених у часі періодичних відхилень параметрів мікроклімату може дотримуватись вимог складного технологічного процесу, а з точки зору гігієни, зменшити негативний вплив одноманітної праці на самопочуття відвідувачів. При виконанні фізичної роботи, людина сприймає швидкість повітря до 0,5 м/с. Якщо потік повітря спрямований на потилицю, то швидкість має не перевищувати 0,15 м/с. Під час дії динамічної повітряного потоку в часі, людина може переносити задовільно вищі та короткочасні швидкості повітря. У місцях надходження припливних струмин у робочих зонах, розрахунок повітророзподілу здійснюють експериментальними швидкостями v_x і перепадами температур $\Delta t = t_x - t_e$.

Для визначення реальної зміни температури і швидкості руху повітря при динамічному мікрокліматі, для отримання потрібного гігієнічного ефекту, вводять термін «комфортний» і допустимий динамічний мікроклімат. За допомогою деяких експериментів про фізіолого-гігієнічної дії динамічного мікроклімату при легкій одноманітній роботі можна запропонувати лише теоретичне рахування цих понять для інженерних розрахунків.[4]

1.4 Розподіл повітря у вентилярованому приміщенні.

Характер і причини формування руху повітря в приміщенні залежать від цілого ряду чинників. До їх числа можна віднести взаємодію припливних і витяжних струменів, взаєморозташування припливних і витяжних отворів, розташування джерел тепловиділення і охолодження повітря. На характер руху повітря робить також вплив різниця температур припливного і витяжного повітря.

Одними з перших робіт, які були виконані В.В. Батуріним та В.І. Ханжонковим [11], виявили схеми формування течії в об'ємі вентилярованого приміщення. Автори провели дослідження, і аналіз показав, що незалежно від розміщення припливних та витяжних отворів формує основний потік. Між потоком і вихором встановлюється масообмін рухомого шару. Ускладненням отриманих результатів є неможливість оцінити кількість співвідношень між рециркуляційними потоками. Замкнуті вихрові течії, щодо вентилярованого приміщення являють собою застійні зони. І треба думати, що рухливість повітря в них значно відрізняється від швидкостей основного потоку.

Дослідження про розподіл повітря під дією припливних струменів було показано в роботах В.Н. Бахарєва та В.М. Трояновського [12] Н.Н. Садовської [16] та О.Н. Тимофєєвої. Дослідження були проведені, як у лабораторних умовах так і натурних.

Бахарєв, Троянський та Тимофєєва у своїх роботах вивчали способи розподілення повітря у верхню та робочу зони приміщень. Визначили потрібну висоту подачі повітря над рівнем підлоги, яка залежить від висоти приміщення та зворотного потоку повітря. У дослідженнях не представилося можливим встановити досить точний зв'язок між параметрами припливного струменя і потоками повітря в приміщенні.

Дослідження Н.Н. Садовська показали, що струмень, який розвивається у обмеженому просторі, у більшості випадках визначається площею поперечного перерізу моделі, а також те, що форма струменя вносить лише зміни в розташування циркуляційних кілець. В якості узагальнюючого параметра було прийнято відношення площі поперечного перерізу струменя ($F_{\text{стр}}$), площі поперечного перерізу приміщення ($F_{\text{пр}}$).

1.5 Повітророзподілення струминами

Подача повітря потоками, що приходять в робочу зону вертикально (зображено на малюнку 1.5.1), є досить поширеним методом, який застосовують як у виробничих приміщеннях, так і в приміщеннях громадських будівель. Для реалізації такого методу подачі повітря використовують різні пристрої для розподілу повітря, що утворюють компактні, плоскі і віялові потоки (включаючи їх різноманітні варіанти - конічні і неповні віялові). При випуску з подачі повітря через розташовані біля перекриття стінові решітки, повітроводи з поздовжньою щілиною (зображено на малюнку 1.5.1, а) або плафони (зображено на малюнку 1.5.1, б) утворюють компактні, неповні віялові, плоскі або віялові струмені, що настилаються на стелю, досягають протилежної стіни приміщення, розгортаються і, опускаючись вздовж стіни, потім вертикально надходять до робочої зони.

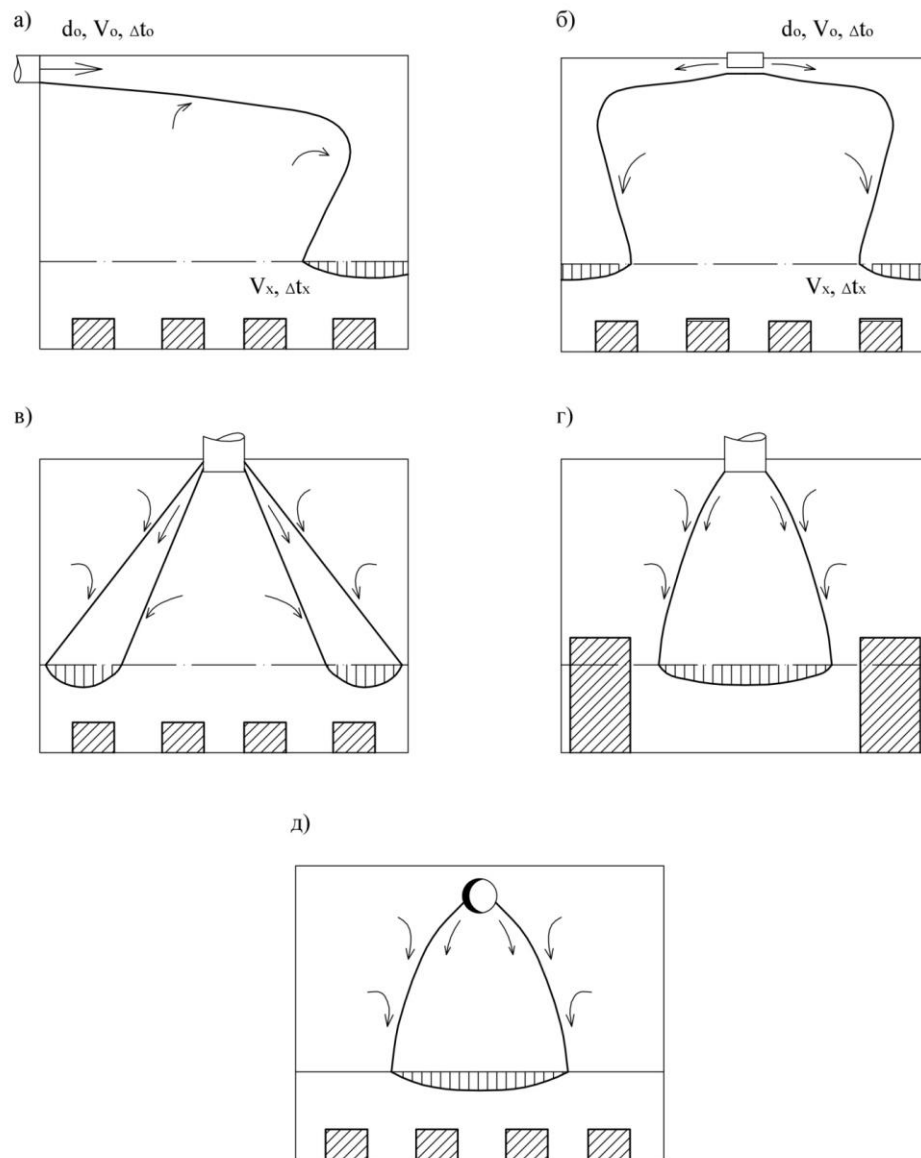


Рис.1.5.1. Подача повітря потоками, що поступають в робочу зону вертикально:

а - настиляються компактними та неповними віяловими потоками;

б - настиляються віяловими струминами;

в - незмикаємі кінчні струмини;

г - змикаючі кінчні струмини;

д - плоскі струмини через круглі повітророзподільники з перфорованою поверхнею.

Настилання на поверхні огорожень матеріалами вдається значно збільшити шлях руху потоку перед його надходженням в робочу зону порівняно

з вертикальною подачею. Це дозволяє досягти кращого змішування повітря, що подається з навколишнім.

При вертикальній подачі притоку повітря через стельові плафони, які встановлені на відривну роздачу (рис.1.5.1, в, г), утворюються компактні, конічні або плоскі потоки через круглі перфоровані повітроводи (рис.1.5.1,д), що прямують найкоротшим шляхом до робочої зони приміщення. подача повітря струминами, які спрямовані вертикально в робочу зону, забезпечує найбільш рівномірний розподіл швидкостей і температур на площі робочої зони приміщення за умови дотримання відповідних співвідношень між площею потоку $F_{стр}$ і площею підлоги, яку обслуговує один повітророзподільник F_n . Коефіцієнт повітрообміну k_l при цьому способі подачі може бути як більшим, так і меншим за одиницю, залежно від розташування витяжних отворів.

При подачі повітря потоками, які надходять в робочу зону під кутом (рис.1.5.2). Потік припливного повітря рухається вздовж робочої зони, провітрюючи її. Цей метод розподілу повітря широко застосовується в сучасних будівлях з великими розмірами сітки колон. Для поставки повітря похилими потоками з висоти до 4-х метрів від підлоги (рис.1.5.2,а) використовують дво-і чотириструнні приколонні повітророзподільники, що формують компактні або неповні віялові потоки. При похиленій поставці та видаленні повітря з верхньої зони, як правило, коефіцієнт повітрообміну $k_l > 1$.

При подачі повітря горизонтальними струминами, затухаючими поза робочої зони (рис.1.5.2). При такій подачі повітря, що отримала назву "концентрованою", робоча зона омивається зворотним потоком. Розрізняють подачу повітря, яка не розподіляється рівномірно і яка розподіляється на поверхні стелі потоком. При цьому способі розподілу і видалення повітря з верхньої зони ступінь.

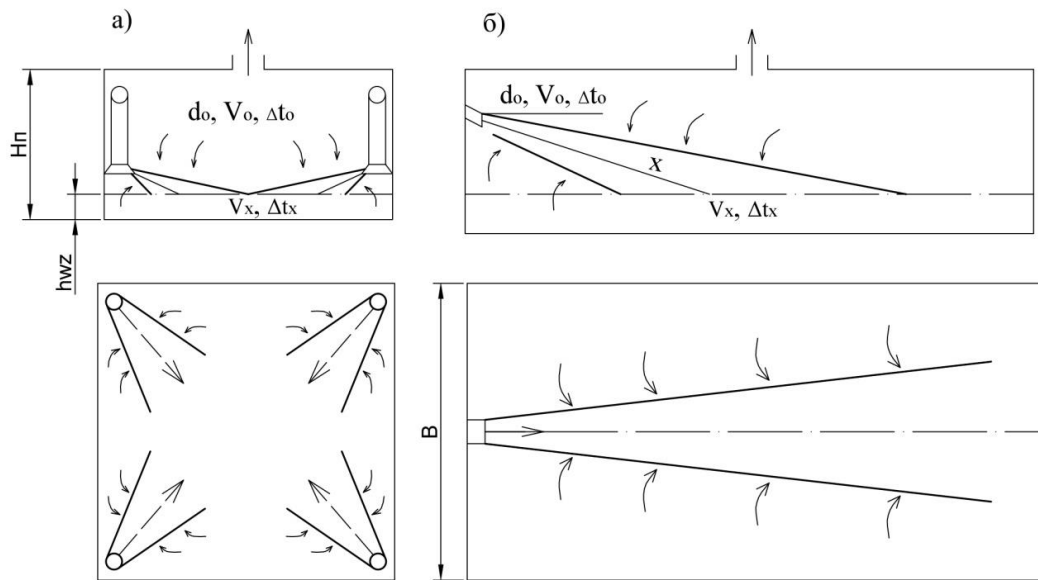


Рис.1.5.2. При подачі повітря потоками, які надходять в робочу зону під кутом:
 а - з висоти до 4-ьох метрів від підлоги; б - з висоти більше 4-ьох метрів.

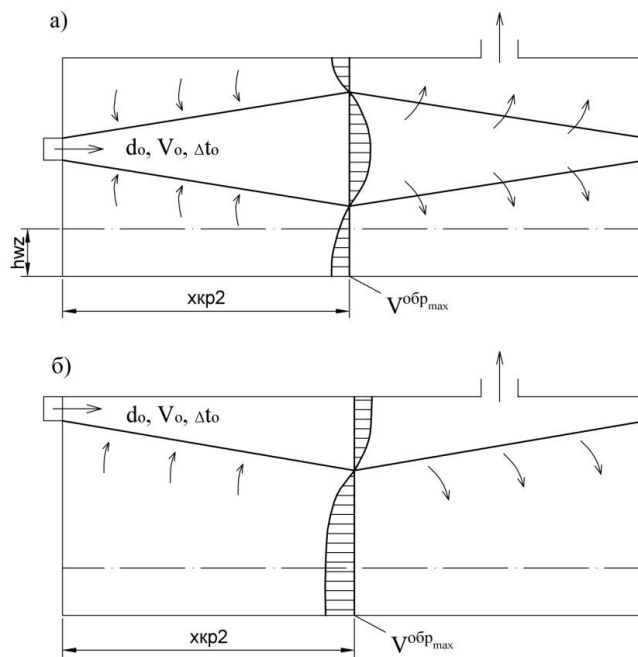


Рис.1.5.3. Подача повітря горизонтальними потоками, що затухають поза робочої зони (зосереджена подача):

а - не настилаючими потоками; б - настилаючими на перекриття потоками.

Використання припливного повітря зменшується. Коефіцієнт повітрообміну може бути меншим за одиницю. Залежно від обраної схеми розподілу повітря відбираються відповідні конструкції розподільних пристроїв повітря. Конкретна конструкція має забезпечувати певні характеристики припливної струмини, які утворюються під час витікання з даного розподільника повітря.

1.6 Застосування повітророзподільників різного типу при динамічному мікрокліматі.

Возняком О. Т було розроблено математичну модель подачі повітря закрученими та настільними повітряними струминами в приміщенні.[13] Показано, що для досягнення максимальної ефективності розподілу повітря необхідно забезпечити подачу повітря струминами, які інтенсивно затухають перед входом до робочої зони. Моделювання потоку повітря здійснювалося за допомогою програми CFD Ansys FLUENT.

Були подані розв'язки за допомогою однопараметричної моделі турбулентності Спаларта–Аллараса та $k-\epsilon$ моделі. Також представлені графічні та аналітичні залежності на основі проведених експериментальних досліджень, які можуть бути використані в інженерних розрахунках.

Автори даної статті визначили динамічні параметри повітряного потоку, що створюється завдяки закрученим та настільним повітряним струминам під час їхнього витікання у змінному режимі та формування динамічного мікроклімату в приміщенні.

В роботі були наведені результати експериментальних досліджень подачі повітря в приміщення двострумним повітророзподільним пристроєм, що утворює закручену та настільну повітряні струмини для створення інтенсивнішої турбулізації припливного повітряного потоку.

За допомогою даного аналізу були отримані результати досліджень, які дають можливість здійснити інженерні розрахунки розподілу повітря закрученими та настільними струминами повітря.

Метою роботи було вивчення характеру поширення результуючого повітряного потоку [10], а також оптимізація взаємозв'язку між геометричними характеристиками повітророзподільника та інтенсивністю загасання швидкості та надлишкової температури Δt результуючого повітряного потоку для різних випадків взаємодії зустрічних неспіввісних струмин, а саме: при різних значеннях біжучих координат (h та x), співвідношення відстаней між осями зустрічних струмин (l_0), відстані між зустрічними насадками (X_n).

В даній роботі проводились експериментальні дослідження на установці при таких умовах:

- струмини неізотермічні;
- досліди проводились як із нагрітими, так і з охолодженими струминами;
- припливні насадки – циліндричні патрубки з коефіцієнтом погасання швидкості $m = 6,8$;
- їхній діаметр не змінювався і становив $d_0 = 50\text{мм}$;
- лінійний розмір повітропроводів не змінювався і становив $H = 1,5\text{ м}$;
- відстань між осями насадків l_0 була змінною і становила: $l_{01} = 100\text{ мм} = 2d_0$; $l_{02} = 150\text{ мм} = 3d_0$; $l_{03} = 200\text{ мм} = 4d_0$;
- довжини струмин X_n , що взаємодіють, були змінними і становили: $X_{n1} = 0,6\text{ м} = 12 d_0$; $X_{n2} = 0,8\text{ м} = 16 d_0$; $X_{n3} = 1,0\text{ м} = 20 d_0$; $X_{n4} = 1,2\text{ м} = 24 d_0$;
- співвідношення витрат повітряних потоків $L = L_l / L_{pr}$, що взаємодіють, залишалось незмінним, при цьому $L_l = L_{pr}$;
- початкова швидкість повітря в припливних насадках знаходилася в межах: $V = 5 - 15\text{ м/с}$.

Згідно отриманим експериментальним даним, оптимальними лінійними співвідношеннями для отримання достатньо високої інтенсивності затухання швидкості виходу результуючого повітряного потоку, тобто мінімального значення $h V$, є такі: $h / H = 0,40$; $x / X_{п} = 0,5$; $l_0 / d_0 = 2$. При цьому ефективність застосування зустрічних неспіввісних струмин буде максимальною. Це свідчить про доцільність заміни компактних струмин на плоскі.

Метою роботи [9] є дослідження ефективності організації повітрообміну у виставкових залах з подачею повітря опуклими напівобмеженими струминами.

Актуальність даної теми, полягає у підвищенні енергоефективності вентиляції та кондиціонування повітря, яке передбачає використання ефективних схем організації повітрообміну, особливо з подачею повітря безпосередньо до робочої зони або якомога ближче до неї.

У Київському національному університеті будівництва і архітектури було створено ежекційний сопловий повітророзподільник. Він формує струмину, яка швидко затухає завдяки настиланню на опуклу поверхню.

Авторами було обгрунтовану дану схему організації повітрообміну з подачею повітря над робочою зоною опуклими напівобмеженими струминами, які взаємодіють між собою. Ця схема доцільна у випадках, якщо неможливо подати повітря безпосередньо до робочої зони. Виконано математичне моделювання організації повітрообміну з подачею повітря над робочою зоною у виставковій залі при вентиляції з постійною витратою. Дана схема забезпечує оптимальні параметри мікроклімату з мінімальною рециркуляцією відпрацьованого повітря з верхньої зони. У виставковій залі Міжнародного виставкового центру в місті Києві повітрообмін зменшився удвічі до мінімальної витрати зовнішнього повітря.

У цій статті [5] наведено результати досліджень з'єднання повітряних струменів. Визначено вплив взаємодії струменів на розподіл повітря в

приміщенні. Наведено розрахункові рівняння, які дають можливість спроектувати систему розподілу повітря при взаємодії повітряних струменів.

Автор зазначає, що у вентиляційній техніці виникає потреба подачі значної кількості повітря в приміщеннях невеликого об'єму при забезпеченні нормальної швидкості руху повітря в обслуговуваній зоні. І цього можна досягнути, використовуючи повітророзподільні пристрої з низьким коефіцієнтом загасання швидкості – такі повітророзподільники мають високий початковий ступінь турбалізації повітряного потоку.

Належної турбалізації повітряного потоку можна досягнути використовуючи взаємодію струмин, а саме ефект їх співударяння під деяким кутом. Даний фактор доцільно застосовувати при проектуванні повітророзподілу зосередженою подачею повітря з розміщенням припливних вентиляційних пристроїв поза зоною дії витяжних отворів.

Автором було проведено теоретичні та експериментальні дослідження.

Обґрунтував дане явище теоретично, розглядаючи аспект взаємодії двох повітряних потоків під деяким кутом.

Для оцінки ефекту такої взаємодії потоків був використаний закон збереження імпульсу, а саме такі припущення:

- течія є усталеною;
- струмини, які взаємодіють, є ізометричними;
- напрям результуючої струмини визначається діагоналлю паралелограма.

Отже, отримані залежності дають змогу вибрати необхідні параметри повітряних потоків при їх взаємодії, визначити характеристики результуючої припливної струмини, а відтак розрахувати повітророзподіл в приміщенні.

У роботі [4] розглянуто розподіл повітря взаємодією плоских неспіввісних зустрічних струмин у змінному режимі. Визначено динамічні параметри

повітряного потоку, утвореного взаємодією плоских неспіввісних зустрічних струмин при їх витіканні у змінному режимі зі створенням динамічного мікроклімату у приміщенні.

Метою цієї статті є вдосконалення методики визначення продуктивності вентиляції на підставі експериментальних вимірювань концентрації діоксиду вуглецю. За допомогою експериментальних вимірювань та знань, отриманих при дослідженні даної проблематики, у роботі було розроблено методику визначення продуктивності вентиляції приміщення на основі вимірних значень двооксиду вуглецю, яка перевірялася й іншими експериментальними вимірюваннями. Значення продуктивності вентиляції, отримані в результаті розрахунку вимірних значень двооксиду вуглецю, порівнювалися з результатами розрахунків, виконаних згідно з чинними правовими нормами та приписами. На підставі порівняння результатів було розроблено методику для розрахунку продуктивності вентиляції, результати якої виявилися максимально близькими до результатів, отриманих завдяки методиці визначення продуктивності вентиляції в приміщенні на підставі вимірних значень двооксиду вуглецю.

У ході експериментальних вимірювань вихідним було фактичне продукування CO_2 людьми, що знаходились у приміщенні. На основі вимірюного зниження концентрації CO_2 було визначено продуктивність вентиляції, яка становила $n = 0,5$ л/год. Ця величина відповідає величинам, отриманим в результаті експериментальних вимірювань, що були виконані лише з метою встановлення інтенсивності вентиляції.

Експериментальні дослідження проводились за таких умов :

- повітряні струмини ізотермічні;- припливні насадки мали ширину 20 мм і довжину 1,5 м;
- коефіцієнт затухання швидкості $m = 2,5$;
- початкова швидкість: $V = 5 - 15$ м/с;
- період зміни швидкості: $T = 15$ хв.;- витрата повітря: $L = 200 - 500$ м³/ год.

Швидкість повітря вимірювалась термоелектроанемометром testo-405 з координатною сіткою 5×5 см.

Отже, можна зробити такі висновки: витрата повітря та концентрація CO₂ у сукупному потоці була стала, а компоненти змінювались за періодичним законом. Напряв сукупного потоку забезпечується в межах 0 to 180°. –Змінний режим забезпечує зниження концентрації CO₂.

Розділ 2

Інженерні рішення

2.1 Вихідні дані для проєктування

Об'єктом проєктування являється виставковий центр розташований у місті Києві. За призначенням (проведення комплексу виставкових заходів та надання відповідних послуг) він відноситься до адміністративних споруд. Діяльність об'єкту характеризується вираженою добовою та сезонною нерівномірністю.

У споруді, що проєктується, знаходяться адміністративні, побутові приміщення та виставковий зал. Адміністративні та побутові приміщення розміщені по периметру виставкового залу.

Зал експозицій має розміри у плані 97,2 x 109,2 м. Висота залу до конструкцій перекриття 10,8 м, у центральній частині вона досягає 17,2 м.

Об'єм виставкового залу – 130017,9 м³. Розрахункова кількість людей у ньому – 4000 відвідувачів та персоналу.

2.2 Розрахунок теплонадходжень

2.2.1 Теплонадходження від людей

Теплонадходження людини складаються з віддачі явного і прихованого тепла і залежать в основному від тяжкості виконуючої роботи, температури і швидкості руху оточуючого повітря, а також від теплозахисних властивостей одягу.

Теплонадходження від людей визначаються за формулою:

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{п}} \cdot n, \text{ Вт} \quad (2.1)$$

де $q_{\text{п}}$ – кількість теплоти, що виділяється однією людиною, приймаємо згідно [20], Вт/люд

n - кількість людей в приміщенні, за технічним завданням $n=4188$ чол.

В даному випадку люди, що перебувають у виставковому залі, виконують легку роботу.

Теплий період року:

$$q_{\text{п}}=145,8 \text{ Вт/люд}$$

$$Q_{\text{л}}=145,8 \cdot 4188 = 610576,7 \text{ Вт}$$

2.2.2 Теплонадходження від джерел освітлення

Кількість тепла, що надходить в приміщення від джерел штучного освітлення однакова у теплий та холодний періоди та визначається за проектною потужністю освітлювачів. При цьому вважають, що вся енергія, яка втрачається на освітлення переходить в тепло, яке нагріває повітря приміщення. В роботі використано люмінесцентні лампи переважно відбитого світла, з розподіленням струмینی світла вниз.

Теплонадходження від джерел освітлення визначаємо за наступною формулою:

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}} \quad (2.2)$$

де E – освітленість робочих поверхонь, лк, приймаємо за табл.2.3. [23],
 $E=200$ лк;

F – площа підлоги приміщення, м^2 , $F=10614,24$ м^2 ;

$q_{\text{осв}}$ – питомі тепловиділення від ламп, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{лк}$, визначаємо за [23],
 $q_{\text{осв}}=0,094$ $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{лк}$;

$\eta_{\text{осв}}$ – доля теплоти, що надходить в приміщення, для люмінесцентних ламп $\eta_{\text{осв}}=0,45$

Згідно цього тепловиділення в приміщенні від освітлення складають:

$$Q_{\text{осв}} = 200 \cdot 10614,24 \cdot 0,094 \cdot 0,45 = 89796,5 \text{ Вт.}$$

2.2.3 Теплонадходження від сонячної радіації.

Теплонадходження від сонячної радіації розрізняють як теплонадходження крізь освітлення і через покриття. У випадку коли перекриття суміщене з покриттям (у випадку без горища) надходження сонячної радіації є сумою кількості теплоти, що надходить від освітлення світлових прорізів і кількості теплоти, що надходить через покриття:

$$Q_{c.p.} = Q^{e.c.p.} + Q^{n.c.p.}, \text{ Вт} \quad (2.3)$$

Використовуємо склопакет з одним енергозберігаючим склом, термічний опір такого склопакета $R=0,52 \text{ м}^2\text{К/Вт}$ (за даними інституту фізики);

Сумарні теплонадходження від сонячної радіації будуть дорівнювати

$$Q^{e.c.p.} = 196024 \text{ Вт}$$

2.2.4 Теплонадходження від устаткування

За технічним завданням у залі експозицій працює обладнання тепловиділення від якого складають $Q_{mex}=385600 \text{ Вт}$.

Значення розрахункових величин заносимо до табл.2.1

Таблиця 2.1

Розрахункові значення кількості теплоти, що надходить у приміщення

Період року	Об'єм приміщення, м ³	Кількість теплоти, Вт				
		Від людей	Від сонячної радіації	Від освітлення	Від обладнання	Всього
ТП	130017,9	610577	196024	89796	385600	1270000
ХП		633226	—	89796	385600	1108623

В теплий період враховуємо як теплонадходження від освітлення, так і теплонадходження від сонячної радіації, оскільки спостерігається одночасна дія обох цих факторів (освітлення працює у постійному режимі).

2.3 Тепловий баланс у приміщенні

Різниця теплонадходжень $\sum Q_{надх}$ і втрат теплоти $\sum Q_{вт}$ визначає теплонадлишки (або теплонестачу) ΔQ в приміщенні, які повинні бути асимільовані (або компенсовані) вентиляційним повітрям [21]

Відповідно визначаємо теплонадлишки (або теплонедостачу) повні для теплого і холодного періоду року. Знайдені значення заносимо до табл.2.2

Таблиця 2.2

Зведена таблиця розрахункових значень теплонадходжень і тепловтрат з визначенням теплонадлишків і теплонестач

Період року	Розрахункова температура		Тепловтрати $\sum Q_{вт}$, Вт	Теплонадходження $\sum Q_{надх}$, Вт	Теплонадлишки або теплонестачі ΔQ , Вт
	t_{ext}	t_{wz}			
Теплий	23,7	25	—	1270000	1270000
Холодний	- 22	20	524595	1108623	584028

2.4 Визначення кількості виділяємої вологи і газових шкідливостей.

Кількість вологи і вуглекислого газу, які надходять в приміщення

Таблиця 2.3

Розрахункові значення вологовиділень і виділень вуглекислого газу

Об'єм	Період року	Вологовиділення $M_{вл}$, г/год	Виділення вуглекислого газу
130017,9	Теплий	47549	217776
	Холодний	314100	217776

2.5 Розрахунок повітрообміну

В даному випадку повітря видаляється з верхньої зони.

Розрахунок повітрообміну виконується графоаналітичним методом з побудовою процесів зміни стану повітря на I-d діаграмі.

2.5.1. Теплий період року (ТП).

2.5.1.1 Теоретичні відомості.

1. На I-d діаграму наносимо t_{ext} та wz які визначають параметри зовнішнього повітря та повітря у робочій зоні в теплий період року (і ізотерму внутрішнього повітря, видаляемого з верхньої зони виставкового залу t_y

2. За надлишками тепло- і вологовиділень в теплий період (таб.2.1 і 2.3) визначаємо кутовий коефіцієнт променю процесу в приміщенні, кДж/кг:

$$\varepsilon_m = \Delta Q^{mn} / W^{mn} \quad (2.5.1)$$

де ΔQ^{mn} – теплонадлишки в теплий період року, Вт;

W^{mn} – кількість вологонадходжень в теплий період року, г/год.

3. Враховуючи нагрів повітря у вентиляторі та повітропроводах на величину $\Delta t=1...1,5^\circ\text{C}$, через точку wz по лінії $d=const$ відкладаємо вниз відрізок, який дорівнює Δt , отримуючи точку wz' . Проводимо через отриману точку промінь процесу до перетину з $\varphi=90...95\%$ та знаходимо т.О, яка відповідає параметрам обробленого повітря.

4. Знаходимо параметри припливного повітря, для чого на лінії $d_o=d_{in}$ відкладаємо вгору відрізок $\Delta t=1...1,5^\circ\text{C}$.

5. Через точки in та wz проводимо промінь процесу і на перетині з ізотермою t_y визначаємо параметри повітря, що видаляється.

6. Знаходимо зі співвідношення

$$\frac{G_{ext}}{G} = \frac{d_c - d_l}{d_{ext} - d_l} \quad (2.5.2)$$

вологівміст точки суміші

$$d_c = d_l + (d_{ext} - d_l) \frac{G_{ext}}{G} \quad (2.5.3)$$

Перетин лінії d_c і лінії $ext-l$, яка характеризує процес змішування зовнішнього та рециркуляційного повітря, визначає положення точки c .

2.5.1.2 Визначення необхідних повітрообмінів

1. Визначаємо необхідний повітрообмін за надлишками повної теплоти:

$$G^{mn} = \Delta Q^{mn} / (I_l - I_{in}) \quad (2.5.4)$$

де ΔQ^{mn} – теплонадлишки в теплий період року, Вт

I_l, I_{in} – ентальпії відповідно видаляемого і припливного повітря в теплий період року, кДж/кг.

2. Необхідний повітрообмін за надлишками вологи:

$$G^{mn} = W^{mn} / (d_l - d_{in}) \quad (2.5.5)$$

де W^{mn} – кількість вологонадходжень в теплий період року, г/год

d_l, d_{in} – вологовміст відповідно видаляемого і припливного повітря, г/кг_{с.п.}

3. Знаходимо повітрообмін по надходженні до приміщення вуглекислого газу CO₂:

$$G_{CO_2} = M_{CO_2} / (C_{wz} - C_{in}) \quad (2.5.6)$$

де M_{CO_2} – кількість вуглекислого газу, що виділяється людьми, [табл.2.3]

C_{wz} та C_{in} – концентрація CO₂ всередині приміщення і у припливному повітрі [7]

4. Визначаємо повітрообмін по мінімальній кількості повітря на одну людину:

$$G_{min} = g_{с.п.} \cdot \rho \cdot n \quad (2.5.7)$$

де $g_{с.н}$ - прийнята кількість зовнішнього повітря по санітарним нормам на одну людину, м³/год;

ρ – густина зовнішнього повітря, кг/м³;

n – кількість людей в приміщенні.

Розрахунковим повітрообміном є найбільший повітрообмін визначений за формулами (2.5.4) – (2.5.7).

2.5.1. Розрахунок

1. На I-d діаграму (рис. 2.5.1) наносимо т. *ext* та *wz* які визначають параметри зовнішнього повітря та повітря у робочій зоні в теплий період року ($t_{extB}=28,7^{\circ}\text{C}$; $I_{ext}=56,1$ кДж/кг; $t_{wz}=25^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{wz}=56\%$) і ізотерму внутрішнього повітря, видаляемого з верхньої зони виставкового залу $t_l=25,8^{\circ}\text{C}$.

2. За надлишками тепло- і вологовиділень в теплий період (таб.2.1. і 2.3.) визначаємо кутовий коефіцієнт променю процесу в приміщенні, кДж/кг:

$$\varepsilon^{mn} = \Delta Q^{mn} / W^{mn} = 3,6 \cdot 1270000 / 481620 = 9,5 \text{ кДж/г}$$

3. Враховуючи нагрів повітря у вентиляторі та повітропроводах на величину $\Delta t=1^{\circ}\text{C}$, через точку *wz* по лінії $d=const$ відкладаємо вниз відрізок, який дорівнює Δt , отримуючи точку *wz'*. Проводимо через отриману точку промінь процесу до перетину з $\varphi=90\%$ та знаходимо т. *o*, яка відповідає параметрам обробленого повітря.

4. Знаходимо параметри припливного повітря, для чого на лінії $d_o=d_{in}$ відкладаємо вверх відрізок $\Delta t=1^{\circ}\text{C}$.

5. Через точки *in* та *wz* проводимо промінь процесу і на перетині з ізотермою t_l визначаємо параметри повітря, що видаляється.

6. Знаходимо зі співвідношення

$$\frac{G_{ext}}{G} = \frac{d_c - d_l}{d_{ext} - d_l}$$

вологівміст точки суміші

$$d_c = 11,75 + (10,3 - 11,75) \frac{128736}{360000} = 11,2 \text{ г/кг}$$

Перетин лінії d_c і лінії $ext-l$, яка характеризує процес змішування зовнішнього та рециркуляційного повітря, визначає положення точки s .

Знайдені по I-d діаграмі параметри заносимо до табл. 2.5.1.

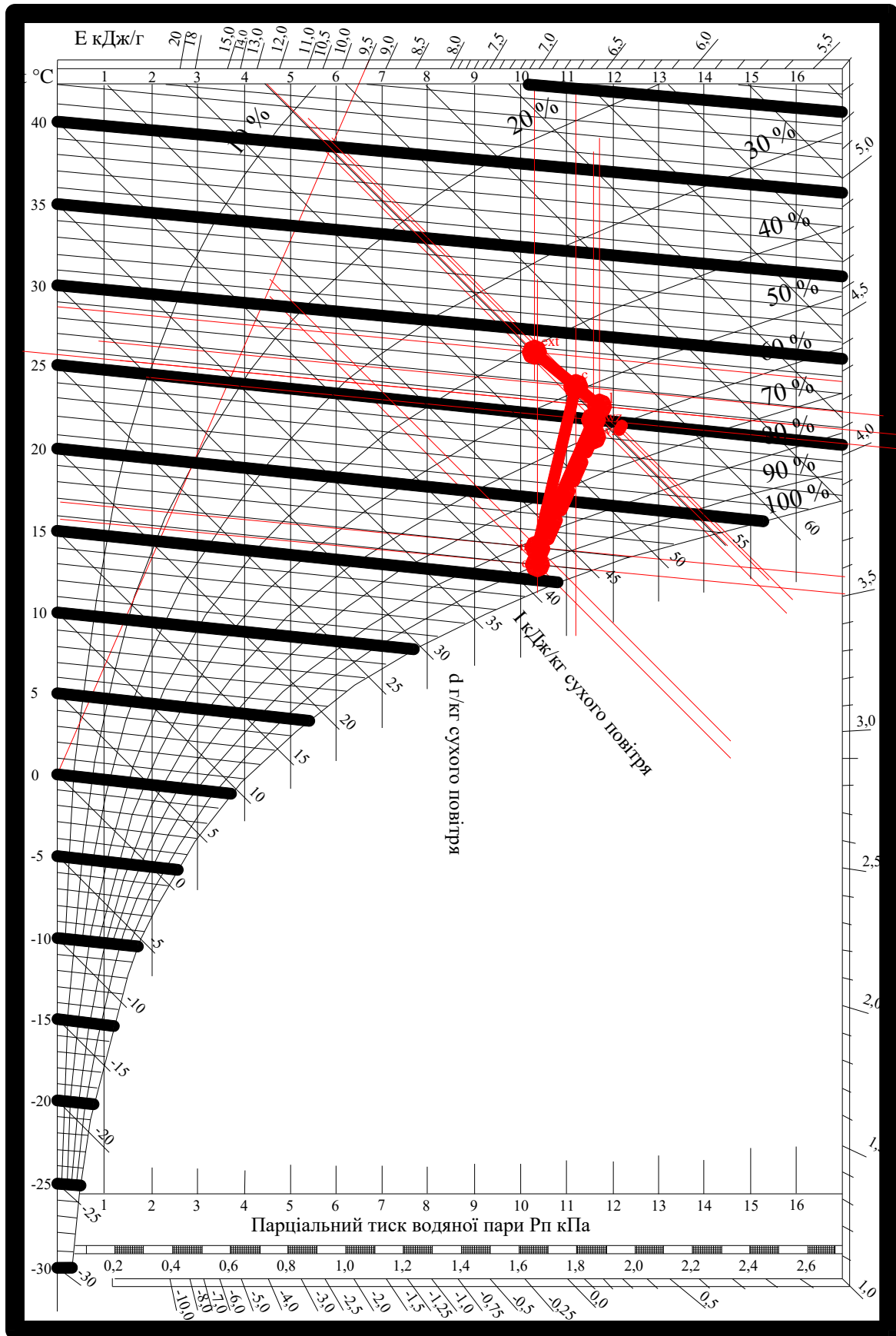


Рис. 2.5.1 $I-d$ діаграма стану повітря у теплий період року

Визначення необхідного повітрообмінів

1. Визначаємо необхідний повітрообмін за надлишками повної теплоти:

$$G^{mn} = 3,6 \cdot 1270000 / (55,8 - 43,1) = 360000 \text{ кг/год}$$

2. Необхідний повітрообмін за надлишками вологи:

$$G^{mn} = 481620 / (11,75 - 10,4) = 356756 \text{ кг/год}$$

3. Повітрообмін по надходженні до приміщення вуглекислого газу CO₂:

$$G_{CO_2} = 217776 / (3,05 - 0,76) = 95100 \text{ кг/год}$$

4. Визначаємо повітрообмін по мінімальній кількості повітря на одну людину:

$$G_{min} = 20 \cdot 3600 \cdot 1,2 + 60 \cdot 588 \cdot 1,2 = 128736 \text{ кг/год}$$

За розрахунковий повітрообмін приймемо повітрообмін по надлишкам теплоти як найбільший із можливих, тобто:

$$G^{mn} = 360000 \text{ кг/год}$$

$$L^{mn} = 300000 \text{ м}^3/\text{год}$$

Враховуючи режим роботи системи вентиляції, кількість повітря, що подається в приміщення, в залежності від теплового навантаження, воно буде дорівнювати максимальному розрахунковому значенні, відповідно, витрата холоду також буде зменшуватись, і тоді кількість холоду дорівнює:

$$Q = G_{\text{заг}} \cdot \Delta I = G_{\text{заг}} (I_l - I_{in}) \cdot 0,278 = 360000 (57,6 - 43,1) \cdot 0,278 = 1150 \text{ кВт}$$

Параметри повітря в процесі кондиціонування у теплий період року

Період	Повітря в вентиляційному процесі	Точки на <i>I-d</i> діаграмі	Параметри повітря			
			Температура <i>t</i> , °С	Ентальпія <i>I</i> , кДж/кг	Волого вміст <i>d</i> , г/кг	Відносна вологість <i>φ</i> , %
Теплий	Зовнішнє	<i>ext</i>	28,7	56,1	10,3	42,5
	Внутрішнє (в робочій зоні)	<i>wz</i>	25,0	56,3	14,3	60
	Видаляємо з верхньої зони	<i>l</i>	25,8	57,6	12,4	58
	Припливне	<i>in</i>	17,0	43,1	10,4	83
	Суміші	<i>c</i>	26,5	57	11,9	53
	Після обробки	<i>o</i>	16	42,1	10,4	90

2.5.2 Повітряний баланс у приміщенні

Рівняння балансу повітря у вентиляційному приміщенні описує закон збереження маси повітря відносно цього приміщення.

Для загального випадку:

$$\Sigma G_{in_i} = \Sigma G_{l_j} \quad (2.5.8)$$

Запишемо рівняння балансів повітря у розгорнутому вигляді:

$$G_{c.n.} + G_p = G_p + G'_l + G_{exf} \quad (2.5.9)$$

де $G_{c.n.}$ – витрата зовнішнього повітря за санітарними нормами, кг/год;

G_p – витрата рециркуляційного повітря, кг/год;

G'_l – витрата повітря, видаленого природним шляхом назовні, кг/год;

G_{exf} – видалення повітря шляхом ексфільтрації, кг/год.

Теплий період

$G_{с.н.} = 128736$ кг/год за розрахунком . Тоді

$$G_p = G - G_{с.н.} = 360000 - 128736 = 231264 \text{ кг/год.} \quad (2.5.10)$$

Витрату повітря G_{exf} приймаємо у розмірі 10% від загальної витрати повітря, тобто:

$$G_{exf} = 0,1 \cdot G = 0,1 \cdot 360000 = 36000 \text{ кг/год.}$$

Таким чином

$$\begin{aligned} G'_l &= G_{с.н.} + G_p - G_p - G_{exf} = \\ &= 128736 + 231264 - 231264 - 36000 = 92736 \text{ кг/год} \end{aligned} \quad (2.5.11)$$

Отримані значення витрат повітря заносимо до табл. 2.5.2.

Таблиця 2.5.2

Витрати повітря за періодами

Період	Витрати повітря, кг/год			
	$G_{с.н.}$	G_p	G'_l	G_{exf}
	Приплив			
ТП	128736	231264	92736	36000

2.5.3 Розрахункові значення кількості теплоти, що надходить у приміщення при зменшенні теплового навантаження від людей на 50% від максимального розрахункового , розрахунок проводився для однієї зони обслуговування одного повітророзподільника

Таблиця 2.5.3

Розрахункові значення кількості теплоти, що надходить у приміщення

Період року	Об'єм приміщення, м ³	Кількість теплоти, Вт				
		Від людей	Від сонячної радіації	Від освітлення	Від обладнання	Всього
ТП	288	4142	659	1218	5231	13251

5.1. Волога, що виділяється людьми при зменшенні теплового навантаження від людей на 50% від максимального розрахункового

Теплий період року:

$$m = 115 \text{ г/(год} \cdot \text{люд)}, \quad W = 115 \cdot 28 = 3267 \text{ г / год.}$$

5.2. Надходження в приміщення газових шкідливосте:

$$M^{III}_{CO_2} = 52 \cdot 28 = 1508 \text{ г/год.}$$

Кількість вологи і вуглекислого газу, які надходять в приміщення

Таблиця 2.5.4

Розрахункові значення вологовиділень і виділень вуглекислого газу

Об'єм приміщення	Період року	Вологовиділення $M_{вл}$, г/год	Виділення вуглекислого M_{CO_2} , г/год
288	Теплий	3267	1477

2.5.4. Розрахунок (при зменшенні теплового навантаження від людей на 50% від максимального розрахункового)

1. На I-d діаграму (рис. 2.5.2) наносимо t_{ext} та w_z які визначають параметри зовнішнього повітря та повітря у робочій зоні в теплий період року ($t_{extB} = 28,7^\circ\text{C}$; $I_{ext} = 56,1 \text{ кДж/кг}$; $t_{wz} = 25^\circ\text{C}$; $\phi_{wz} = 60\%$) і ізотерму внутрішнього повітря, видаляемого з верхньої зони виставкового залу $t_f = 25,8^\circ\text{C}$.

2. За надлишками тепло- і вологовиділень в теплий період (таб.2.5.3 і 2.5.4) визначаємо кутовий коефіцієнт променю процесу в приміщенні, кДж/кг:

$$\varepsilon^{mn} = \Delta Q^{mn} / W^{mn} = 3,6 \cdot 13251 / 3267 = 14,6 \text{ кДж/г}$$

3. Враховуючи нагрів повітря у вентиляторі та повітропроводах на величину $\Delta t=1^\circ\text{C}$, через точку wz по лінії $d=const$ відкладаємо вниз відрізок, який дорівнює Δt , отримуючи точку wz' . Проводимо через отриману точку промінь процесу до перетину з $\varphi=90\%$ та знаходимо т. o , яка відповідає параметрам обробленого повітря.

4. Знаходимо параметри припливного повітря, для чого на лінії $d_o=d_{in}$ відкладаємо вверх відрізок $\Delta t=1^\circ\text{C}$.

5. Через точки in та wz проводимо промінь процесу і на перетині з ізотермою t_l визначаємо параметри повітря, що видаляється.

6. Знаходимо зі співвідношення

$$d_c = \frac{d_{ext} \cdot G_{ext} + d_l \cdot G_l}{G_{заг}}$$

вологівміст точки суміші

$$d_c = \frac{10,7 \cdot 645 + 12,1 \cdot (4677 - 645)}{4677} = 11,9 \text{ г/кг}$$

Перетин лінії d_c і лінії $ext-l$, яка характеризує процес змішування зовнішнього та рециркуляційного повітря, визначає положення точки c .

Знайдені по I-d діаграмі параметри заносимо до табл. 2.5.5.

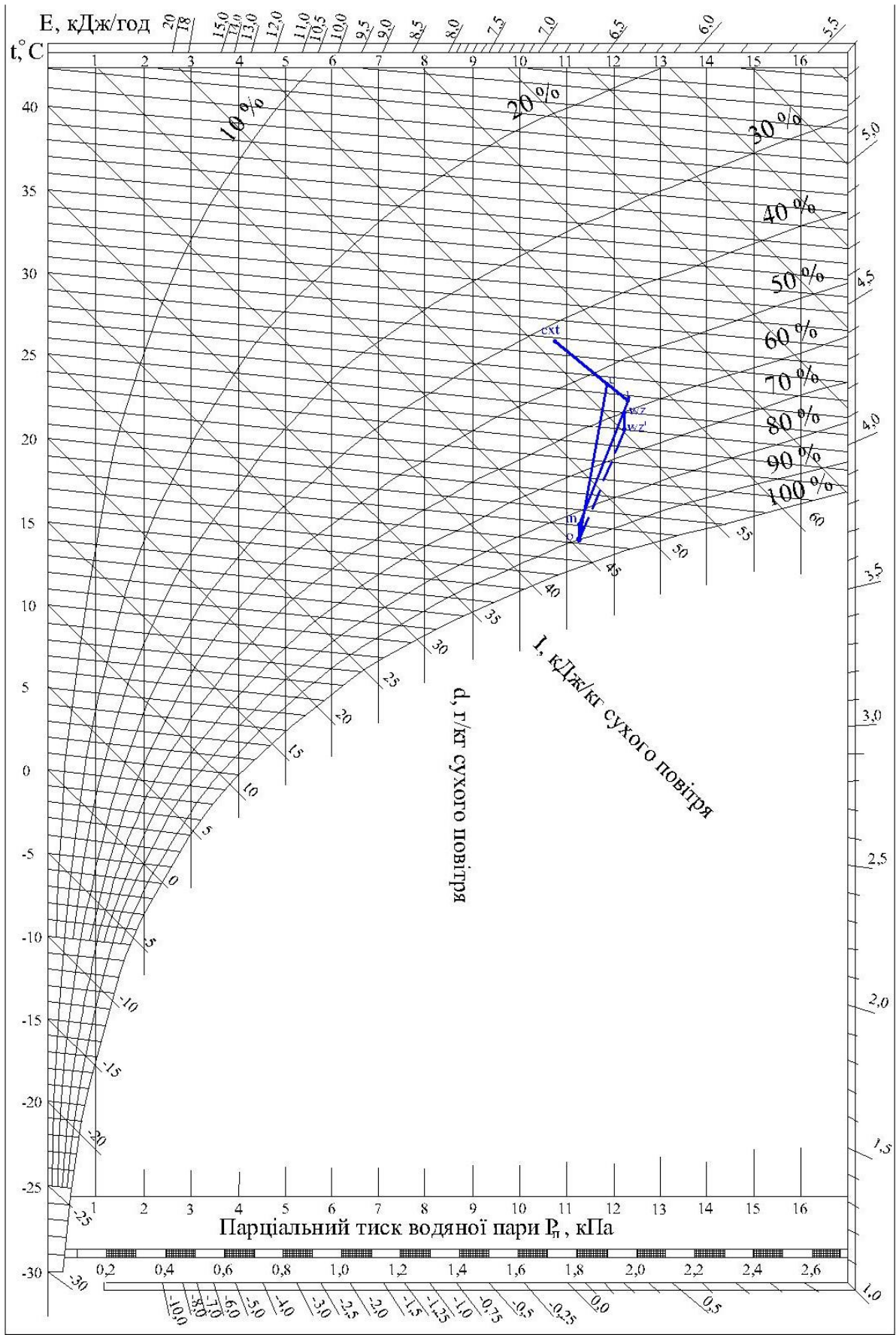


Рис.2.5.2. *I-d* діаграма стану повітря у теплий період року

2.5.5 Визначення необхідних повітрообмінів для зони обслуговування
одного повітророзподільника

1. Визначаємо необхідний повітрообмін за надлишками повної теплоти

$$G^{mn} = 3,6 \cdot 13251 / (57 - 45,8) = 4259 \text{ кг/год}$$

2. Необхідний повітрообмін за надлишками вологи:

$$G^{mn} = 3267 / (12,1 - 11,3) = 4083 \text{ кг/год}$$

3. Повітрообмін по надходженні до приміщення вуглекислого газу CO₂:

$$G_{CO_2} = 1477 / (3,05 - 0,76) = 645 \text{ кг/год}$$

4. Визначаємо повітрообмін по мінімальній кількості повітря на одну людину:

$$G_{min} = 1,2 \cdot 3,6 \cdot (7 \cdot 29 + 0,7 \cdot 144) = 1312 \text{ кг/год}$$

За розрахунковий повітрообмін приймемо повітрообмін по надлишкам теплоти як найбільший із можливих, тобто:

$$G^{mn} = 4259 \text{ кг/год}$$

$$L^{mn} = 3578 \text{ м}^3/\text{год}$$

Враховуючи режим роботи системи вентиляції, кількість повітря, що подається в приміщення, в залежності від теплового навантаження, коли кількість осіб в приміщенні буде дорівнювати 50 % від повної кількості, буде зменшено, відповідно, витрата холоду також буде зменшуватись, і тоді кількість холоду у всьому приміщенні, дорівнює :

Для зони обслуговування одного повітророзподільника:

$$Q = G_{\text{зар}} \cdot \Delta I = G_{\text{зар}} (I_l - I_{in}) \cdot 0,278 = 4259 (57,6 - 45,8) \cdot 0,278 = 13,9 \text{ кВт}$$

Повна кількість повітря при при зменшенні теплового навантаження від людей на 50% від максимального розрахункового роботи системи кондиціонування повітря:

$$Q = G_{\text{зар}} \cdot \Delta I = G_{\text{зар}} (I_l - I_{in}) \cdot 0,278 = 313923(57,6 - 45,8) \cdot 0,278 = 1029 \text{ кВт}$$

Таблиця 2.5.5

Параметри повітря в процесі кондиціонування у теплий період року

Період	Повітря в вентиляційному процесі	Точки на <i>I-d</i> діаграмі	Параметри повітря			
			Температура <i>t</i> , °С	Ентальпія <i>I</i> , кДж/кг	Вологовміст <i>d</i> , г/кг	Відносна вологість φ , %
Теплий	Зовнішнє	<i>ext</i>	28,7	56,1	0,7	42,5
	Внутрішнє (в робочій зоні)	<i>wz</i>	25,0	56,3	12,1	60
	Видаляємо з верхньої зони	<i>l</i>	25,8	57,6	12,1	54
	Припливне	<i>in</i>	18,2	45,8	11,3	85
	Суміш	<i>c</i>	26,6	56,2	11,9	54
	Після обробки	<i>o</i>	17,2	45,1	11,3	90

Виходячи з розрахунків, було визначено, що для зони обслуговування ділянки робочої зони від одного повітророзподільника, при зменшенні теплового навантаження від людей на 50% від максимального розрахункового у ВЦ, коли кількість відвідувачів буде дорівнювати 50% від розрахункового значення в стаціонарному режимі роботи, кількість повітря буде дорівнювати 13,9 кВт., а повна кількість повітря для всієї площі 1029 кВт. А кількість повітря у стаціонарному режимі роботи для однієї зони дорівнює 15,6 кВт, для всієї площі- 1150 кВт.

2.6 Опис прийнятих систем

Для виставкових павільйонів схемою повітрообміну передбачено подавати повітря зонально від самостійних установок кондиціонування повітря для економічної роботи систем (К1-К8) з врахуванням завантаження виставкових

залів. Повітря подається з верхньої зони вертикально вниз закрученими струминами. В центральну частину повітря подається похилими далекобійними струминами. Повітророзподілення виконано з перемінним режимом роботи як по напрямку, формі так і швидкості витоку в залежності від періодів року та режимів експлуатації (робочий чи черговий режим). Видалення рециркуляційного та надлишків повітря здійснюється з верхньої зони, в теплий період року повітря видаляється назовні (рис. 2.6.1).

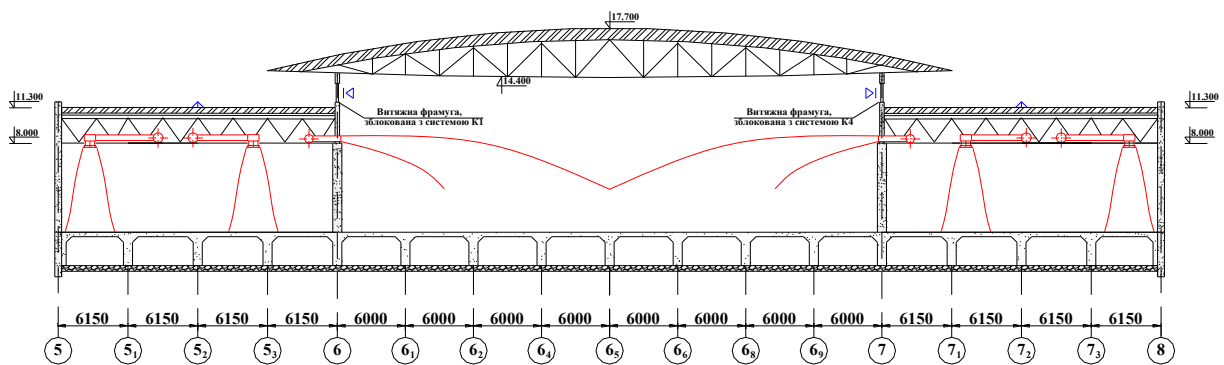


Рис. 2.6.1 Схема потокорозподілення в приміщенні міжнародного виставкового центра.

AL-KO Term – центральні секційні кондиціонери типу AT-4. Сумарна витрата повітря кондиціонерами складає 300000 м³/год, сумарні тепло- та холодопродуктивність – 1136 кВт та 1248 кВт відповідно. Досягнення необхідного рівня комфорту за допомогою обладнання AL-KO Term обумовлено високою якістю виготовлення за рахунок жорстокого дотримання технологічних вимог (норми RAL-RLT та DIN EN 1886). З моменту випуску обладнання відповідає найвищим стандартам якості. При розробці кондиціонерів типу AT особлива увага приділялася питанням економічності роботи та зниження непродуктивних витрат енергії. Було використано будівельні матеріали з покращеними звуко- та теплоізоляційними властивостями класу A1; особливий тип з'єднання панелей корпусу, що ефективно перешкоджає втратам теплоти; оптимальне обтікання повітрям окремих конструктивних елементів; оптимальні режими подачі повітря, які забезпечують можливість використання агрегатів різного виконання та зменшені швидкості руху повітря у каналах.

При експлуатації в умовах середньоєвропейського клімату робочим є діапазон температур від -30 до $+60^{\circ}\text{C}$. Елементи обладнання розміщуються в окремих функціональних блоках, що робить можливим поєднання у будь-якій послідовності, гарантуючи гнучкість вибору та розміщення обладнання на об'єкті.

В комплект кондиціонера входять: камера змішування; фільтр класу EU-4; повітрянагрівач та повітроохолоджувач з відповідною арматурою, яка забезпечує гнучке регулювання; вентилятор; секція вбудованого шумоглушника; регулююча автоматика. Фільтр, виконаний з високоякісного скловолкна, монтується у спеціальній монтажній рамі, яка полегшує обслуговування секції. Повітрянагрівач та повітроохолоджувач виконані з безшовних мідних труб з напресованим алюмінієвим оребренням, які забезпечують високий коефіцієнт теплопередачі. Передбачено захист від впливу дії низьких температур. Секція шумоглушника, яка обладнується звукопоглинаючими плитами з мінерального волокна, забезпечує середній рівень шумоглушіння до 34 дБ. Використаний радіальний вентилятор з передбаченими: захистом двигуна від перегріву за допомогою термореле; вирівнюванням потенціалів між вентиляторним агрегатом та корпусом установки; ефективним зниженням шуму та вібрації.

Основними складовими програмно-технічного комплексу є контролерно-силові шафи, поєднані в єдиний комплекс за допомогою багатоканального контролера зв'язку. В секції автоматики розміщені комплектні цифрові пристрої регулювання та керування всіма елементами обладнання кондиціонера, які поєднують в собі силову та регулюючу частини. Кожний кондиціонер керується шафою, яка забезпечує підтримання необхідних параметрів припливного повітря та його розподіл. Завдяки автоматичному керуванню процесами обробки повітря, натурні значення його параметрів з достатньою точністю співпадають з результатами математичного моделювання. Автоматизована система керування реалізує всі необхідні функції захисту та блокування: захист водяних калориферів від замерзання; підтримання енергозберігаючого режиму

регулювання температури у неробочий час; контроль та обмеження температури зворотної води у тепломережі; контроль та діагностику всіх параметрів складових частин обладнання та інші функції. Автоматика працює цілодобово в автономному режимі.

Оскільки у приміщеннях виставкових залів теплові навантаження змінюються у часі та просторі, виникає необхідність автоматичного регулювання типу, напрямку та інтенсивності припливної струмини. Для обраної схеми створення мікроклімату використані повітророзподільники TROX серії VDL. Фронтальний повітророзподільник складається з сопловидного насадку, з'єднувальної секції та регулюємих загнутих лопаток, які здійснюють керування. Воно може здійснюватись вибірково вручну або через пневматичний чи електричний двигун. Цей тип повітророзподільників забезпечує необхідне регулювання завдяки автоматичному керуванню інтенсивності та кута нахилу струмини. В холодний період року при вертикальній позиції пластинок повітророзподільник подає компакту струмину вертикально вниз, що виконує функції повітряного опалення. В теплий період кут розкриття стулок змінюється до 45°, що забезпечує зміну типу струмини для підтримання оптимальних параметрів у приміщенні. При великій пропускну здатності (до 6000 м³/год) TROX VDL забезпечують дотримання високих акустичних вимог.

Для подачі повітря в центральну частину приміщення використані далекобійні сопла TROX серії DUK, вибір яких обумовлений розміщенням повітророзподільників на великій відстані від обслуговуємої зони при неможливості використання рівномірної подачі повітря. Вони дають змогу досягти великої дальності при оптимальних акустичних властивостях. Далекобійні сопла розміщують у бокових діапазонах. Завдяки регульованості у будь-який час можливе керування в залежності від змінного перепаду температур. Якщо температура припливного повітря відрізняється від температури повітря у приміщенні, конструкцією передбачається відхилення струмини вниз або вгору автоматично чи вручну в межах 30°. Регульоване

виконання складається з аеродинамічно сформованого припливного сопла зі сферичним контуром, який вмонтований у корпус, декоративного кільця та з'єднувальних елементів.

Установки кондиціонування повітря розміщені на покрівлі на етажерці разом з холодильними машинами (TRANE).

2.7 Підбір обладнання установок кондиціонування повітря

За результатами аеродинамічного розрахунку робимо підбір обладнання на ЕОМ. В роботі використовується обладнання німецької компанії AL-KO THERM.

Установки К-1...К-8 розраховані на однакову кількість повітря та теплохолодопродуктивність:

Кількість припливного повітря $L=37500 \text{ м}^3/\text{год}$;

Кількість витяжного повітря $L=28908 \text{ м}^3/\text{год}$

2.7.1 Комплектація установки

Кондиціонери типу АТ-4 побудовані на принципі блокування складових, що полегшує доставку, монтаж та обслуговування установки на протязі експлуатації.

В комплект кондиціонера входять наступні секції (рис. 2.7.1):

- Камера змішування;
- Глушник шуму;
- Фільтр;
- Повіронагрівач;
- Повітроохолоджувач;
- Вентилятор;
- Повітророзподільна камера;

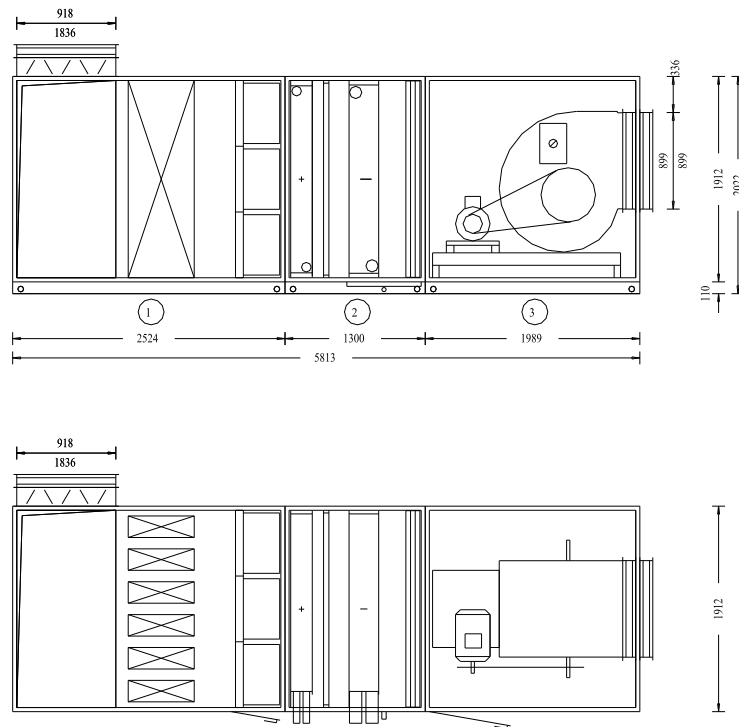


Рис. 2.7.1 Схема установки АТ4.

2.7.2. Вихідні дані

Через відсутність точних теплотехнічних даних стосовно використовуваного обладнання, розрахунок і підбір проводимо за допомогою комп'ютерної програми AL-KO THERM KlimaSoft 4.93. Для цього вказуємо наступні вихідні дані (див. попередній розрахунок):

1. Витрата повітря однією установкою складає 37500 м³/год.
2. Необхідна холодопродуктивність для однієї установки складає 155кВт.
3. Потрібна теплопродуктивність дорівнює 138,8 кВт.
4. Втрати тиску у повітропроводах складають 509 Па.
5. Параметри теплоносія – 120/70°С.

2.7.3. Результати розрахунку

Після розрахунку отримуємо наступні дані:

Загальні характеристики установки:

- призначення -	кондиціонування повітря виставкового залу
- номер системи	К-1
- продуктивність по повітрю	3750 м ³ /год
- розвиваємий тиск	1284 Па
- продуктивність по холоду	156 кВт
- продуктивність по теплу	142 кВт

Місцезнаходження установки покрівля на відм. 6.600

Технічні дані агрегату:

Всі дані приведені за густини повітря 1,2 кг/м³

Розрахунок повітронагрівачів [3]

Теплоносій – вода з параметрами $T_c=120^\circ\text{C}$; $T_o=70^\circ\text{C}$. витрата повітря, що нагрівається, $G=37500 \text{ м}^3/\text{год}=45000 \text{ кг/год}$. Початкова температура повітря $t_n=2^\circ\text{C}$, кінцева температура повітря $t_k=24^\circ\text{C}$.

1. Витрата теплоти на нагрів повітря:

$$Q = 0.278 G c_{\text{нов}} (t_k - t_n) = 0,278 \times 45000 \times 1,005 (24 - 2) = 276596 \text{ Bm}$$

2. Орієнтовна площа живого перерізу калориферів по повітрю:

$$f'_{\text{жс}} = \frac{G}{3600 V \rho} = \frac{45000}{3600 \times 9} = 1.4 \text{ м}^2$$

де $V\rho$ - масова швидкість повітря.

3. По $f'_{\text{жс}}$ підбираємо тип калориферів. Приймаємо до установки калорифер LPHW-Cu(A)-A.

Наявна величина живого перерізу калорифера по повітряю $f_{жс} = 1,5185 м^2$;
дійсна площа поверхні нагріву $F_0 = 108 м^2$

4. Дійсна масова швидкість повітря в живому перерізі калорифера:

$$V_{\rho} = \frac{G}{3600 f_{жс}} = \frac{45000}{3600 \times 1,5185} = 8,3$$

5. Кількість води, що проходить через кожний калорифер:

$$W = \frac{0,86Q}{1000(T_2 - T_0)n} = \frac{0,86 \times 276596}{1000(120 - 70)1} = 4,76 м^3 / год$$

де n – число калориферів, з'єднаних паралельно по воді.

6. Швидкість води в трубках калорифера:

$$\omega = \frac{W}{3600 f_{mp}} = \frac{4,76}{3600 \times 0,000078} = 16,95 м / с$$

де f_{mp} – площа живого перерізу трубок для проходу води, $м^2$.

7. Визначаємо коефіцієнт теплопередачі калориферів $k = 15,6$.

8. Потрібна площа поверхні нагріву калориферної установки:

$$F_{номп} = \frac{Q}{k \left(\frac{T_2 + T_0}{2} - \frac{t_n + t_k}{2} \right)} = \frac{276596}{15,6 \left(\frac{120 + 70}{2} - \frac{2 + 24}{2} \right)} = 80,2 м^2$$

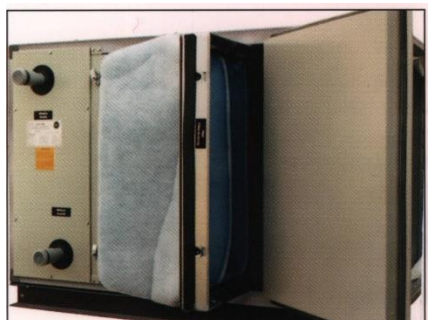
9. Запас площі поверхні нагріву:

$$A = \frac{F_0 - F_{номп}}{F_{номп}} 100\% = \frac{84,9 - 80,2}{84,9} 100\% = 5,5\%$$

що знаходиться в допустимих межах (10-20%).

Підбір фільтрів

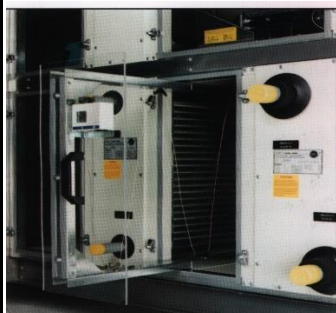
ФІЛЬТР ПРИПЛИВНИЙ			FE-NR. :	3	Приналежності:
Тип	F743		Клас фільтра :	G4	Візуальний датчик перепаду тиску з ел. сигналом
Роб. перепад тиску	127	Па	Швидкість у секції:	1.1 м/с	
Поч. перепад тиску.	55	Па	Робоча поверхня:	17,1 м ²	
Кінцев. перепад тиску	200	Па	Довжина фільтра	360мм	



Комплект фільтрів розміщений на спеціально вбудованій рамі, яка кріпиться пружинними кріпленнями. Між карманами фільтра для збереження необхідної відстані використовуються нейлонові кріплення

Підбір повітрянагрівачів

ПОВІТРОНАГРІВАЧ ПРИПЛИВНИЙ			FE-NR.	4	Приналежності
Тип	LRHW-Cu/Al-A		Кіл. рядів труб	1	Фланці зі зворотними фланцями 2566
Роб. перепад тиску	57	Па	Роб. перепад тиску	2,9 кПа	
Температура повітря на вході	2,0	С°	Температура теплоносія	120/70 С°	Датчик захисту від замерзання QAF63.6
Температура повітря на виході	24,0	С°	Робочий об'єм води	4919 л/ч	
Продуктивність	142	кВт	Гліколь	0 %	Рама захисту від замерзання
LT/Kreise	2.1 /33		Об'єм теплообмінника	12 л	
Зовн. підключення	2*50	DN			



- безшовні мідні трубки з впресованими механічним способом алюмінієвими пластинками
- вмонтований в раму з сталених оцинкованих листів
- відстань між пластинками 2,1 мм
- всі колектори виконані зі сталі

Підбір повітроохолоджувачів

ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧ ПРИПЛИВНИЙ			FE-NR.	5	Приналежності
Тип	CW-Cu/Al-A		Кіл. рядів труб	6	
Роб. перепад тиску	182	Па	Роб. перепад тиску	10,8 кПа	
Параметри повітря на вході	28/42	С°/%	Температура холодоносія	7/12 С°	
Параметри повітря на виході	16/88	С°	Робочий об'єм	25838 л/ч	
Продуктивність	156	кВт	Гліколь	0 %	
LT/Kreise	2.1		Об'єм теплообмінника	55,7 л	
Зовн. підключення	2*80	DN			
			<ul style="list-style-type: none"> • безшовні мідні трубки з впресованими механічним способом алюмінієвими пластинками • вмонтований в раму з сталевих оцинкованих листів • відстань між пластинками 2,1 мм • всю настінну проводку виконано в ізоляції із армафлексу 		

Підбір вентилятора

ПРИПЛИВНИЙ ВЕНТИЛЯТОР				FE-NR.				б	Приналежності
Тип	RZR15-710	Двигун		180 Standard					Термозахист двигуна
Продуктивність	37500 м ³ /год	Тип		1LA2186-4AA60-ZA11					Головний вимикач
Розвиваємий напір	1284 Па	Кіл. обертів		1460				1/min	Датчик перепаду тиску
Pw Motor eff	20,7 кВт	Напруга		400/690				В	
Pw max	50 кВт	Робочий струм		41,0/23,6				А	
Ступінь ефект. роб. колеса	60%	Потужність двигуна		22				kW	
Робоче число обертів	1462 1/min	КПД двигуна		91				%	
Максимальне число обертів	1950 1/min	Робоче число обертів двигуна		1462				1/min	
LwA	87dB(A)								
Октавні полоси Lw(Okt)	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	Hz
	101	95	92	91	88	84	79	71	dB

Габарити

Вага

Довжина: 5813 мм Ширина: 1912 мм Висота: 2020 мм 2325 кг

Визначимо розрахункову потужність двигуна вентилятора:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^3$$

Проводимо обчислення:

$$N_2 = 22 \cdot \frac{1,2}{1,2} \cdot \left(\frac{1462}{1950}\right)^3 = 16,5 \text{ кВт}$$

Висновок: розрахункова потужність двигуна вентилятора зменшується за рахунок зменшення кількості обертів.

2.7.3 Підбір холодильного устаткування

Кількість холоду дорівнює 1248 кВт. За каталогом холодильного обладнання фірми TRANE приймаємо три холодильні машини з виносним конденсатором повітряного охолодження моделі RTUB 214, основні характеристики яких:

Таблиця 2.7.5

Характеристики холодильної машини TRANE RTUB 214

Основні характеристики	Показник	Розмірність
<i>Продуктивність по холоду</i>	420.2	кВт
Споживаєма компресорами потужність	125.4	кВт
<i>Насичена температура конденсації</i>	55.0	°С
-Витрата води	18.1	л/с
-Втрати тиску у випарнику	36.0	кПа
-Температура води вхід./вихід	12.0\7.0	°С
-Коефіцієнт забруднення	0.044	м²К/кВт
-Етиленгліколь	0	%
-Ємність випарника	200	л
Кількість контурів / компресорів	2 / 2	
Регулювання продуктивності	Плавне безступінчасте	17 – 100%

Рівень звукового тиску на відстані 5 м (повітряний конденсатор)	54	Дб (А)
<i>Електричні характеристики</i>		
Електропостачання	380/50/3	В/Гц/Ф
Споживча потужність ❶	126.0	кВт
Максимальний струм ❷	294.0	А
Стартовий струм ❸	328.0	А
<i>Габаритні розміри та вага</i>		
Транспортовочна маса	3500	кг
Експлуатаційна маса	3725	кг
Кількість хладагента (R134a)	40.0	кг
Довжина	4150	мм
Ширина	1010	мм
Висота	1900	мм
Присоединение трубопроводов	6	“

- ❶ Включаючи картерний нагрівач та нагрівач масляного сепаратора
- ❷ Для визначення типу та перерізу кабеля
- ❸ Для компресора більшої потужності + номінальний струм іншого компресора, а також включаючи номінальні струми електродвигунів вентиляторів

2.8 Теоретичні відомості про розрахунок припливних неізотермічних струмин та повітророзподілювачів, які їх утворюють

Припливні неізотермічні струмини.

Температура атмосфери, що постачається системами вентиляції, повітряного опалення та кондиціонування, зазвичай відрізняється від температури приміщення. Через різницю у щільності струмів, що утворюються, виникають гравітаційні (Архімедові) сили. У вхідних струминах гравітаційні сили можуть бути значними і впливати на їхній розвиток нарівні з інерційними силами. Ефект Архімеда залежить від напрямку струминів, оскільки гравітаційне поле має векторну природу. При горизонтальному випуску повітря гравітаційні сили приводять до опускання охолодженої струмини або підйому нагрітої струмини. Ці сили також можуть спричиняти відрив охолодженої струмини від стелі або нагрітої струмини від підлоги. При вертикальному поданні повітря гравітаційні сили протистоять інерційним, що призводить до сповільнення розвитку струмини, або підсилює її дальність, якщо напрямки сил співпадають. Для оцінки співвідношення гравітаційних та інерційних сил в поперечному перерізі струмини використовується поточний критерій Архімеда (Ar_x). Цей критерій включає швидкість і надлишкову температуру на вісі струмини, а також відстань x від випускного пристрою до розглянутого поперечного перерізу.

$$Ar_x = \frac{gx\Delta t_x}{v_x^2 T_{wz}} \quad (2.8.1)$$

Якщо прийняти у першому наближенні, що зміни швидкості і надлишкової температури підкоряються закономірностям слабконеізотермічних течій, то вираз для Ar_x вісесиметричних течій може бути представлений у вигляді:

$$Ar_x = \frac{n}{m^2} Ar_0 \left(\frac{x}{d_0} \right)^2 \quad (2.8.2)$$

де Ar_0 - критерій Архімеда у початковому перетині вісесиметричної струмини.

З формули (2.8.2) випливає, що співвідношення гравітаційних і інерційних сил у вісесиметричній неізотермічній струмині зростає від перетину до перетину пропорційно квадрату відстані, тобто

$$Ar_x / Ar_0 \propto (x/d_0)^2 \quad (2.8.3)$$

Необхідно підкреслити, що поточний критерій Архімеда зв'язаний з запропонованою І.А.Шепелевим [24] геометричною характеристикою течій H у такий спосіб:

для вісесиметричних і віялових струмин:

$$H = \frac{x}{0,9\sqrt{Ar_x}} \quad (2.8.4)$$

Дослідження показали, що в неізотермічних струминах, підданих дії гравітаційних сил, спрямованих у бік розвитку струмини (подача нагрітого повітря нагору або охолодженого вниз), відбувається збільшення товщини динамічного примежового шару. Це приводить до деякого збільшення кутового коефіцієнта половинної швидкості. Вплив гравітаційних сил на перенос тепла, а звідси і на розподіл надлишкових температур у поперечному перерізі неізотермічного струмини позначається інакше. Товщина теплового примежового шару в міру збільшення поточного критерію Архімеда зменшується в порівнянні зі слабконеізотермічними струминами. Динамічні u і теплові t границі такої струмини схематично представлені на рис: 2.8.1а.

У неізотермічних струминах, підданих дії гравітаційних сил, спрямованих назустріч інерційним (подача нагрітого повітря вниз або охолодженого нагору),

товщина динамічного примежового шару спочатку зростає, а потім порівняно різко зменшується в порівнянні зі струминами, не підданими впливові архімедових сил. При цьому товщина теплового примежового шару, що характеризується величиною $tg\alpha_{0,5t}$, постійно зростає. Характерною рисою вертикальних струмин, що розвиваються при протидії гравітаційних сил, є наявність кінцевої ділянки, на якій відбувається різке зменшення товщини динамічного примежового шару і збільшення товщини теплового примежового шару: відбувається як би виток тепла зі струмини в радіальному напрямку (рис. 2.8.16).

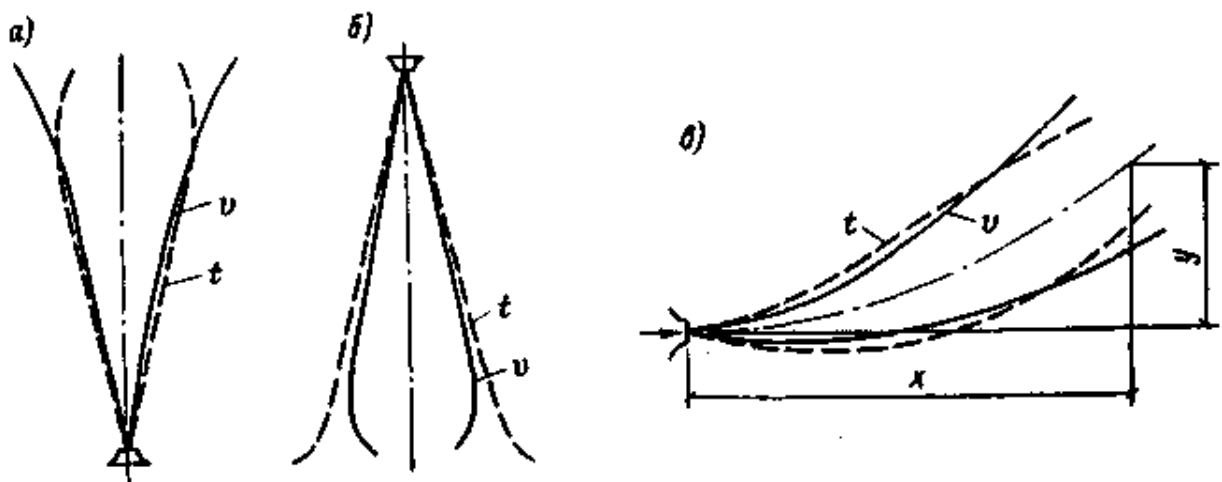


Рис. 2.8.1. Динамічні v і теплові t границі струмини

а - при збігу напрямку дії гравітаційних і інерційних сил (подача нагрітого повітря нагору або охолодженого вниз); б - при протидії гравітаційних і інерційних сил (подачі нагрітого повітря вниз або охолодженого нагору); в - при горизонтальній подачі нагрітого повітря (при подачі охолодженого повітря схема границь струмини аналогічна, але струмінь відхиляється вниз)

Для можливості аналітичного визначення параметрів вертикальних неізотермічних струмин звичайно використовується ідеалізована схема [24,25], відповідно до якої гравітаційні сили, зменшуючи або збільшуючи імпульс (у залежності від напрямку їх дії), не впливають на товщину динамічного і

теплого прикордонних шарів і не порушують подібності швидкісних і температурних полів у струмині $tg\alpha_{0,5v} = const; \sigma_m = const$. Одержимо аналітичні рішення для неізотермічних струмин і зіставимо їхні результати з розрахунковими формулами інших авторів з метою визначення області можливого використання аналітичних залежностей, виведених на основі ідеалізованої схеми струмини.

2.9 Горизонтально спрямовані струмини.

При випуску гарячого повітря горизонтально, гравітаційні сили спричиняють його спливання, тоді як охолоджене повітря спливає вниз. Відхилення струмині під дією сил Архімеда від заданого напрямку призводить до збільшення товщини динамічного примежового шару та кутового коефіцієнта половинної швидкості $tg\alpha_{0,5v}$. В той же час, товщина теплового примежового шару у горизонтальних неізотермічних струминах зменшується порівняно зі слабконеізотермічними струминами, що призводить до зміни розташування теплових і динамічних границь уздовж потоку. При відхиленні горизонтальної струмини від заданого напрямку відбуваються подібні явища, що й у вертикальних струминах при збігу напрямку дії гравітаційних і інерційних сил. Рівняння траєкторії, яке пов'язує поточні координати скривленої осі, можна представити у вигляді поточного критерію Архімеда у неізотермічних струминах.

$$y = kAr_x x \quad (2.9.1)$$

де k - коефіцієнт пропорційності, визначаємий на основі обробки експериментальних даних.

Згідно зі здобутими даними, для струмин з вісесиметричною формою (див. рис.2.9.1) можна встановити коефіцієнт пропорційності, що дорівнює 0,6.

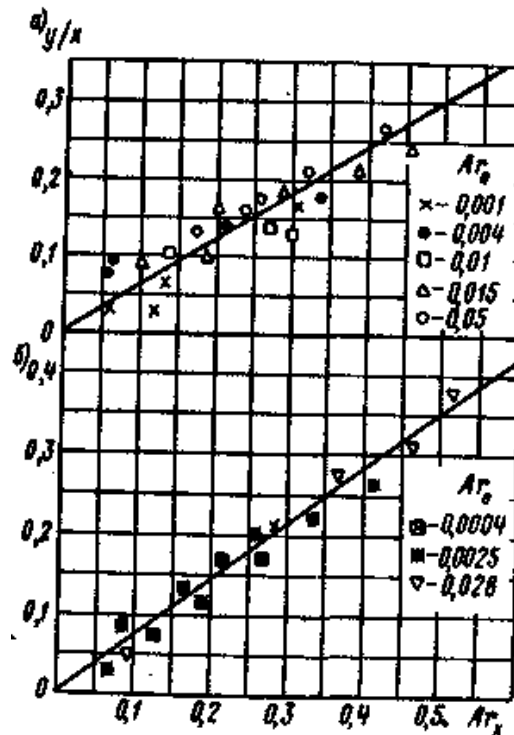


Рис. 2.9.1 Залежність (2.9.1) для визначення траєкторії горизонтально спрямованих вісесиметричних (а) і плоских (б) струмин

Підставивши у рівняння (2.9.1) з дослідів отримані значення коефіцієнта пропорційності k та величин, що входять до критерію Архімеда, ми отримаємо: для струмин вісесиметричної форми

$$\frac{y}{d_0} = 0,6 \frac{n}{m^2} Ar_0 \left(\frac{x}{d_0} \right)^2 \quad (2.9.2)$$

Різні автори, що вивчали горизонтальні струмини, отримали розрахункові дані з помітною розбіжністю від результатів експериментів. Навіть з урахуванням збільшення кількості руху через підйомну силу, максимальні швидкості в неізотермічних горизонтальних струминах практично не перевищують відповідних показників для ізотермічних струмин. Причина розбіжності між теоретичними моделями та даними досліджень така ж, як і для вертикальних неізотермічних струмин, коли гравітаційні та інерційні сили діють в одному напрямку. Тому у практичних розрахунках рекомендується

використовувати формули для ізотермічних струмин для визначення максимальної швидкості.

2.8.2. Аеродинамічні і теплові характеристики повітророзподільників

На підставі проведених експериментів вченими були отримані формули для визначення коефіцієнтів m і n , які відображають темп зміни осьових швидкостей та надлишкових температур у вісесиметричних, плоских та віялових струминах. Для вісесиметричних струмин:

$$m = \frac{0,65}{\operatorname{tg} \alpha_{0,5v}} \sqrt{\frac{V_{wz}}{V_0}} \sqrt[4]{\xi} \quad (2.9.3)$$

$$n = \frac{0,54}{\operatorname{tg} \alpha_{0,5v}} \sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}} \sqrt[4]{\xi} \quad (2.9.4)$$

При ізотермічному випусканні $\left(\sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}} = 1 \right)$ через відкриті повітророзподільчі отвори з однорідним полем швидкостей на виході $\sqrt[4]{\xi} = 1; \operatorname{tg} \alpha_{0,5v} = 0,1$ отримані розрахунковим методом найбільші значення коефіцієнтів m дорівнюють наступному: для компактних струмин - 6,6, для плоских струмин - 2,6, для віялових струмин - 1,05. Коефіцієнти m і n пов'язані між собою за допомогою турбулентного числа Прандтля:

для компактних струмин:

$$n = \frac{1 + \sigma_m}{2} m \quad (2.9.5)$$

Величина σ_m , як уже відзначалося, для слабконеізотермічних струмин практично постійна і дорівнює 0,65-0,7.

Максимального впливу на коефіцієнти m і n можна досягти шляхом штучного збільшення кута розширення (збільшення $tg\alpha_{0,5v}$) струменя на шляху потоку розходяться лопаток, дисків, крутилок. Це дозволяє при необхідності істотно (іноді в кілька разів) зменшити коефіцієнти m і n . При подачі повітря через отвори, закриті діафрагмою або решіткою, коефіцієнт m також може зменшуватися (на 30-40%) за рахунок погіршення умов живлення в зоні формування, в той же час, натомість збільшується коефіцієнт n . Вплив поправки $\sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}}$, з урахуванням різниці температур (щільності) припливного повітря та навколишнього повітря порівняно невеликий: за різниці температур ± 25 °C на виході поправка не перевищує $\pm 4\%$. Дослідження показали, що неоднорідність поля швидкості на виході з повітророзподільника, наприклад, створена боковою тягою і врахована місцевим коефіцієнтом лобового опору, насправді призводить не до збільшення, а до зменшення коефіцієнта m . Пояснюється це тим, що нерівномірність швидкісного поля на витіканні приводить до підвищення інтенсивності турбулентності.

Під час розрахунків систем вентиляції важливу роль відіграє дальність розповсюдження струму повітря. Ця величина визначає відстань від випускного пристрою до місця, де швидкість струму стає приблизно рівною швидкості руху навколишнього повітря, і струмінь перетворюється на хаотичну систему вихрів. Якщо вважати, що припливний струм повітря майже повністю зникає, коли його осьова (максимальна) швидкість становить 0,3 м/с (середня швидкість у перерізі становить 0,1-0,15 м/с), то дальність розповсюдження струму можна обчислити за такими формулами:

для компактних та віялових струмін (включаючи неповні віялові і конічні)

$$x_{0,3} = 3,3m\nu_0\sqrt{F_0}K_cK_HK_{\epsilon_3} \quad (2.9.6)$$

для плоских струмин

$$x_{0,3} = 11m^2 v_0^2 b_0 K_c K_H K_{\epsilon_3} \quad (2.9.7)$$

Оскільки співвідношення між стандартними і розрахунковими (екстремальними) значеннями швидкості і температури залежить від "області прямого впливу струму", необхідно встановити межі цієї області. Відповідно до СНіП, межею цієї області є лінія, яка проходить через точки, де швидкість становить половину максимальної. У цьому випадку відстань від осі струму до межі "області прямого впливу" можна визначити за формулою:

для компактних і неповних віялових струмин

$$y_{zp} = \frac{0,65m}{x} \quad (2.9.8)$$

В залежності від призначення приміщення, його будівельних особливостей, економічних та естетичних вимог, а також вимог до метеорологічних параметрів повітряного середовища в робочій зоні приміщення, застосовуються різноманітні види пристроїв для розподілу повітря. Основною вимогою до таких пристроїв є забезпечення потрібного рівня інтенсивності перемішування подаваного повітря з оточуючим. Крім того, вони повинні задовольняти і ряд інших умов, таких як аеродинамічний невеликий опір повітря, простота конструкції та технологічність виготовлення. Однак в останні роки до цих вимог додалася ще одна важлива вимога - можливість гнучкого динамічного регулювання параметрів створюваної припливної струмини, таких як напрямок та інтенсивність змішування.

Випуск повітря із повітророзподілювачів з закручуючими пристроями

Останнім часом в системах вентиляції часто використовуються

повітророзподільники зі *закручуючими* пристроями. Змішування повітря забезпечується за рахунок розподілу його струминами різної швидкості і напрямку. В результаті формуються повітряні потоки з плавним рухом, що підтримуються за рахунок ежекції більш швидко рухаючихся струмин. Це забезпечує більш рівномірне розподілення повітря в приміщенні і зменшує шум при роботі системи вентиляції. Зазначені особливості закрученої струмини пов'язані з тим, що вектор швидкості струмини має додаткову тангенціальну складову, яка напрямлена перпендикулярно до радіуса поперечного перерізу. Це відрізняє закручену струмину від прямої, де тангенціальної складової немає. Благодаря наявності тангенціальної складової закручена струмина має підвищену ежектуючу здатність і швидше падає.

Л.Г. Лойцянский [26] вивчав вільну закручену струмину за допомогою рівнянь руху в'язкої рідини та методів теорії примежового шару. В результаті він отримав аналітичне рішення для всіх складових швидкостей ламінарної струмини в закрученому потоці у вигляді нескінченного ряду та обчислив коефіцієнти першого та другого наближень. Після цього він узагальнив отримані формули для випадку турбулентного руху. Аналогічний розрахунок закручених струмин, що ґрунтується на диференціальних рівняннях руху рідини, складний і вимагає експериментального визначення значної кількості констант, тому його неможливо використовувати в практичних розрахунках. Однак, проведені теоретичні дослідження та наявні експериментальні дані дають можливість розробити метод розрахунку закручених струмин [26], який базується на інтегральних законах поширення струмини, що впливають з рівнянь примежового шару, та емпіричних законах розподілу швидкостей у поперечних перерізах струмини. Такий напівемпіричний підхід дозволяє ефективно отримувати співвідношення, які можна використовувати в інженерній практиці.

Сьогодні існує значна кількість досліджень в області аеродинаміки закручених струмин, що дозволяє отримувати більш точні дані про характеристики цих струмин.

Виведення основних розрахункових залежностей засноване на чотирьох передумовах.

Перша передумова зв'язана з характером зміни вниз по потоці кількості руху і моменту кількості руху щодо осі струмнини.

В закрученій струмині зміна імпульсу M і моменту імпульсу N уздовж струмнини описується виразами:

$$M = 2\pi \int_0^{\infty} (p + \rho v_a^2) y dy \quad (2.9.9)$$

$$N = 2\pi \rho \int_0^{\infty} y^2 v_a v_{\tau} dy \quad (2.9.10)$$

Тут p - різниця тисків у струмині і навколишньому середовищі.

Отже, для розрахунку моменту кількості руху потрібно знати, як змінюються аксіальна і тангенціальна складові швидкості в поперечному перетині струмнини, а для визначення кількості руху потрібно знати розподіл аксіальної швидкості та надлишкового тиску в поперечному перерізі.

Експерименти та теоретичні розрахунки показують, що у закрученій струмині спостерігається зменшення щільності порівняно з навколишнім середовищем. Це призводить до створення імпульсу зовнішніх сил, що направлені проти потоку, через різницю статичних тисків на ділянці струмнини з розрідженням. Як наслідок, на цій ділянці кількість руху зменшується. Залежно від характеру зміни різниці статичного тиску на осі та поза нею за законом зворотної пропорційності четвертого ступеня відстані від джерела і графіків безпосереднього виміру тиску в струмині, можна зробити висновок, що основна зміна статичного тиску відбувається на відстані до чотирьох діаметрів від площини витoku, тобто в області, яку можна назвати ділянкою формування. Далі

на основній ділянці можна знехтувати розрідженням, прийнявши його рівним нулю. Для інженерних розрахунків необхідно знати зв'язок між кількістю руху на основній ділянці, моментом кількості руху та параметрами на витoku, які є характеристиками тієї або іншої насадки, що утворює закручений струмінь.

Так як момент кількості руху уздовж струмнини не змінюється, то

$$N=N_0 \quad (2.9.11)$$

На головній ділянці закрученої струмнини рідкість, тому зовнішні сили практично дорівнюють нулю. Тому, як і для прямоточних струмин, кількість руху по довжині струмнини можна вважати постійною, і імпульс на головній ділянці можна порівняти з імпульсом на кінці ділянки формування. З врахуванням сказаного рівняння для основної ділянки струмнини може бути записане в наступному вигляді:

$$iM_0 = 2\pi\rho \int_0^{\infty} v_a^2 y dy \quad (2.9.12)$$

де i - коефіцієнт падіння кількості руху на ділянці формування, визначаємий для різних насадків експериментально.

Як другу передумову припустимо, що радіальні складові швидкості у струмині можна ігнорувати, оскільки вони незначні порівняно з аксіальними і тангенціальними складовими. Це добре підтверджено результатами вимірів складових швидкостей у закрученій струмині. [27].

Третя передумова полягає у тому, що профілі швидкостей в струмині подібні як у напрямку вздовж струмнини, так і вздовж поперечних перерізів. Розподіл аксіальних складових швидкостей в поперечному перерізі струмнини можна описати за допомогою формули:

$$\frac{v_a}{v_{amax}} = \exp\left[-0,7\left(\frac{y}{y_{0,5v_a}}\right)\right] \quad (2.9.13)$$

Профілі тангенціальних складових швидкості можна описати виразом:

$$\frac{v_{\tau}}{v_{\tau_{max}}} = \left(\frac{y}{y_{0,5v_a}} \right)^2 \exp \left[-1,3 \left(\frac{y}{y_{0,5v_a}} \right)^2 \right] \quad (2.9.14)$$

Тут $v_{a_{max}}$ - максимум аксіальної швидкості в поперечному перерізі струмнини, $y_{0,5v_a}$ - відстань від осі до точок струмнини, у яких аксіальна складова швидкості дорівнює половині осьової; $v_{a_{max}}$ - максимум тангенціальної складової швидкості в поперечному перерізі струмнини.

Формула (2.8.14) підбиралася з наступних міркувань. Тангенціальна складова повинна дорівнювати нулеві при $y = 0$ і асимптотично прагнути до нуля при $y = \infty$.

Ці вимоги обумовлені фізичним змістом крутного руху в закрученій струмнині. Аналізуючи профіль тангенціальної складової, варто звернути увагу на той факт, що максимальна тангенціальна складова майже завжди знаходиться в тих точках, де аксіальна складова становить половину осі.

Як четверту передумову приймаємо, що надлишкова ентальпія уздовж закрученої струмнини зберігається постійною і рівною надлишковій ентальпії на витіканні, тобто $Q_x = Q_0$,

Підставивши співвідношення (2.9.13) і (2.9.14) у вираження збереження кількості руху (2.9.16) і моменту кількості руху (2.9.15), одержимо:

$$iM_0 = 2\pi\rho v_a^2 \int_0^{\infty} \exp \left[-1,4 \left(\frac{y}{y_{0,5v_a}} \right)^2 \right] y dy \quad (2.9.15)$$

$$N_0 = \frac{2\pi\rho v_{a_{max}} v_{\tau_{max}}}{y_{0,5v_a}^3} \int_0^{\infty} y^5 \exp \left[-2 \left(\frac{y}{y_{0,5v_a}} \right)^2 \right] dy \quad (2.9.16)$$

З виразів (2.9.15) і (2.9.16) знаходимо шукані формули для визначення максимальних значень аксіальної і тангенціальної складової швидкості в будь-якому перетині основної ділянки закрученої струмини:

$$v_{a_{\max}} = 0,67 \sqrt{\frac{iM_0}{\rho}} \frac{1}{x \operatorname{tg} \alpha_{0,5v_a}} \quad (2.9.17)$$

$$v_{\tau_{\max}} = 0,52 \frac{N_0}{\sqrt{i\rho M_0}} \frac{1}{x^2 \operatorname{tg} \alpha_{0,5v_a}} \quad (2.9.18)$$

Формула для визначення максимальної надлишкової температури:

$$\Delta t_x = \frac{Q_0(1 + \sigma_T)}{\pi \rho_0 g c_p \sqrt{\frac{iM_0}{\rho}}} \frac{1}{x \operatorname{tg} \alpha_{0,5v_a}} \quad (2.9.19)$$

Секундна кількість руху на витіканні з достатньою для практики точністю може бути визначене за виразом

$$M_0 = \xi M'_0 \quad (2.9.20)$$

де M'_0 - кількість руху перед закручуючим пристроєм. Зі співвідношень (2.9.17) і (2.9.18) випливає, що аксіальна складова швидкості зменшується пропорційно першому ступеню відстані від площини витoku, а тангенціальна складова швидкості зменшується обернено пропорційно квадрату тієї ж відстані. Цей факт свідчить про швидке виродження тангенціальної складової по довжині струмини.

По формулах (2.9.17), (2.9.18), (2.9.19) і (2.9.20) легко знайти тангенціальну й аксіальну складові в будь-якій точці закрученої струмини, а потім визначити результуючу швидкість v за виразом:

$$v = \sqrt{v_a^2 + v_\tau^2} \quad (2.9.21)$$

При практичних розрахунках, що стосуються визначення результуючих швидкостей і надлишкової температури на осі закрученої струмини, можна використовувати формули для компактних струмин, підставляючи в них відповідні значення коефіцієнтів m і n .

2.9.1 Далекобійні сопла DUK (горизонтальна подача повітря)

Розрахунок для теплого періоду року

2.9.1 Вертикальні струмини.

Рис. 2.9.2 ілюструє конфігурацію основної ділянки компактної (вісесиметричної) неізотермічної струмини, що виходить з циліндричного отвору. Початкову точку координат виберемо так само, як раніше, у середині впадини отвору. Розглянемо елементарний відрізок струмини з довжиною dx .

Для цієї ділянки

$$dP_x = \pm dM_x \quad (2.9.22)$$

Тут dP_x - гравітаційна сила, діюча на ділянці dx струмини;

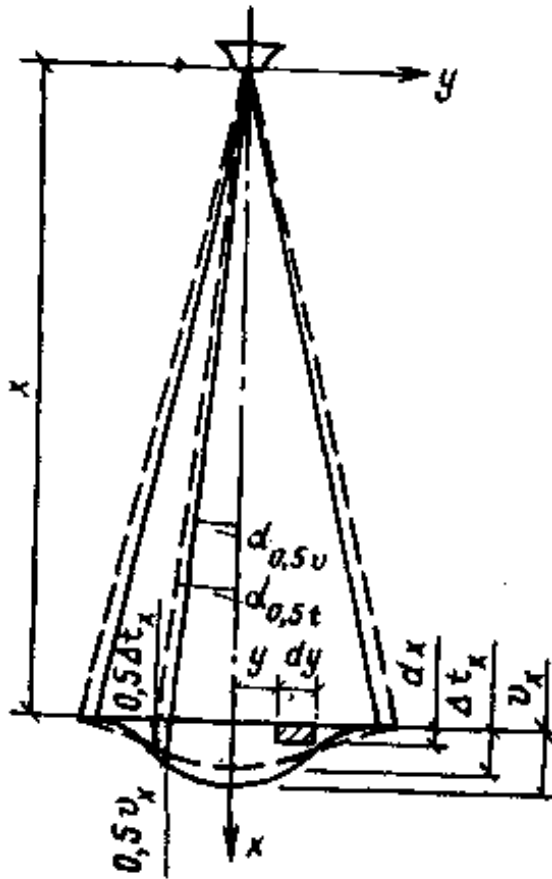


Рис. 2.9.2 Схема вісесиметричної вертикальної неізотермічної струмини (до знаходження розрахункових залежностей).

dM_x - зміна кількості руху на ділянці струмини dx ; Знаки "плюс" і "мінус" відповідають напрямку розвитку струмини: нагору (+), униз (-) . Напрямок дії гравітаційної сили враховується знаком dP_x .

Гравітаційна сила dP_x на ділянці струмини dx дорівнює:

$$dP_x = \left[2\pi \int_{y=0}^{y=\infty} g (\rho_{wz} - \rho) y dy \right] dx. \quad (2.9.23)$$

Виражаючи різницю густин $\rho_{wz} - \rho$ через різницю температур і приймаючи $T_{wz} / T_0 = 1$, отримаємо, з врахуванням $\Delta t_x = \Delta t_x \exp(-p_1 y^2)$

$$dP_x = \frac{2\pi\rho_{wz}gdx\Delta t_x}{T_{wz}} \int_{y=0}^{y=\infty} \exp(-p_1y^2) y dy = \frac{\pi\rho_{wz}dx\Delta t_x g}{T_{wz}p_1} \quad (2.9.24)$$

$$\text{де } p_1 = \frac{0,7\sigma_m}{tg^2\alpha_{0,5\nu}x^2}.$$

З урахуванням виразу (2.9.24), рівність (2.9.22) може бути представлена у наступному вигляді:

$$\frac{\pi\rho_{wz}dx\Delta t_x g}{T_{wz}p_1} = \pm d \left(\frac{\pi\rho_{wz}v_x^2}{2p} \right) \quad (2.9.25)$$

Величина Δt_x визначається з умови сталості ентальпії уздовж вільної неізотермічної струмини, тобто $Q_0=Q_x$. Прирівнюючи вирази $Q_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} v_0 \rho_0 c_p \Delta t_0$

$$\text{і } Q_x = \frac{\pi c_p \rho_{wz} v_x \Delta t_x}{(1 + \sigma_m) p} \text{ отримаємо}$$

$$\Delta t_x = \frac{(1 + \sigma_m) d_0^2 v_0 \rho_0 \Delta t_0 p}{4 v_x \rho_{wz}} \quad (2.9.26)$$

Підставивши вираження (2.9.25) у рівність (2.9.26) і замінивши p і p_1 їх значеннями, запишемо:

$$\frac{0,35(1 + \sigma_m) d_0^2 v_0 \rho_0 \Delta t_0 g}{T_{wz} \sigma_m \rho_{wz} tg^2 \alpha_{0,5\nu}} \frac{dx}{v_x} = \pm d (v_x^2 x^2) \quad (2.9.27)$$

Розв'язок рівняння (2.9.27) дозволяє одержати розрахункові формули для визначення осьових швидкостей, надлишкових температур і витрат у вертикальних неізотермічних струминах.

Розрахункові формули, виражені через поточний критерій Архімеда [28], мають такий вигляд (для $\sigma_m = 0,7$):

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{0,59}{tg\alpha_{0,5\nu}} \sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}} \sqrt[4]{\xi} \frac{d_0}{x} \sqrt[3]{1 \pm 2,5Ar_x} \quad (2.9.28)$$

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0} = \frac{0,3(1+\sigma_m)}{tg\alpha_{0,5\nu}} \sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}} \frac{1}{\sqrt[4]{\xi}} \frac{d_0}{x} \frac{1}{\sqrt[3]{1 \pm 2,5Ar_x}} \quad (2.9.29)$$

$$\frac{L_x}{L_0} = 3,4tg\alpha_{0,5\nu} \sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}} \sqrt[4]{\xi} \frac{x}{d_0} \sqrt[3]{1 \pm 2,5Ar_x} \quad (2.9.30)$$

Якщо гравітаційні сили відсутні або малі і ними можна знехтувати, з формул (2.9.28) – (2.9.30) виключаємо член, що містить Ar_x , і одержуємо розрахункові залежності для основної ділянки ізотермічних і слабконеізотермічних струмин.

Зі співставлення виразів (2.9.28) і $\frac{v_x}{v_0} = \frac{0,59}{tg\alpha_{0,5\nu}} \sqrt{\frac{T_{wz}}{T_0}} \sqrt[4]{\xi} \frac{d_0}{x}$ одержимо коефіцієнт неізотермічності:

$$K_H = \sqrt[3]{1 \pm 2,5Ar_x} \quad (2.9.31)$$

Коефіцієнт неізотермічності за температурою визначаємо аналогічно:

$$K_H' = \frac{1}{\sqrt[3]{1 \pm 2,5Ar_x}} = \frac{1}{K_H} \quad (2.9.32)$$

З урахуванням виразів для коефіцієнтів неізотермічності і коефіцієнтів m , формули для практичних розрахунків неізотермічних струмин мають наступний вигляд:

для вісесиметричних струмин:

$$\frac{v_x}{v_0} = m \frac{\sqrt{F_0}}{x} K_H \quad (2.9.33)$$

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0} = n \frac{\sqrt{F_0}}{x} \frac{1}{K_H} \quad (2.9.34)$$

$$\frac{L_x}{L_0} = \frac{2}{m} \frac{x}{\sqrt{F_0}} K_H \quad (2.9.35)$$

Дослідження експериментального характеру струмин нагрітого повітря, що спускається вниз, та струмин охолодженого повітря, що піднімається вгору (проведені вченими Гримітлін, Кнааком та Хеландером), свідчать про вплив гравітаційних сил на зміну швидкостей та надлишкових температур в струміні. Згідно з цими даними, розрахункові формули для визначення швидкостей підтверджуються експериментальними результатами. Експериментальні дані про надлишкові температури вздовж осі при $Ar_x > 0,25$ значно відрізняються від результатів розрахунків. Це може бути пояснено тим, що на кінцевій ділянці неізотермічної струмини, що формується при протидії гравітаційним силам, відбувається винесення тепла в радіальному напрямку (див. рис. 2.9.3.б), що суттєво порушує теплові контури струмини (в порівнянні з тими, що прийняті для розрахунку).

Виходячи з результаті дослідження струмин нагрітого повітря, що направляється догори, і охолодженого, що направляється вниз, (В.Кліпс, Л.Белтер) встановлено, що при збігу напрямку дії гравітаційних і інерційних сил

збільшення осьових швидкостей у струминах практично не відбувається, навіть при високих значеннях поточного критерію Архімеда. Коефіцієнт термічної нерівномірності, визначений на підставі експерименту, значно менший за розрахунковий. Це пояснюється тим, що збільшення кількості руху в струміні відбувається передусім через зростання товщини динамічного примежового шару. Виміри осьових надлишкових температур підтверджують факт збільшення кількості руху та витрат повітря в термічно нерівномірних струминах: падіння надлишкових температур на осі струмини нагрітого повітря, що подається вгору або охолодженого, що подається вниз, відбувається інтенсивніше, ніж у слабкотермічно нерівномірних струминах. Результати експерименту добре підтверджують розрахункові залежності для визначення надлишкових температур.

На основі даних про граничні значення критерію Архімеда, при яких настає повне розмивання струмини ($Ar_x=0,4$ для симетричних струмин), можна легко отримати розрахункові формули для визначення дальності поширення вертикальних неізотермічних струмів, що розвиваються проти гравітаційних сил:

для вісесиметричних і неповних віялових струмин:

$$\frac{x}{d_0} = \frac{0,63m}{\sqrt{nAr_0}} \quad (2.9.36)$$

Розрахунок для теплого періоду року

Вихідні дані для розрахунку наведені у табл.2.9.1 За результатами розрахунків, які наведено у табл.2.9.2 будуємо розрахункову схему струмини (рис.2.9.3).

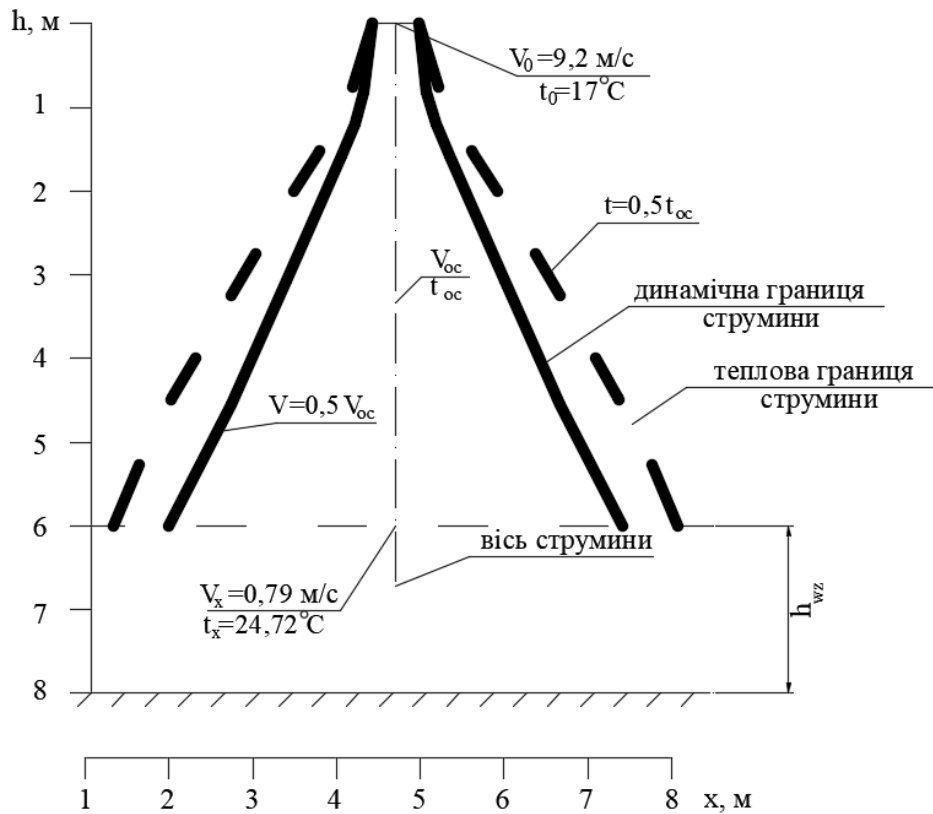


Рис.2.9.3 Розрахункова схема припливної неізотермічної вертикальної струмینی у теплий період року.

Слідовність результатів розрахунків наступна:

1. Швидкість на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення.
2. Перепад температур на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення.
3. Далекобійність припливної струмینی дозволяє їй перекривати проектну відстань.

Таблиця 2.9.1

Вихідні дані для розрахунку вертикальної струмини у теплий період року

Вихідні дані									
Період	Витрата повітря L, м ³ /ч	Швидкість на виході V0, м/с	Площа живого перерізу, м ²	Еквівалентний діаметр, м	Коефіцієнт загасання швидкості m	Коефіцієнт загасання температури n	Температура середовища Трз, К	Температура на виході Т0, К	Різниця температур dT0=Т0-Тр.з
ТП	3750	9,2	0,113	0,379	1,6	0,7	298	290	-8
ХП					1,6	0,7	293	289,5	-3,5

Таблиця 2.9.2

Результати розрахунку вертикальної струмини у теплий період року

Теплий період									
Відстань x, м	Критерій Архімеда у початковому перерізі, Ar0	Поточний критерій Архімеда, Arx	Коефіцієнт неізотермічності, Кн	Швидкість Vx на відстані x, м/с	Різниця температур dtx, С	Температура to-dtx, С	Напівширина струмини uvgr, м	Напівширина струмини utgr, м	Далекобійність x, м
1	-0,00117584	-0,00202807	0,998307081	5,08	-1,80	23,20	0,42	0,61	14
2	-0,00117584	-0,00811226	0,99319356	2,53	-0,91	24,09	0,84	1,23	14
3	-0,00117584	-0,01825259	0,984552102	1,67	-0,61	24,39	1,25	1,84	14
4	-0,00117584	-0,03244904	0,972193072	1,24	-0,46	24,54	1,68	2,44	14
5	-0,00117584	-0,05070163	0,955826034	0,97	-0,38	24,62	2,10	3,04	14
6	-0,00117584	-0,07301035	0,93502812	0,79	-0,32	24,68	2,54	3,64	14
7	-0,00117584	-0,0993752	0,909190605	0,66	-0,28	24,72	2,97	4,22	14

2.9.2 Розрахунок для холодного періоду року

Вихідні дані для розрахунку наведені у табл.2.9.1 За результатами розрахунків, які наведено у табл.2.9.4 будуюмо розрахункову схему струмини (рис.2.9.4).

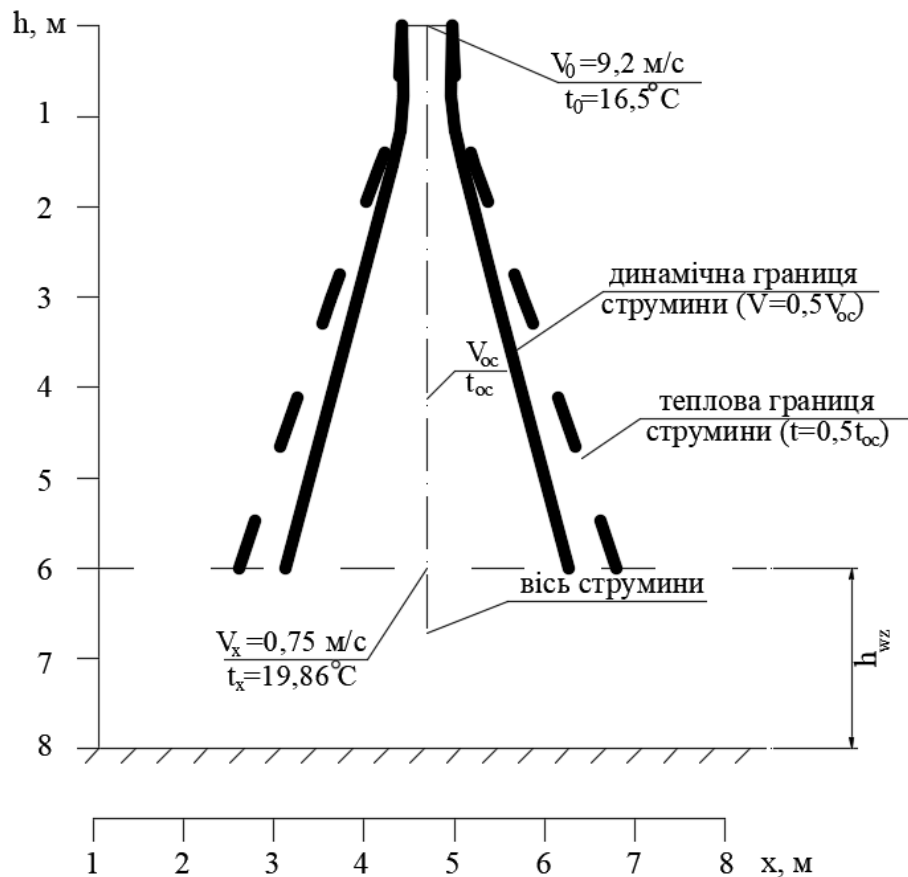


Рис. 2.9.4 Розрахункова схема припливної неізотермічної вертикальної струмини у холодний період року.

Слідовність результатів розрахунків наступна:

1. Швидкість на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення.
2. Перепад температур на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення.
3. Далекобійність припливної струмини дозволяє їй перекривати проектну відстань.

Результати розрахунку вертикальної струмини у холодний період року

Холодний період									
Відстань x , м	Критерій Архімеда у початковому перерізі, Ar_0	Поточний критерій Архімеда, Ar_x	Коефіцієнт неізотермічності, K_n	Швидкість V_x на відстані x , м/с	Різниця температур dt_x , С	Температура t_0-dt_x , С	Напівширина струмини утгр, м	Напівширина струмини утгр, м	Далекобійність x , м
1	-0,000523207	-0,000993854	0,9991711	4,95	-0,82	19,18	0,28	0,38	20
2	-0,000523207	-0,003975415	0,99667612	2,47	-0,41	19,59	0,56	0,76	20
3	-0,000523207	-0,008944683	0,99248984	1,64	-0,28	19,72	0,84	1,15	20
4	-0,000523207	-0,015901659	0,98656903	1,22	-0,21	19,79	1,12	1,53	20
5	-0,000523207	-0,024846343	0,97885057	0,97	-0,17	19,83	1,40	1,90	20
6	-0,000523207	-0,035778734	0,96924842	0,80	-0,14	19,86	1,68	2,28	20
7	-0,000523207	-0,048698832	0,95764939	0,68	-0,12	19,88	1,97	2,65	20

Далекобійні сопла DUK (горизонтальна подача повітря)

Розрахунок для теплого періоду року

Вихідні дані для розрахунку наведені у табл.2.9.4. За результатами розрахунків, які наведено у табл.2.9.5, будемо розрахункову схему струмینی (рис. 2.9.5).

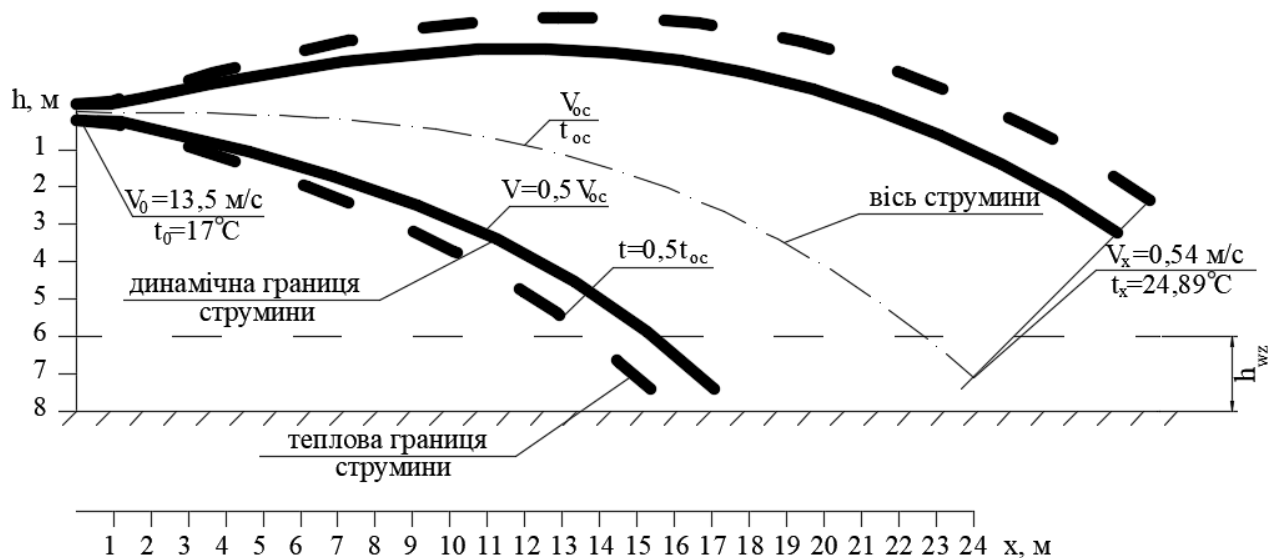


Рис.2.9.5 Розрахункова схема припливної неізотермічної горизонтальної струмینی у теплий період року.

Слідовність результатів розрахунків наступна:

1. Швидкість на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення.
2. Перепад температур на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення.
3. Далекобійність припливної струмینی дозволяє їй перекривати проектну відстань.

Таблиця 2.9.4

Вихідні дані для розрахунку горизонтальної струмини у теплий період року

Вихідні дані										
Період	Витрата повітря L, м ³ /ч	Швидкість на виході V ₀ , м/с	Площа живого перерізу, м ²	Еквівалентний діаметр, м	Коефіцієнт загасання швидкості m	Коефіцієнт загасання температури n	Температура середовища Трз, К	Температура на виході Т ₀ , К	Різниця температур dT ₀ =Т ₀ -Тр.з	Кут попереднього спрямування струмини, рад
ТП	1875	13,5	0,0385	0,221	5,8	1,4	298	290	-8	0
ХП					5,8	1,4	293	289,5	-3,5	-0,12

Таблиця 2.9.5

Результати розрахунку горизонтальної струмини у теплий період року

Теплий період										
Відстань x, м	Критерій Архімеда у початковому перерізі, Ar ₀	Поточний критерій Архімеда, Ar _x	Коефіцієнт неізотермічності, Кн	Швидкість V _x на відстані x, м/с	Різниця температур dtx, С	Температура t ₀ -dtx, С	Ордината осі струмини у, м	Напівширина струмини увгр, м	Напівширина струмини утгр, м	Далекобійність хтах, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	-0,000318685	-0,00027084	0,999774249	15,27	-2,17	22,83	- 0,00	0,22	0,30	38
2	-0,000318685	-0,001083361	0,999096383	7,63	-1,08	23,92	- 0,00	0,43	0,59	38
3	-0,000318685	-0,002437561	0,997964559	5,08	-0,72	24,28	- 0,01	0,65	0,89	38
4	-0,000318685	-0,004333442	0,996375678	3,80	-0,54	24,46	- 0,03	0,87	1,18	38

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
5	-0,000318685	-0,006771004	0,994325356	3,04	-0,44	24,56	-	0,06	1,08	1,48	38
6	-0,000318685	-0,009750245	0,991807868	2,52	-0,36	24,64	-	0,11	1,30	1,77	38
7	-0,000318685	-0,013271167	0,98881608	2,16	-0,31	24,69	-	0,18	1,52	2,07	38
8	-0,000318685	-0,017333769	0,985341367	1,88	-0,27	24,73	-	0,26	1,74	2,36	38
9	-0,000318685	-0,021938051	0,981373498	1,67	-0,25	24,75	-	0,37	1,96	2,65	38
10	-0,000318685	-0,027084014	0,97690051	1,49	-0,22	24,78	-	0,51	2,18	2,94	38
11	-0,000318685	-0,032771657	0,971908545	1,35	-0,20	24,80	-	0,68	2,40	3,23	38
12	-0,000318685	-0,03900098	0,966381655	1,23	-0,19	24,81	-	0,89	2,62	3,51	38
13	-0,000318685	-0,045771984	0,960301569	1,13	-0,17	24,83	-	1,13	2,85	3,80	38
14	-0,000318685	-0,053084668	0,953647412	1,04	-0,16	24,84	-	1,41	3,07	4,08	38
15	-0,000318685	-0,060939032	0,94639536	0,96	-0,15	24,85	-	1,73	3,30	4,36	38
16	-0,000318685	-0,069335076	0,938518229	0,90	-0,14	24,86	-	2,10	3,53	4,64	38
17	-0,000318685	-0,078272801	0,929984968	0,84	-0,14	24,86	-	2,52	3,76	4,91	38
18	-0,000318685	-0,087752206	0,920760039	0,78	-0,13	24,87	-	2,99	3,99	5,18	38
19	-0,000318685	-0,097773291	0,910802646	0,73	-0,13	24,87	-	3,52	4,23	5,44	38
20	-0,000318685	-0,108336056	0,900065781	0,69	-0,12	24,88	-	4,10	4,47	5,70	38
21	-0,000318685	-0,119440502	0,888495013	0,65	-0,12	24,88	-	4,75	4,71	5,96	38
22	-0,000318685	-0,131086628	0,876026954	0,61	-0,11	24,89	-	5,46	4,96	6,21	38
23	-0,000318685	-0,143274435	0,862587266	0,57	-0,11	24,89	-	6,24	5,21	6,45	38
24	-0,000318685	-0,156003921	0,848088066	0,54	-0,11	24,89	-	7,09	5,46	6,69	38

Розрахунок для холодного періоду року

Вихідні дані для розрахунку наведені у табл.2.9.4. За результатами розрахунків, які наведено у табл.2.9.6, будемо розрахункову схему струмини (рис.2.9.6).

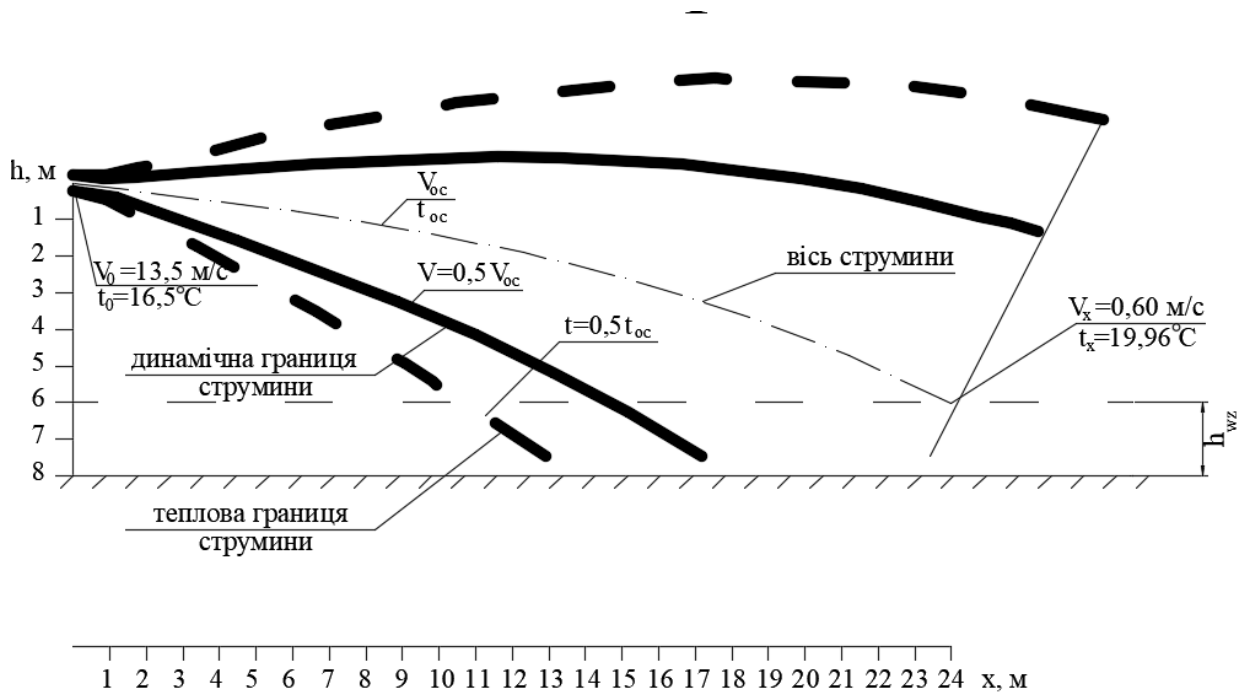


Рис.2.9.6 Розрахункова схема припливної неізотермічної горизонтальної струмини у теплий період року.

Слідовність результатів розрахунків наступна:

1. Швидкість на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення.
2. Перепад температур на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення.
3. Далекобійність припливної струмини дозволяє їй перекривати проектну відстань.

Таблиця 2.9.6

Результати розрахунку горизонтальної струмини у холодний період року

Холодний період										
Відстань x , м	Критерій Архімеда у початковому перерізі, Ar_0	Поточний критерій Архімеда, Ar_x	Коефіцієнт неізотермічності, K_n	Швидкість V_x на відстані x , м/с	Різниця температур dtx , С	Температура t_0-dtx , С	Ордината осі струмини y , м	Напівширина струмини $y_{угр}$, м	Напівширина струмини $y_{гр}$, м	Далекобійність x_{max} , м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	-0,000141804	-0,00012051	0,999899561	15,27	-0,95	19,05	- 0,12	0,22	0,37	57
2	-0,000141804	-0,00048206	0,999598123	7,63	-0,47	19,53	- 0,24	0,43	0,75	57
3	-0,000141804	-0,00108463	0,999095322	5,09	-0,32	19,68	- 0,37	0,65	1,12	57
4	-0,000141804	-0,00192823	0,998390549	3,81	-0,24	19,76	- 0,49	0,86	1,49	57
5	-0,000141804	-0,00301287	0,997482949	3,05	-0,19	19,81	- 0,63	1,08	1,86	57
6	-0,000141804	-0,00433853	0,996371411	2,54	-0,16	19,84	- 0,77	1,29	2,24	57
7	-0,000141804	-0,00590522	0,995054569	2,17	-0,14	19,86	- 0,92	1,51	2,61	57
8	-0,000141804	-0,00771294	0,993530793	1,90	-0,12	19,88	- 1,08	1,73	2,98	57
9	-0,000141804	-0,00976168	0,991798177	1,68	-0,11	19,89	- 1,25	1,94	3,35	57
10	-0,000141804	-0,01205146	0,989854533	1,51	-0,10	19,90	- 1,43	2,16	3,72	57
11	-0,000141804	-0,01458227	0,987697375	1,37	-0,09	19,91	- 1,62	2,38	4,09	57
12	-0,000141804	-0,01735411	0,985323912	1,25	-0,08	19,92	- 1,83	2,60	4,46	57
13	-0,000141804	-0,02036697	0,982731024	1,15	-0,07	19,93	- 2,06	2,82	4,83	57

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	
14	-0,000141804	-0,02362087	0,979915249	1,07	-0,07	19,93	-	2,31	3,04	5,20	57
15	-0,000141804	-0,02711579	0,976872763	0,99	-0,06	19,94	-	2,57	3,26	5,56	57
16	-0,000141804	-0,03085174	0,973599354	0,93	-0,06	19,94	-	2,86	3,48	5,93	57
17	-0,000141804	-0,03482872	0,970090397	0,87	-0,06	19,94	-	3,16	3,70	6,30	57
18	-0,000141804	-0,03904674	0,966340824	0,82	-0,05	19,95	-	3,50	3,92	6,66	57
19	-0,000141804	-0,04350578	0,96234509	0,77	-0,05	19,95	-	3,85	4,15	7,02	57
20	-0,000141804	-0,04820585	0,958097135	0,73	-0,05	19,95	-	4,23	4,37	7,39	57
21	-0,000141804	-0,05314695	0,953590341	0,69	-0,05	19,95	-	4,64	4,60	7,75	57
22	-0,000141804	-0,05832908	0,94881748	0,66	-0,05	19,95	-	5,08	4,82	8,11	57
23	-0,000141804	-0,06375223	0,943770661	0,63	-0,04	19,96	-	5,55	5,05	8,47	57
24	-0,000141804	-0,06941642	0,938441263	0,60	-0,04	19,96	-	6,05	5,28	8,82	57

Розділ 3

Наукова частина

3.1 Основні положення нестационарного теплового режиму в приміщення виставкової зали.

Управління параметрами внутрішнього повітряного середовища виставкової зали є основним завданням роботи систем вентиляції приміщень.

Всі режими роботи приміщень характеризуються двома основними процесами :

- стаціонарним
- нестационарним

При стаціонарному процесі параметри внутрішнього повітряного середовища з часом змінюються настільки мало, що цієї зміни не помічають. У випадку нестационарного процесу роботи характеристики внутрішнього повітряного середовища помітно змінюються з часом.

Нестационарні процеси протікають при наступних основних режимах роботи приміщень :

- Зміна зовнішньої температури повітря. Це може бути викликано зміною погодних умов або різними факторами, такими як сонячна радіація ;

- Зміна внутрішньої теплової навантаження в приміщенні, яка може бути пов'язана з різними факторами, такими як людська діяльність, робота електронного обладнання або освітлення;

- Зміна об'єму повітря в приміщенні. Це може бути викликано, наприклад, відкриванням або закриванням дверей, вентиляційними системами тощо;

Системи технологічної вентиляції виставкового павільйону забезпечують необхідні (допустимі) характеристики внутрішнього повітряного середовища, що є важливим фактором забезпечення надійності підтримання потрібних параметрів. Як відомо, проектні рішення систем вентиляції спрямовані, в основному, на стаціонарний режим під час номінального навантаження.

Відповідно передбачені основні розрахунки з тепломасообміну в теплонапружених приміщеннях. Але необхідно відзначити, що нестационарні режими є частковим періодом роботи приміщень виставкової зали. З цього приводу, вважається важливим проведення досліджень можливостей управління параметрами внутрішнього повітряного середовища при різних режимах з урахуванням адекватної реакції систем вентиляції на режим роботи.

Розуміння параметрів повітряного середовища в режимі несталості дає можливість визначити додаткові вимоги до вентиляційного обладнання та методів організації повітрообміну, дозволяє провести оптимізацію відносно ступеня надійності та економічності систем технологічної вентиляції. Використання математичного та фізичного моделювання показує взаємозв'язок та вплив різних факторів на надійність забезпечення необхідних параметрів внутрішнього повітряного середовища при мінімізації затрат на вентиляційні системи. Отримані дані допоможуть розробити комплекс інженерних заходів для досягнення необхідного рівня надійності роботи вентиляційного обладнання при забезпеченні необхідних параметрів повітря в приміщеннях. Таким чином, розробка методики розрахунку нестационарного теплового режиму електротехнічних приміщень є одним з ключових етапів вирішення даної проблеми зі створенням надійних систем спеціальної вентиляції теплонапружених приміщень.

3.2 Температурний режим в приміщенні при динамічній зміні повітрообміну

Один зі способів забезпечення динамічного мікроклімату для гігієнічних цілей - це періодична зміна кількості припливного повітря, майже до повного припинення його надходження на певний період часу. Це може створювати періодичні, але не гармонійні коливання температури в приміщенні. Для

математичного опису такого температурного режиму можна скористатися спрощеною графічною моделлю. (рис.3.2.1)

Дана модель створена була умов, коли в приміщенні є постійні надлишкові конвективні викиди тепла ($Q_{пов}$, Вт), а кількість припливного повітря періодично змінюється. [29]

Протягом часу τ_n на нагрів, приплив повітря буде дорівнювати:

$$G_{пр}^H = \frac{Q_{пов}}{c_{п} \cdot (t_{max} - t_{пр})} \quad (3.2.1)$$

за час охолодження τ_o :

$$G_{пр}^o = \frac{Q_{пов}}{c_{п} \cdot (t_{min} - t_{пр})} \quad (3.2.2)$$

А температура припливного повітря буде рівна $t_{пр}$. Для даних умов у приміщенні відбувається підвищення температури (нагрівання) до допустимого значення $t_{max}^{доп}$ під час півперіоду τ_n , після чого положення моделі змінюється, а саме знижується (охолоджується) до допустимого значення $t_{min}^{доп}$ під час

півперіоду τ_o . Зрозуміло, що $G_{пр}^o > G_{пр}^H$.

Для визначення температури напівперіоду нагрівання, використовуємо формулу:

$$t_{вт}^H = t_{max} - (t_{max} - t_{min}^{доп}) \exp\left(-\frac{\tau}{T_{пр}^H}\right) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.2.3)$$

За умовою однозначності $t_{вт}^H = t_{max}^{доп}$, при $\tau = \tau_n$, час напівперіоду нагрівання буде дорівнювати:

$$\tau_n = T_{пом}^H \ln \frac{t_{max} - t_{min}^{доп}}{t_{max} - t_{max}^{доп}} \quad (3.2.4)$$

Для напівперіоду охолодження:

$$t_{\text{в}\tau}^{\text{o}} = t_{\text{min}} + (t_{\text{max}}^{\text{доп}} - t_{\text{min}}) \exp\left(-\frac{\tau}{T_{\text{пом}}^{\text{o}}}\right) \text{°C} \quad (3.2.5)$$

Із умови $t_{\text{в}\tau}^{\text{o}} = t_{\text{min}}^{\text{доп}}$ час напівперіоду охолодження (при $\tau = \tau_0$)

$$\tau_0 = T_{\text{пом}}^{\text{o}} \ln \frac{t_{\text{max}}^{\text{доп}} - t_{\text{min}}}{t_{\text{min}}^{\text{доп}} - t_{\text{min}}} \quad (3.2.6)$$

Відношення $C'_z / G_{\text{прСв}}$ в показнику ступеня експоненти в рівняннях за фізичним змістом є постійними часу приміщення $T_{\text{пом}}$, які різні для часу $\tau_{\text{н}}$ та τ_0 , так як $G_{\text{пр}}^{\text{н}} \neq G_{\text{пр}}^{\text{o}}$ і різні значення загальної теплоємності приміщення при $\tau_{\text{н}} \neq \tau_0$ та $C'_z{}^{\text{н}} \neq C'_z{}^{\text{o}}$.

$$C'_z = C_z + V_{\text{пом}\rho\text{вСв}} = \sum_1^n F_n c_n \rho_n \delta_n K_{\omega} / \nu_{\text{пн}} + V_{\text{пом}\rho\text{вСв}} \quad (3.2.7)$$

Спрощення, допущені під час виведення рівнянь, порівняно з більш точними рішеннями для змінних повітрообмінів, що наводяться в спеціальних дослідженнях, окупаються зручністю їх використання для попередніх інженерних розрахунків та аналізу доцільності забезпечення ДМ у різний спосіб для конкретних умов. Для пояснення одного з варіантів проведення такого аналізу вводиться термін "середня витрата повітря за період", що знаходиться за формулою:

$$\bar{G}_{\text{пр}} = \frac{\tau_0 G_{\text{пр}}^{\text{o}} + \tau_{\text{н}} G_{\text{пр}}^{\text{н}}}{\tau_0 + \tau_{\text{н}}} \quad (3.2.8)$$

Якщо порівняти його з витратою повітря, необхідною для забезпечення постійної середньої температури в приміщенні $t_{\text{ср}} = (t_{\text{max}}^{\text{доп}} + t_{\text{min}}^{\text{доп}})/2$ при стаціонарному (стабільному) температурному режимі, який дорівнює для попереднього визначення $\bar{G}_{\text{пр}}$ по формулі необхідно підставити значення τ_0 та $\tau_{\text{н}}$, яке розраховувалось раніше:

$$G_{\text{пр.стац}} = Q_{\text{возм}} / [C_{\text{п}}(t_{\text{ср}} - t_{\text{пр}})] \text{ кг/с} \quad (3.2.9)$$

$$t_{\text{ср}} = (t_{\text{max}}^{\text{доп}} + t_{\text{min}}^{\text{доп}})/2 \text{ °C} \quad (3.2.10)$$

Виходячи з даного порівняння про можливі економічні переваги забезпечення динамічного мікроклімату вказаним способом зі зміною витрат повітря. З умови, якщо $\bar{G}_{пр} < G_{пр.стац}$ тоді очікуємо на економію експлуатаційних витрат при організації динамічного мікроклімату порівняно з витратами на забезпечення стабільного температурного режиму.

Більшість технологічних процесів і умови нормальної життєдіяльності людини мають певні вимоги до температури та швидкості руху повітря. Якщо властивості кондиціонування технологічного об'єкту (першого елемента) пов'язані з його температурою, то необхідно знати закономірності зв'язку цього об'єкту з температурою та швидкістю руху навколишнього повітря.

При виконанні умови, щоб отримати комплекс, який іноді називається коефіцієнтом прогальності:

$$\frac{\tau_0}{\tau_0 + \tau_H} = \left[1 + \frac{T_{ПОМ}^0 \ln(t_{max}^{ДОП} - t_{min}) / (t_{min}^{ДОП} - t_{min})}{T_{ПОМ}^H \ln(t_{max} - t_{min}^{ДОП}) / (t_{max} - t_{max}^{ДОП})} \right]^{-1} \quad (3.2.11)$$

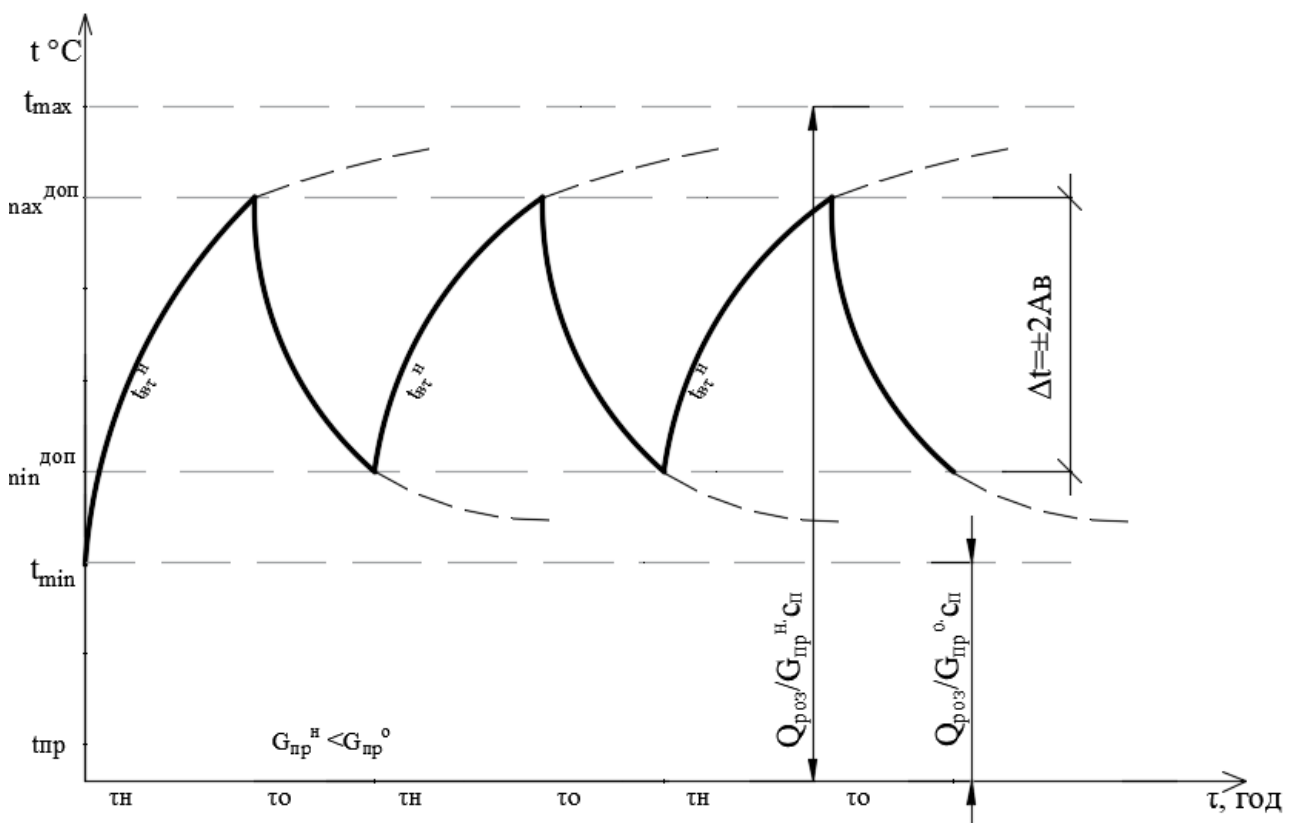


Рис.3.2.1 Характер періодичної зміни температури повітря в приміщенні з постійними теплонадлишками ($Q_{нов}$) під час півперіодів її підвищення (τ_n) і зниження (τ_o) при періодичній зміні кількості припливного повітря ($G_{np}^H < G_{np}^O$).

3.3 Нестационарний повітряний режим

У загальному випадку надходження тепловиділень в приміщення не постійне за часом. Це призводить до коливань параметрів внутрішнього повітря. Теплонадходження від нагрівання обладнання нестационарні і лише в спрощених варіантах розрахунків приймаються постійними в часі (розрахунки по максимуму надходжень).

Нижче розглянуті порівняно прості завдання - зміна в часі температури в приміщенні. Подібні розрахунки, хоча і проводяться з великими застереженнями і припущеннями, дозволяють у деяких випадках знизити розрахунковий повітрообмін, визначити час, розрахувати повітрообмін аварійної вентиляції.

Зміна температури в приміщенні при відсутності вентиляції.

Нехай в початковий момент часу температура повітря в приміщенні становить t_0 одиниці речовини на 1 м^3 повітря. Якщо у цей час в приміщенні починає діяти джерело тепловиділення $Q_{вид}$ одиниці маси речовини в 1 годину, то рівняння балансу тепловиділень в будь-який момент часу τ матиме вигляд :

$$Q_{вид} d\tau - V_{пр} dt \quad (3.3.1)$$

де $V_{пр}$ – об'єм приміщення, м^3 .

Це рівняння написано при допущенні, що тепловиділення розподіляються по всьому об'єму приміщення рівномірно.

Проінтегруємо рівняння (3.3.1) від 0 до τ (довільного моменту часу) :

$$\frac{Q_{\text{вид}}}{V_{\text{пр}}} \int_0^{\tau} dt = \int_{t_0}^t dt \quad (3.3.2)$$

Вирішивши рівняння (3.3.2) відносно поточної температури t , отримаємо:

$$t = t_0 + \frac{Q_{\text{вид}}}{V_{\text{пр}} c_p \rho} \tau \quad (3.3.3)$$

Останній вираз являє температуру в будь-який момент часу як лінійну функцію від τ . Темп збільшення температури визначається величиною відношення інтенсивності тепловиділень до об'єму приміщення.

На рис.3.3.1 показаний хід часу зміни температури в приміщенні при різній величині відношення $(t - t_0) \frac{V_{\text{пр}} c_p \rho}{Q_{\text{вид}}}$.

В теплий період року, температура в приміщенні підвищується при відсутності вентиляції.

Q – теплонадходження Вт, 1 Вт = 3,6 кДж/ч;

c_p = теплоємність повітря = 1,005 кДж/(кг · К) ;

V – об'єм = 12 * 12 * 2 = 288 м³;

ρ – густина повітря = 1,2 кг/м³.

Для приміщення зали в теплий період року : при $\Delta t = 1$ °С

$$\tau = (25 - 24) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 120} = 2,27 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 2$ °С

$$\tau = (27 - 25) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 120} = 4,43 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 3$ °С

$$\tau = (27 - 24) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 120} = 6,65 \text{ хв}$$

В холодний період року:

при $\Delta t = 1 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (21 - 20) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 104} = -2,52 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 2 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (21 - 19) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 104} = 5,08 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 3 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\tau = (21 - 18) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 104} = 7,62 \text{ хв}$$

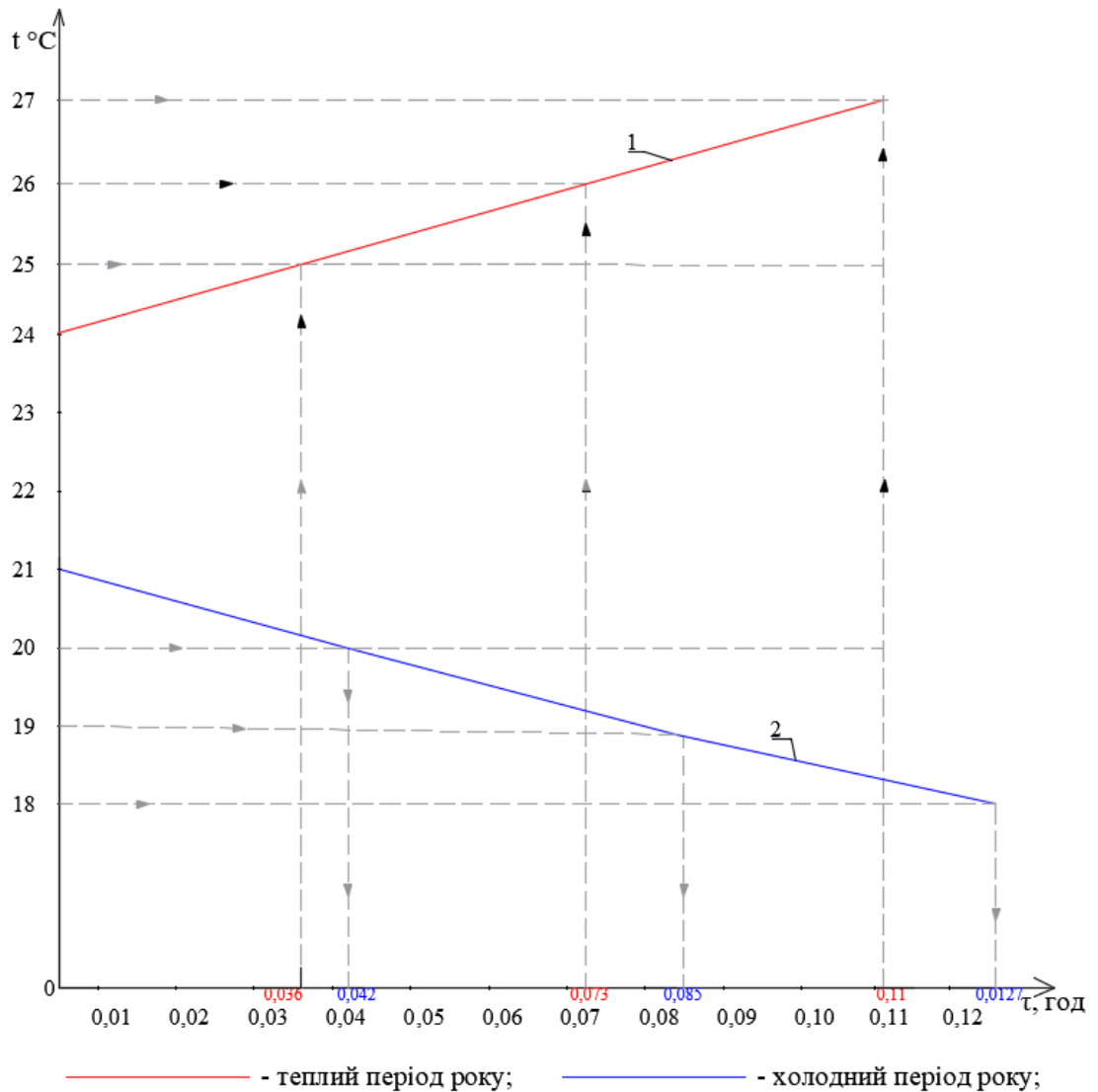


Рис.3.3.1 Зміна температури в приміщенні при відсутності вентиляції

З рис.3.3.1 можна зробити висновок, що у розрахункових зонах, без використання системи вентиляції в теплий період року, температура приміщення збільшиться на 1°C за $\tau = 0,036$ год, тобто за $\tau = 2\text{хв. } 21\text{ сек.}$, а у холодний період, температура повітря в приміщенні зменшиться на 1°C за $\tau = 0,042$ год, тобто за $\tau = 2\text{хв. } 54\text{ сек.}$

3.3.2 Визначимо через скільки часу, після початку роботи виставкової зали потрібно включити вентиляцію.

Визначимо, початкові теплонадлишки в приміщенні:

Було прийнято, що на початку роботи виставкової зали кількість теплоти

буде дорівнювати :

$$Q = 0,3Q_{\text{тех}} + 0,2 Q_{\text{осв}} \quad (3.3.5)$$

$$Q = 0,3 \cdot 385600 + 0,2 \cdot 89796 = 133693 \text{ Вт}$$

Тоді, за формулою ходу часу зміни температури в приміщенні при різній величині відношення: $(t - t_o) \frac{V_{\text{пр}} c_p \rho}{Q_{\text{вид}}}$

$$\tau = (26 - 25) \frac{130017 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 133693} = 0,053$$

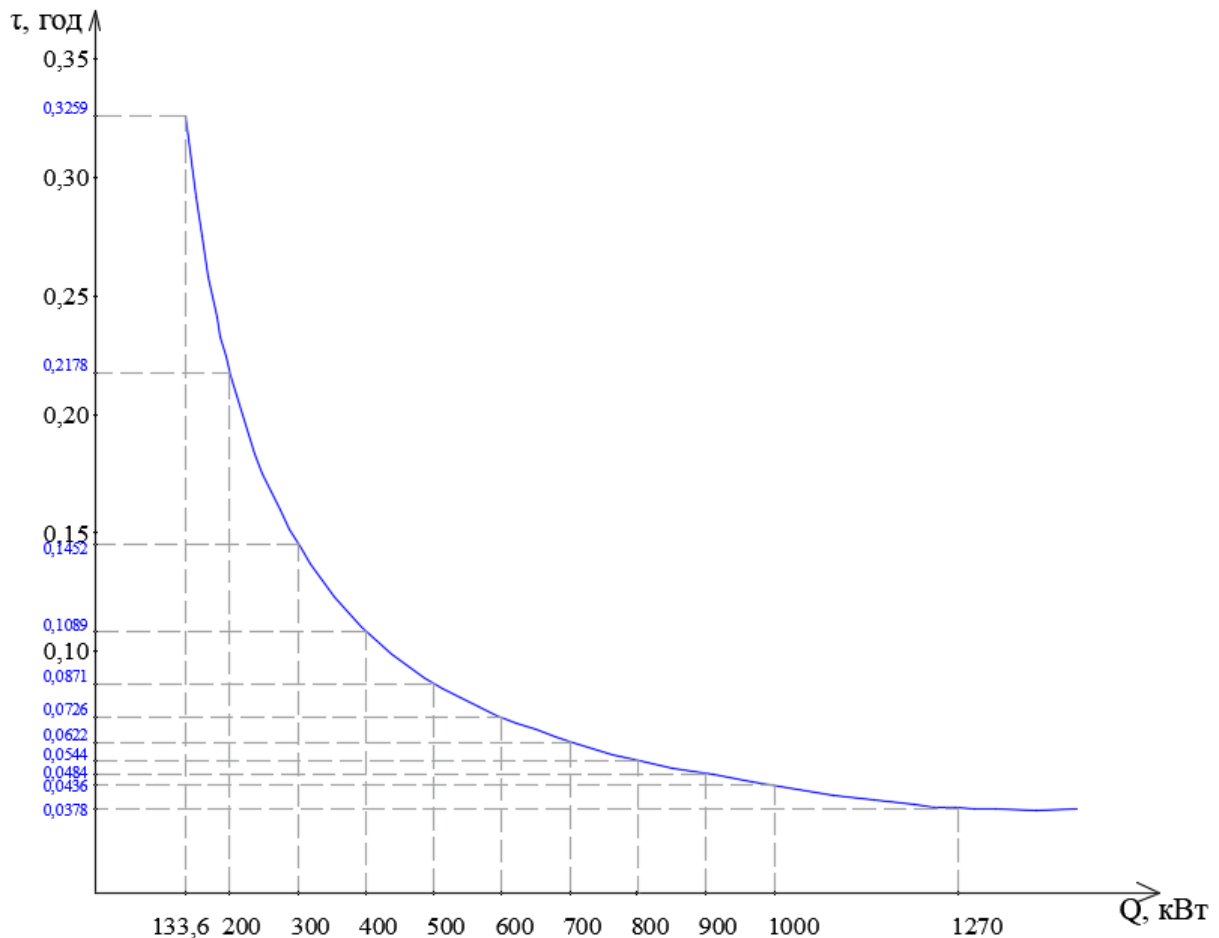


Рис.3.3.2 Графік зміни часу при зростанні кількості тепловиділень та збільшенні температурного режиму

Можемо зробити висновок, що при зростанні температурного режиму та при початкових значенням теплонадлишків, температура повітря виставкового залу зростатиме на 1 °С за 0,325 часу, тобто за 19 хв. 55 сек.

Отже, виходячи з розрахунків, мною було визначено, що через 19 хв. 55 сек. після початку роботи виставкового павільйону, необхідно включити вентиляцію двох гілок для подальшої ефективної роботи.

3.3.3 Зміна температури в приміщенні при заданому повітрообміні.

Нехай в початковий момент часу температура в будь-якій точці приміщення дорівнює t_0 . Прийmemo, що в цей момент в приміщенні діє джерело тепловиділень і включається система загальнообмінної вентиляції. Якщо знехтувати розподілом температури по приміщенню, тобто розглядати ізотермічні умови, то об'ємна продуктивність припливної та витяжної систем буде однаковою: $L_{in} = L_l$. Температуру припливного повітря в приміщенні позначимо t_{in} , а повітря, що видаляється t_l . Прийmemo допущення, що температура розподіляється за об'ємом приміщення рівномірно і, отже, в будь-який момент $t \equiv t_l$.

Рівняння балансу тепловиділень в приміщенні в диференціальній формі:

$$Q_{\text{вид}} d\tau + L_{in} t_{in} d\tau - L_l t d\tau - V_{\text{пр}} dt = 0 \quad (3.3.6)$$

Розділивши змінні і представивши диференціал dt у вигляді:

$$dt = -d(-t) = -d\left(\frac{Q_{\text{вид}}}{L_l} + t_{in} - t\right) \quad (3.3.7)$$

Проінтегруємо рівняння (3.3.2):

$$\frac{L_l}{V_{\text{пр}}} \tau = -\ln \frac{\frac{Q_{\text{вид}}}{L_l} + t_{in} - t}{\frac{Q_{\text{вид}}}{L_l} + t_{in} - t_0} \quad (3.3.8)$$

Останній вираз можна перетворити в залежності від призначення розрахунку. При розрахунку періоду зміни температури в заданих межах:

$$\tau = \frac{V_{\text{пр}}}{L_l} \ln \frac{t_{in} - t_0 + \frac{Q_{\text{вид}}}{L_l}}{t_{in} - t + \frac{Q_{\text{вид}}}{L_l}} \quad (3.3.9)$$

При розрахунку зміни температури :

$$t = \frac{3,6Q_{\text{вид}}}{L_l c \rho_l} + t_{in} - \left(\frac{3,6Q_{\text{вид}}}{L_l c \rho_l} + t_{in} - t_o \right) e^{-\tau \frac{L_l}{V_{\text{пр}}}} \quad (3.3.10)$$

Слід зауважити, що врахування умови $\rho_{in} \neq \rho_l$ при отриманні залежностей (3.4.9) та (3.4.10) призводить до появи у величині множника t_{in} множника ρ_l/ρ_{in} .

Проаналізуємо рівняння (3.4.10), представивши його у вигляді двох доданків:

$$t = t_{A+t_B} \quad (3.3.11)$$

де t_A і t_B - окремі складові шуканої величини.

Очевидно, що :

$$t_A = \left(\frac{3,6Q_{\text{вид}}}{L_l c \rho_l} + t_{in} \right) (1 - e^{-k_p \tau}) \quad (3.3.12)$$

$$t_B = t_o \cdot e^{-k_p \tau} \quad (3.3.13)$$

де $k_p = L_y/V_{\text{пр}}$

Розглянемо випадок, коли в приміщенні задана температура припливного повітря та відомий повітрообмін без тепловиділень в приміщенні. Потім джерело тепловиділень і на (рис.3.3.3,а) показано зміна температури за часом при наявності тепловиділень в приміщенні. Границею температури є $\frac{3,6Q}{L_l c \rho_l} + t_{in}$. Ця межа досягається при $\tau = \infty$.

Якщо $t_o = t_{wz}$, а $Q < Q_{\text{роз}}$, $L = \text{const}$. Тоді в цьому випадку температура в приміщенні буде знижуватися. Чим більше кратність повітрообміну, тим інтенсивніше знижуватиметься температура в приміщенні (рис.3.3.3,б).

$$t = \left(\frac{3,6 \cdot 31747,5}{300000 \cdot 1,005 \cdot 1,2} + 18 \right) \cdot (1 - e^{(-2,31 \cdot 0,05)}) + 25 \cdot e^{(-2,31 \cdot 0,05)} = 24,27^\circ\text{C}$$

$$t = \left(\frac{3,6 \cdot 158748}{300000 \cdot 1,005 \cdot 1,2} + 18 \right) \cdot (1 - e^{(-2,31 \cdot 0,25)}) + 25 \cdot e^{(-2,31 \cdot 0,25)} = 22,62^\circ\text{C}$$

Якщо джерело тепловиділень продовжує діяти, а початкова температура повітря $t_o > t_{wz}$, тоді зміна температури за часом може мати вигляд, який показаний на рис.3.3.3,в (лінія 1, $t_o > \frac{3,6Q}{L_l c_l \rho_l} + t_{in}$, а лінія 2 $t_o < \frac{3,6Q}{L_l c_l \rho_l} + t_{in}$).

При проектуванні може зустрітися необхідність у визначенні кратності повітрообміну для провітрюванні приміщення. Якщо задані t_o , t_{max} і час провітрювання τ , то можна визначити кратність необхідного повітрообміну:

$$(k_p)_{тр} = \frac{1}{\tau} \ln \frac{t_o}{t_{max}} t_o > \frac{3,6Q}{L_l c_l \rho_l} + t_{in} \quad (3.3.14)$$

$$t = \left(\frac{3,6 \cdot 63495}{300000 \cdot 1,005 \cdot 1,2} + 18 \right) \cdot (1 - e^{(-2,31 \cdot 0,05)}) + 27 \cdot e^{(-2,31 \cdot 0,05)} = 26,09^\circ\text{C}$$

$$t = \left(\frac{3,6 \cdot 317496}{300000 \cdot 1,005 \cdot 1,2} + 18 \right) \cdot (1 - e^{(-2,31 \cdot 0,25)}) + 27 \cdot e^{(-2,31 \cdot 0,25)} = 24,43^\circ\text{C}$$

$$1) \quad t_o < \frac{3,6Q}{L_l c_l \rho_l} + t_{in}$$

$$t = \left(\frac{3,6 \cdot 31747,5}{300000 \cdot 1,005 \cdot 1,2} + 18 \right) \cdot (1 - e^{(-2,31 \cdot 0,05)}) + 20 \cdot e^{(-2,31 \cdot 0,05)} = 19,85^\circ\text{C}$$

$$t = \left(\frac{3,6 \cdot 158748}{300000 \cdot 1,005 \cdot 1,2} + 18 \right) \cdot (1 - e^{(-2,31 \cdot 0,25)}) + 20 \cdot e^{(-2,31 \cdot 0,25)} = 20,5^\circ\text{C}$$

На рис.3.3.3, д показаний випадок при відомій початковій температурі, при дії джерела тепловиділень та повітрообміну менше розрахункового.

$$t = \left(\frac{3,6 \cdot 31747,5}{191920 \cdot 1,005 \cdot 1,2} + 18 \right) \cdot (1 - e^{(-1,47 \cdot 0,05)}) + 25 \cdot e^{(-1,47 \cdot 0,05)} = 24,57^\circ\text{C}$$

$$t = \left(\frac{3,6 \cdot 158748}{191920 \cdot 1,005 \cdot 1,2} + 18 \right) \cdot (1 - e^{(-1,47 \cdot 0,25)}) + 25 \cdot e^{(-1,47 \cdot 0,25)} = 24,36^\circ\text{C}$$

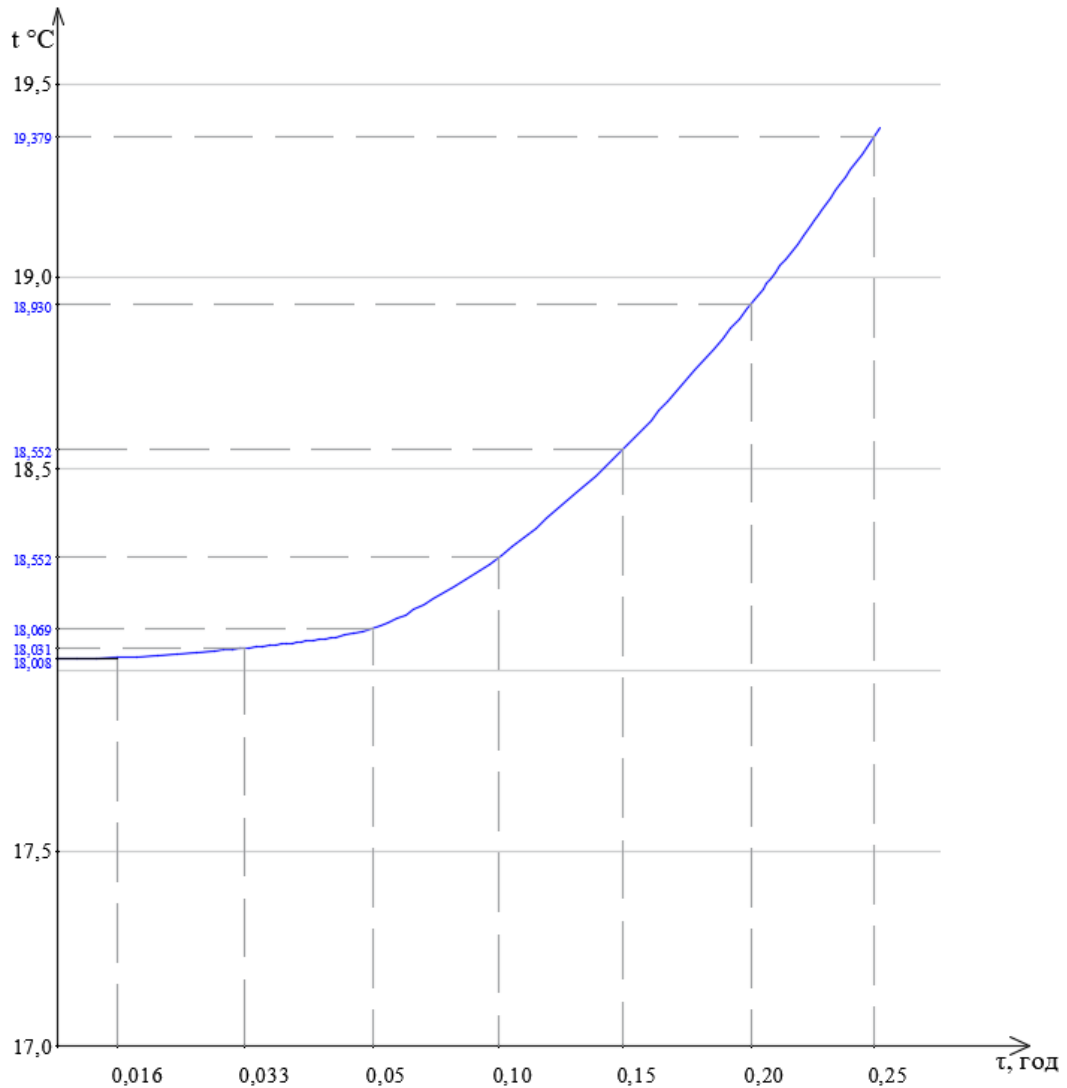


Рис.3.3.3 Зміна за часом температури в приміщенні з системою вентиляції

а) - в приміщенні задана температура припливного повітря та відомий повітрообмін без тепловиділень в приміщенні. Потім діє джерело тепловиділень.

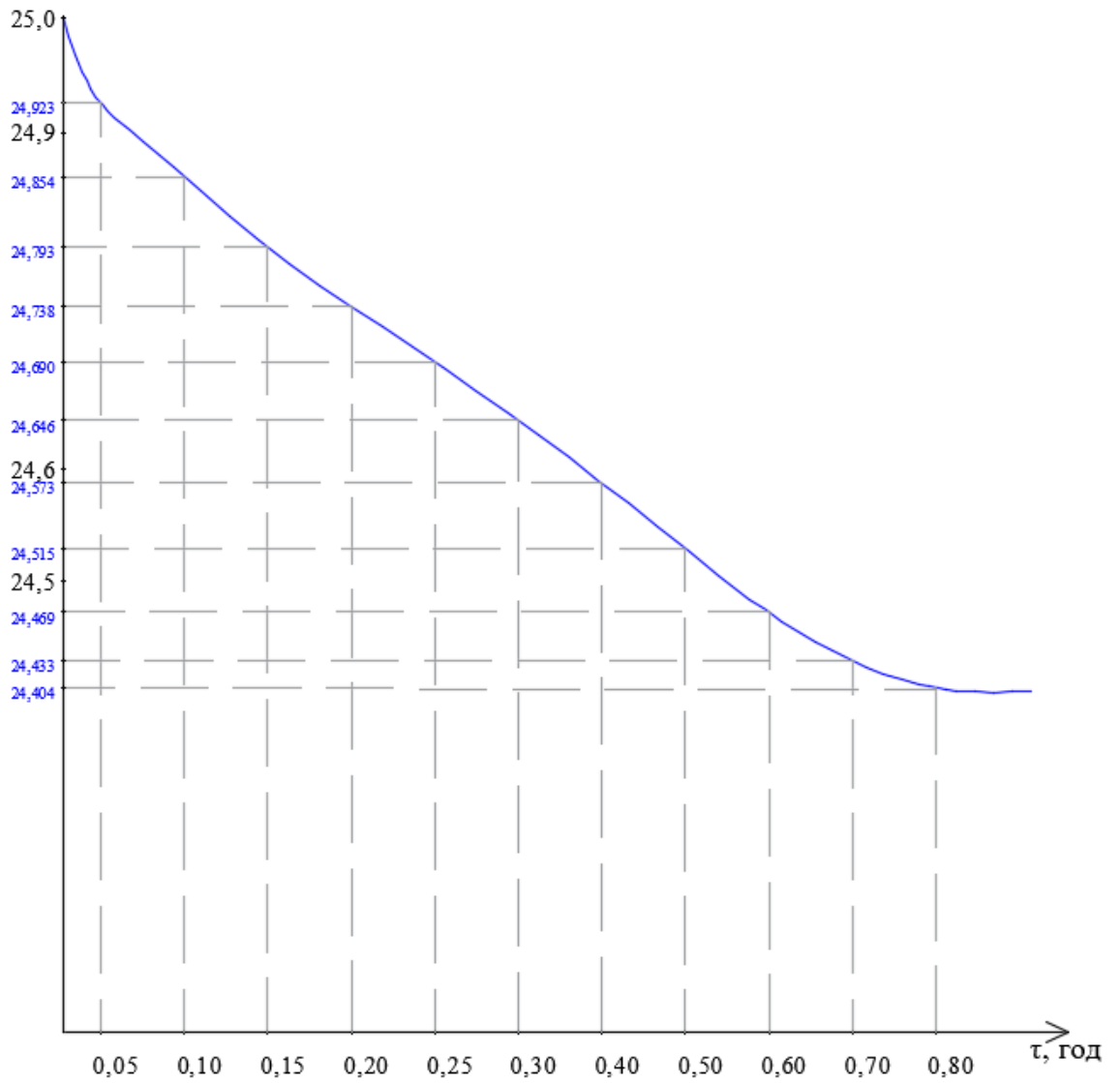


Рис.3.3.3 Зміна за часом температури в приміщенні з системою вентиляції

б) – при наявності початкової температури, але тепловиділення зменшуються;

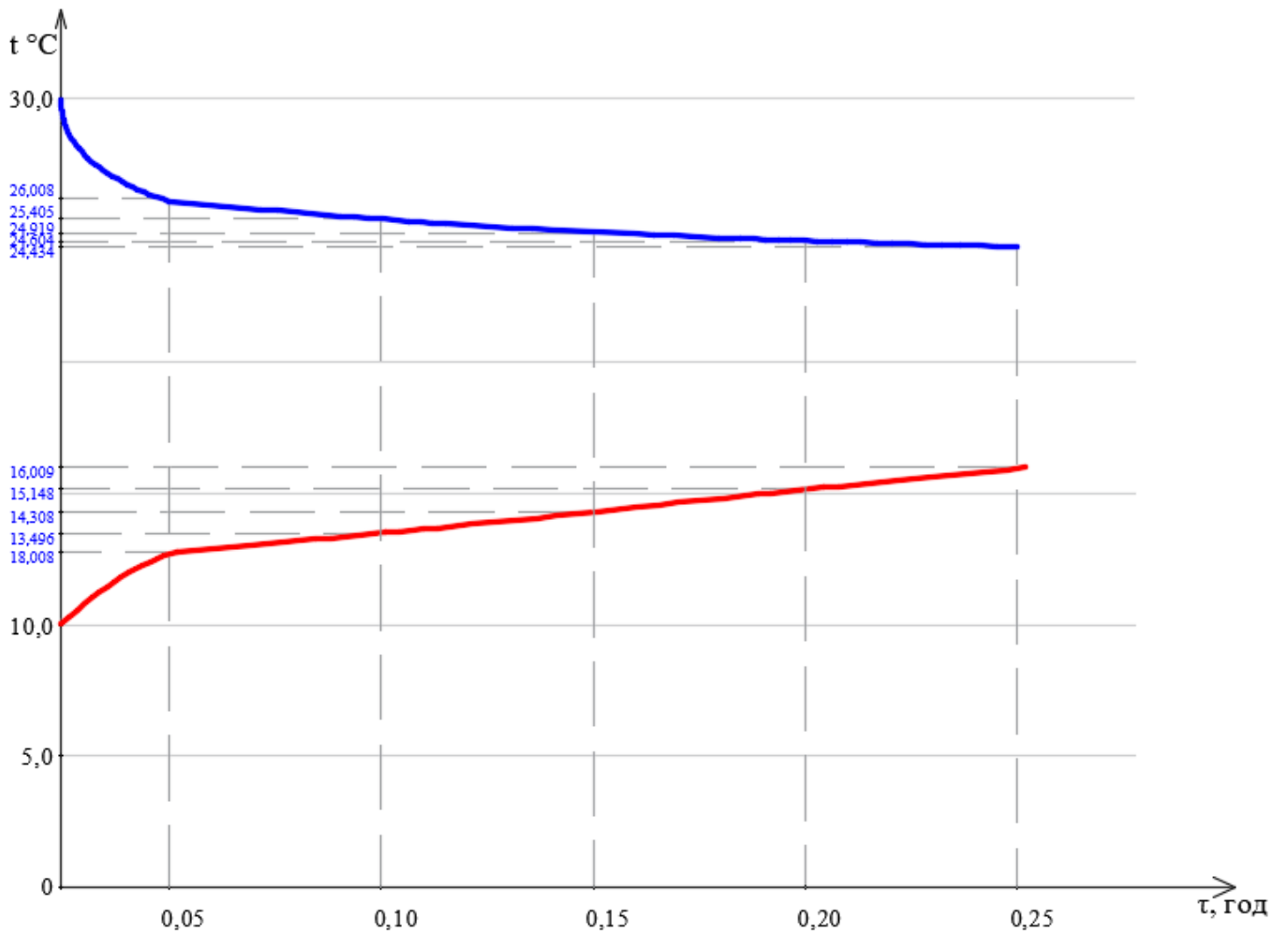


Рис.3.3.3 Зміна за часом температури в приміщенні з системою вентиляції

в) – при заданому повітрообміні, значенні початкової температури при неробочому режимі виставкового центру і заданій кількості тепловиділень (значення);

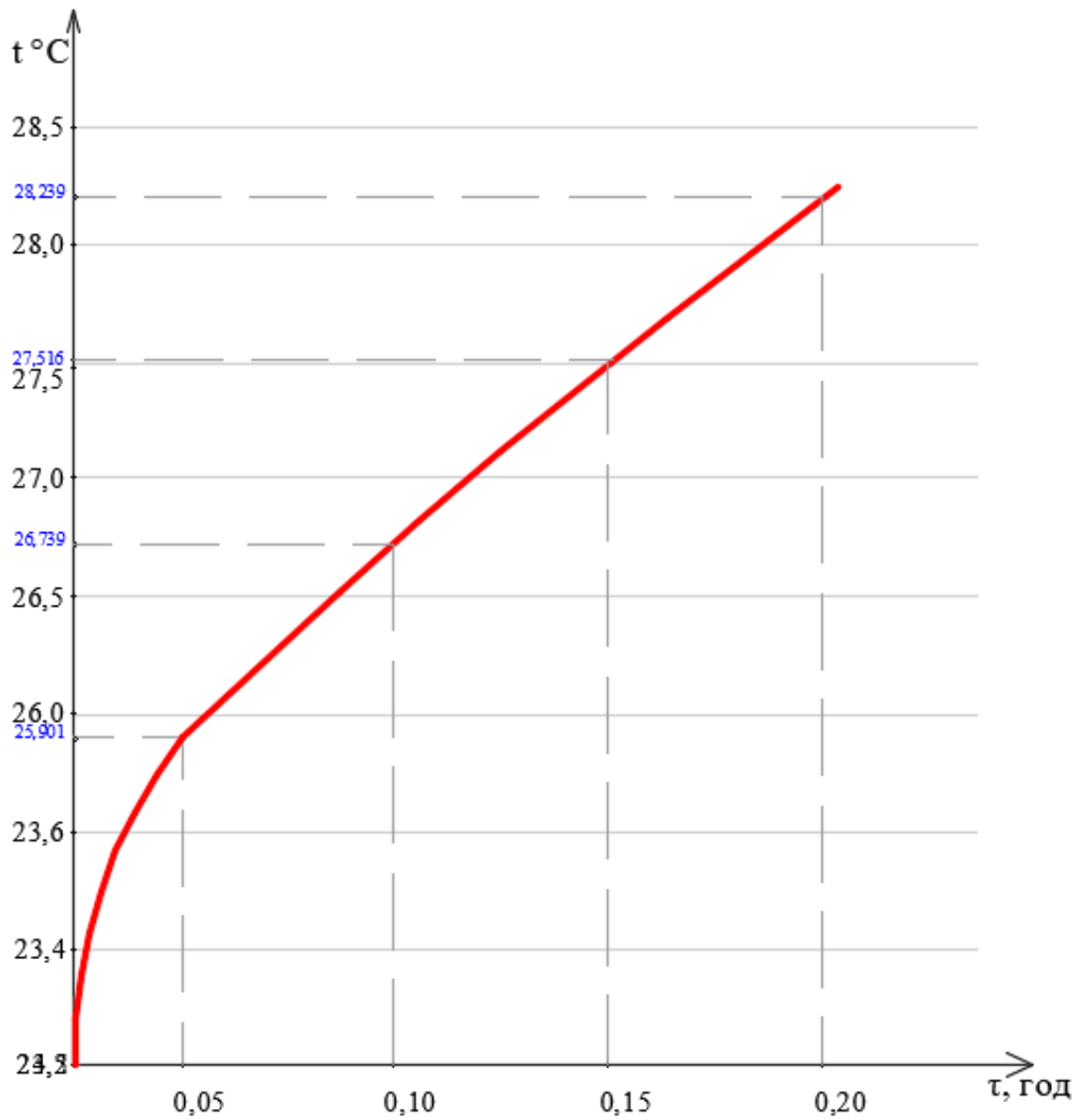


Рис.3.3.3 Зміна за часом температури в приміщенні з системою вентиляції

г) – при 50% повітрообміні в приміщенні від розрахункового.

3.3.4 Визначимо період зміни температури в заданих межах :

$$\tau = \frac{V_{\text{пр}}}{L_l} \ln \frac{t_{in} - t_o + \frac{Q_{\text{внд}}}{L_l}}{t_{in} - t + \frac{Q_{\text{внд}}}{L_l}}$$

$$\tau = \frac{288}{4032} \ln \frac{17 - 27 + \frac{17136}{4032}}{17 - 25,8 + \frac{17136}{4032}} = 0,01672$$

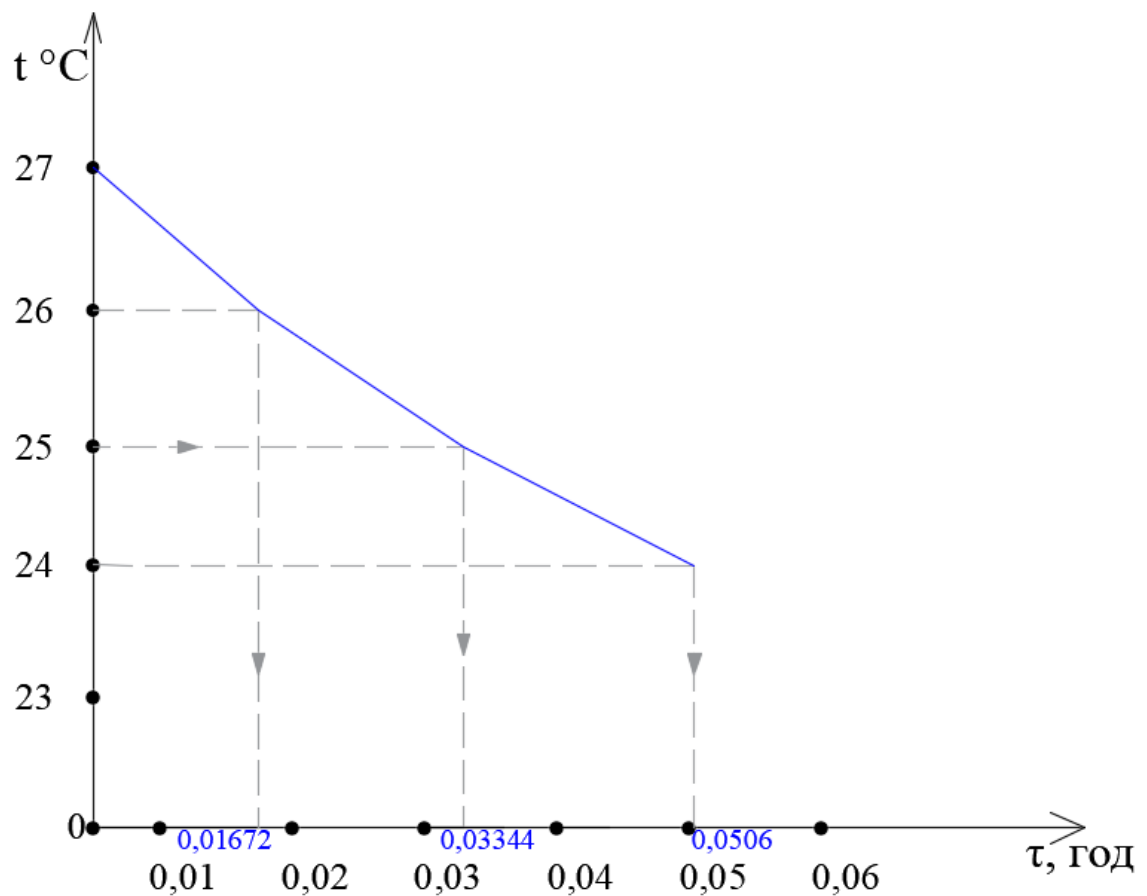


Рис.3.3.4 – Період зміни температури при заданих межах

Отже, з рис.3.4.4 можна зробити висновок, у розрахункових зонах при надходження, з використанням системи вентиляції в теплий період року, температура приміщення зміниться (зменшиться) на 1°C за $\tau = 0,01672$ год, тобто за $\tau = 1$ хв. 03 сек.

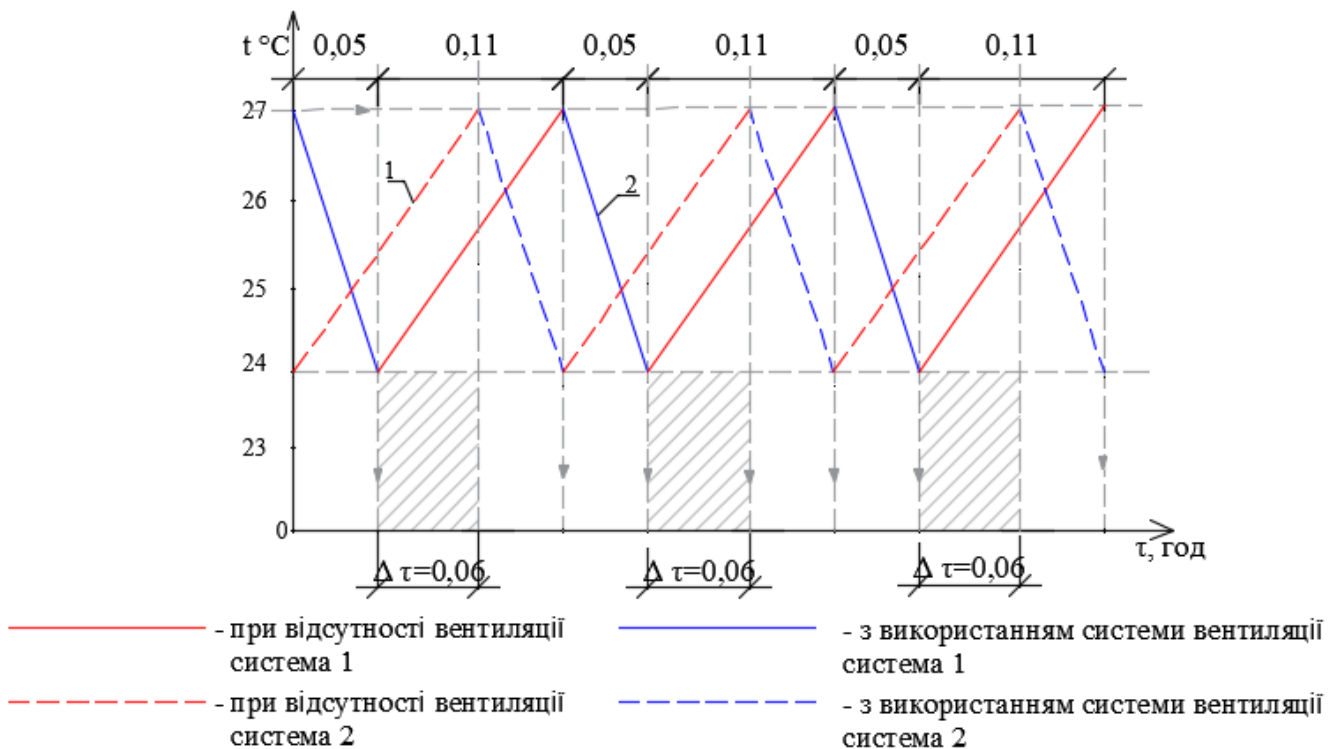


Рис.3.3.5 – Зміна температури в приміщенні

Як бачимо з графіку зміни температури повітря в приміщенні (лінія 1- при відсутності вентиляції; лінія 2- при заданому повітрообміні) температура при відсутності вентиляції змінюється на $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ за $\tau = 0,11$ год, а у випадку, коли вентиляція включається, температура приміщення зміниться (зменшиться) на $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ за $\tau = 0,05$ год .

3.3.5 Зміна температури в приміщенні при відсутності вентиляції у випадку, коли кількість людей у виставковій залі буде дорівнювати 50% від розрахункового значення.

В теплий період року , температура в приміщенні підвищується при відсутності вентиляції.

Q – теплонадходження Вт, $1\text{ Вт} = 3,6\text{ кДж/ч}$;

C_p = теплоємність повітря = $1,005\text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$;

V – об'єм = $12 * 12 * 2 = 288\text{ м}^3$;

ρ – густина повітря = 1,2 кг/м³.

Для приміщення зали в теплий період року : при $\Delta t = 1$ °С

$$\tau = (25 - 24) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 92} = 0,048 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 2$ °С

$$\tau = (27 - 25) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 92} = 0,097 \text{ хв}$$

при $\Delta t = 3$ °С

$$\tau = (27 - 24) \frac{288 \cdot 1,005 \cdot 1,2}{3,6 \cdot 144 \cdot 92} = 0,143 \text{ хв}$$

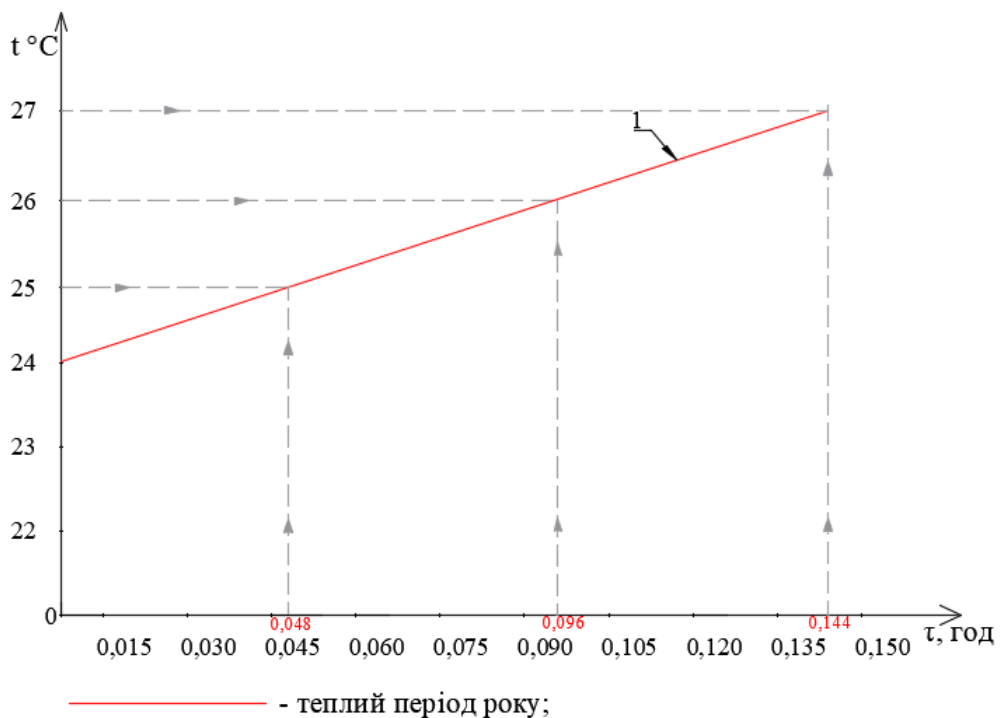


Рис. 3.3.6 Зміна температури в приміщенні при відсутності вентиляції

З рис.3.3.6 можна зробити висновок, що у розрахункових зонах, без використання системи вентиляції в теплий період року у випадку, коли

кількість людей в приміщенні буде дорівнювати 50% від розрахункового значення у стаціонарних умовах, температура приміщення збільшиться на 1 °С за $\tau = 0,048$ год , тобто за $\tau = 2,9$ хв.

3.3.6 Визначимо період зміни температури в заданих межах :

$$\tau = \frac{V_{\text{пр}}}{L_l} \ln \frac{t_{in} - t_o + \frac{Q_{\text{вид}}}{L_l}}{t_{in} - t + \frac{Q_{\text{вид}}}{L_l}}$$

$$\tau = \frac{288}{3578} \ln \frac{17 - 27 + \frac{13251}{3578}}{17 - 25,8 + \frac{13251}{3578}} = 0,01825$$

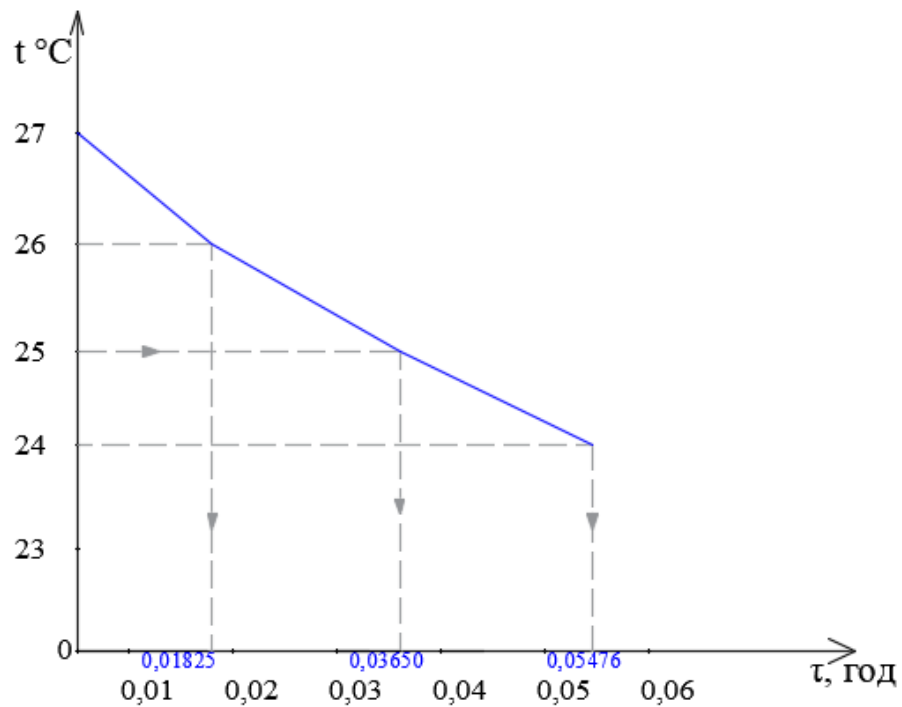


Рис 3.3.7 – Період зміни температури при зменшенні теплового навантаження від людей на 50% від максимального розрахункового

Отже, з рис.3.3.7 можна зробити висновок, у розрахункових зонах при надходженні, з використанням системи вентиляції в теплий період року, температура приміщення зміниться (зменшиться) на 1 °С за $\tau = 0,01825$ год , тобто за $\tau = 1$ хв. 19 сек.

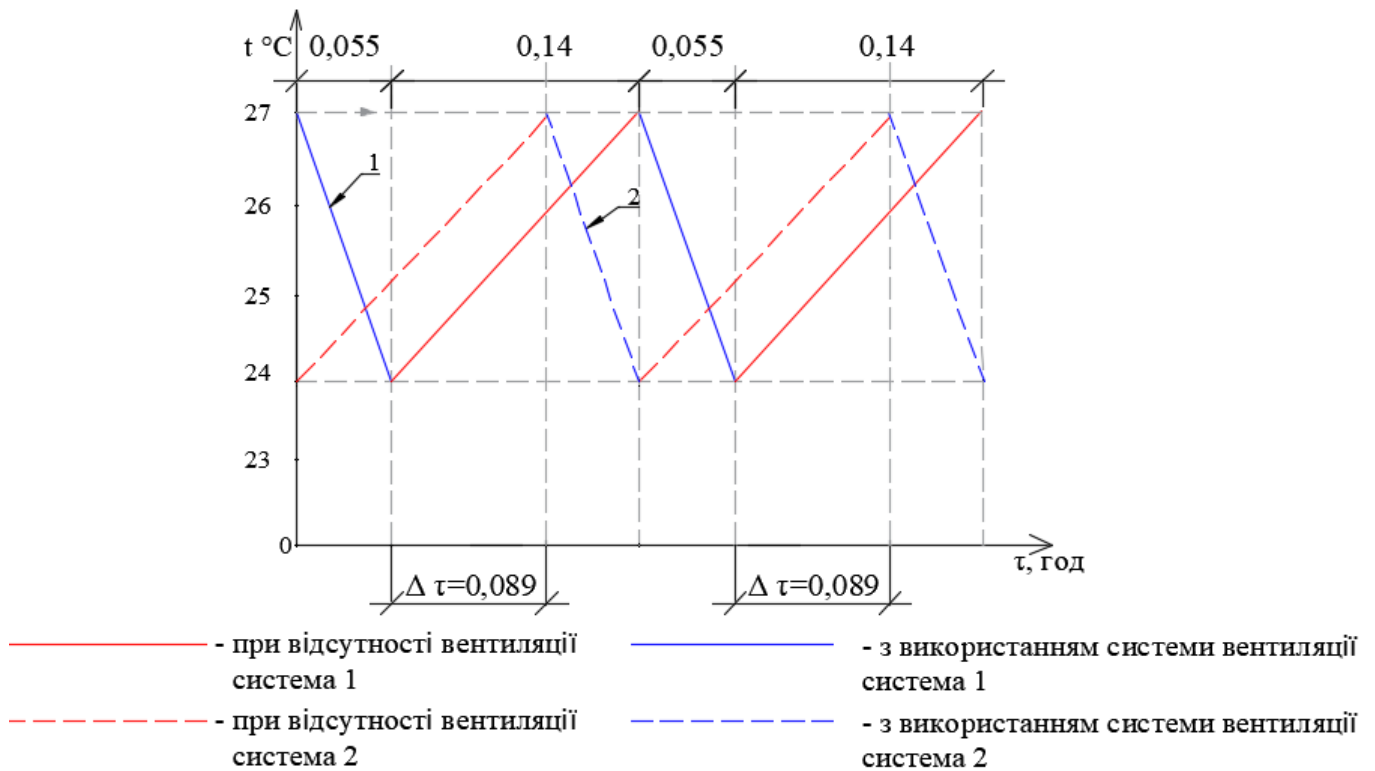


Рис.3.3.8 – Зміна температури в приміщенні в двох випадках (1- при відсутності вентиляції , 2 – з використанням системи вентиляції)

Як бачимо з рис.3.3.8 зміни температури повітря в приміщенні (лінія 1- при відсутності вентиляції; лінія 2- при заданому повітрообміні) температура при відсутності вентиляції змінюється на 3°C за $\tau = 0,144$ год, а у випадку, коли вентиляція включається, температура приміщення зміниться (зменшиться) на 3°C за $\tau = 0,055$ год.

3.4 Параметри мікроклімату

Згідно з вимогами нормативних документів параметри мікроклімату приміщень при кондиціонуванні повітря слід приймати в межах оптимальних норм. Згідно санітарних норм [41] допускається на короткочасний період відхилення температури від рекомендованої в діапазоні допустимих норм.

Діапазон оптимальних та допустимих параметрів внутрішнього повітря наведені на рис.3.4.1

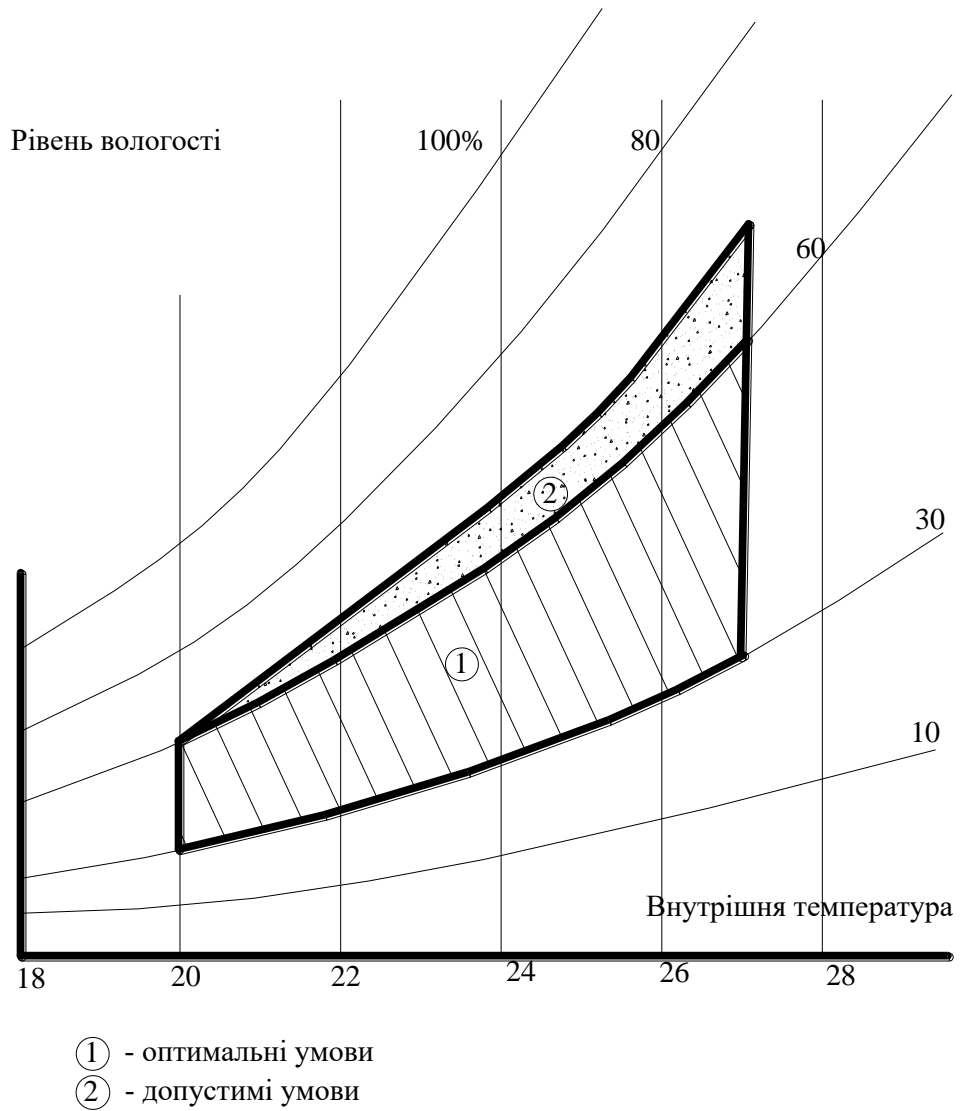


Рис. 3.4.1. Діапазон оптимальних та допустимих параметрів внутрішнього повітря

Таблиця 3.4.1

Умова	t, °C	φ , %
1- Оптимальні умови	20-25	30-60
2- Допустимі умови	27	70

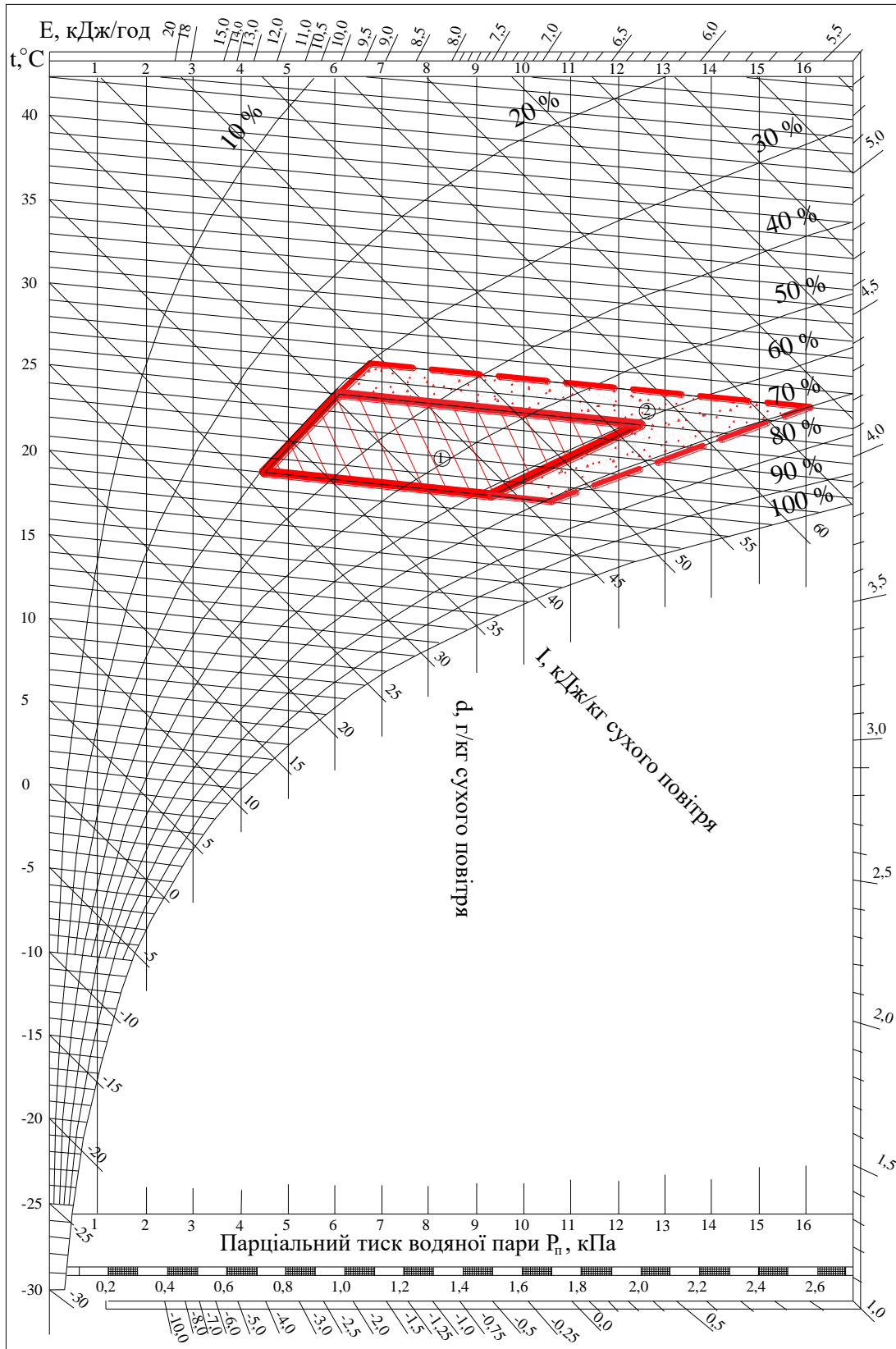


Рис.3.4.2. Діапазон оптимальних та допустимих параметрів внутрішнього повітря на і-д діаграм

Загальні висновки

1. В умовах постійного зростання вартості енергоносіїв та прийняття стратегії енергетичної безпеки все більш актуальними стають питання раціональної подачі та ефективного використання припливного і витяжного повітря у вентилярованому приміщенні з метою зниження енергоспоживання системами формаування мікроклімату;
2. За результатами дослідження зміни температурного режиму в приміщенні при вимкненій системі кондиціонування повітря було встановлено, що у розрахункових зонах в теплий період року, температура підвищується на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ за $\tau = 0,036$ год, тобто за $\tau = 2\text{хв. } 21\text{ сек.}$ Це дозволяє застосовувати періодичне вимкнення окремих ділянок системи кондиціонування, які обслуговують зони з меншою інтенсивністю теплового навантаження;
3. Результати дослідження теплового режиму приміщення показали, що при змінному тепловому навантаженні можна досягти зменшення фактичної витрати повітря до 50% від максимальної розрахункової за рахунок перерозподілу потоків повітря між зонами;
4. При визначенні параметрів повітряного потоку в струмині припливного повітря від різних типів повітророзподільників при змінних умовах роботи системи кондиціонування швидкість повітря та перепад температур на вході в робочу зону не перевищує нормованого значення. Далекобійність припливної струмини дозволяє їй перекривати проектну відстань в усіх режимах роботи системи кондиціонування.

Список використаних джерел

1. Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О. Формування струмин при тангенціальних випусках повітря з повітророзподільника. // Журнал Асоціації інженерів енергоефективних технологій України "Нова Тема" №2, 2007. – 22 с.
2. Возняк О.Т. Динамічний мікроклімат і енергоощадність. / Возняк О.Т. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 460 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”, 2002. – с.150 – 153.
3. Возняк О.Т. Подача повітря в приміщення настільними охолодженими струминами. / Возняк О.Т. // Наук-техн. збірник КНУБА. Випуск 7 “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”, 2004. – с.12 – 19.
4. Визначення продуктивності вентиляції приміщення у змінному режимі на основі експериментальних досліджень концентрації CO₂ / О. Т. Возняк Ю. С. Юркевич Х. В. Миронюк О. О. Савченко - 2018.
5. Возняк О.Т. Вплив взаємодії струмин на повітророзподіл у приміщенні. / Возняк О.Т. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 432 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”, 2001. – с. 27 – 31.
6. Корбут В.П., Давиденко Б.В. Особливості числового моделювання аеродинаміки та температурного стану приміщень з теплонадходженнями // ентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. – Вип.2. – Київ : КНУБА, 2001. – С. 27-49.
7. Луценко В.В., Л.87. Технічна механіка рідини та газу. Навч. Посібник. – Рівне: НУВГП, 2008 - 127с.
8. Возняк О.Т.. Енергоощадні технології формування динамічного мікроклімату у стиснених умовах виробничих приміщень : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.23.03 / Возняк Орест Тарасович ; Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. - Київ: КНУБА, 2018. - 36 с. - б. ц.

9. Повітророзподілення опуклими напівобмеженими струминами при вентиляції з постійною витратою повітря. / Корбут В.П., Мілейковський В.О. – 2021.
10. Возняк О. Т. Повітророзподільник із взаємодією зустрічних неспіввісних неізотермічних круглих струмин / О. Т. Возняк, Х. В. Миронюк, І. Є. Сухолова, А. О. Четербок // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – 2008. – № 627 : Теорія і практика будівництва. – С. 32–37.
11. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Аеродинаміка вентиляції. Навч. посібник. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2003. – 372 с.
12. Довгалюк В.Б., Аеродинаміка вентиляції: Навчальний посібник. – К.: Кнуба, 2008. – 368 с.
13. Возняк О., Ковальчук А. Ефективність повітророзподілу зустрічними неспіввісними струминами // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка” № 460 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”. –2002. – С.157 – 161.
14. Математичне моделювання закрученої припливної струмини в змінному режимі із застосуванням різних моделей турбулентності О. Т. Возняк ,В. Б. Довгалюк , І. Є. Сухолова , О. М. Довбуш
15. Б. М. Літовко і М. Ю. Лідер, «Аналіз способів підвищення енергоефективності систем вентиляції і кондиціонування», Вісник ВПІ, вип. 4, с. 47–55, Серп. 2021.
16. Возняк О. Динамічний клімат і енергоощадність. Вісник Національного Університету “Львівська політехніка” № 460 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація”, 2002 р., – с.157–161.
17. Зінич П. В. Вентиляція громадських будівель : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / П. Л. Зінич ; Київський національний ун-т будівництва і архітектури. – Київ : КНУБА, 2002. – 256 с.: іл. – Бібліогр.: с. 248–251. – ISBN 966–627–061–7.

18. Липцын Ф.Г. Исследование ограниченной настиляющей струи. – В кн.: Теплогазоснабжение и вентиляция. Тезисы докладов. – Киев, 1968.– С.69-71.
19. Возняк О.Т. Подача повітря в приміщення настільними охолодженими струминами. / Возняк О.Т. // Наук-техн. збірник КНУБА. Випуск 7 “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання”, 2004. – с.12 – 19.
20. Возняк О.Т. Інтенсифікація затухання швидкості повітряного потоку взаємодією зустрічних неспіввісних струмин. / Возняк О.Т. // Вісник НУ “Львівська політехніка” № 677 “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація.”, 2010. – с. 57 – 60.
21. Справочник проектировщика. Ч2 Вентиляция и кондиционирование воздуха. Под ред. И.Г.Староверова. – М.: Стройиздат, 1978. - 502 с.
22. Отопление и вентиляция. Ч.2. Вентиляция. Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. - 439 с.
23. Корбут В. П. Вимоги до енергоефективних технологій і якості повітря при формуванні внутрішнього мікроклімату споруд / В. П. Корбут // Енергоефективність в будівництві та архітектурі : наук.-техн. зб. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. ; відп. ред. П. М. Куліков. - Київ : КНУБА, 2012. - Вип. 3. - С. 9-14.
24. Корбут В. П. Особливості числового моделювання аеродинаміки та температурного стану приміщень з теплонадходженнями / В. П. Корбут, Б. В. Давиденко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київ. нац. ун-т буд. і арх. ; відп. ред. Худенко А. А. - Київ : КНУБА, 2001. - Вип. 1. - С. 15-33. - Бібліогр. : 3 назви.
25. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295с.
26. Гримитлин М.И., Позин Г.И., Туомас Э.А. Закономерности и расчет свободных закрученных вентиляционных струй. // Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС.: – 1974, – вып. 92., – С. 14-19.

27. Гримитлин М.И., Позин Г.И. Расчет воздухораспределительных устройств и определение воздухообмена в вентилируемых помещениях. // ЛДНТП. Л.: – 1976, – С. 22-25.
28. Korbyt V. Air Distribution Efficiency in a Room by a Two-Flow Device / O. Vozniak, V. Korbut, B. Davydenko, I. Sukholova // Lecture Notes in Civil Engineering, 2020. International Conference Current Issues of Civil and Environmental Engineering Lviv – Košice – Rzeszów CEE 2019: Proceedings of CEE 2019. Book series LNCE. Vol. 47, P. 526-533. – Access
29. Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О.. Аналітичні дослідження макроструктури струмини течій для розрахунку енергоефективних систем повітророзподілення // Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Вип.4.-Київ : КНУБА, 2013. – С.73-81.
30. Ловцов В.В, Хомуцький Ю.Н Системы кондиционирования динамического микроклимата помещений -2-е изд. 1991, - 150 м.: ил.
31. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. – Київ, 2013.
32. ДСТУ Н Б В.1.1–27:2010 Будівельна кліматологія: – Чинний від 01.11.2011. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.
33. Корбут В. П., Мілейковський В.О. Повітророзподілення опуклими напівобмеженими струминами при вентиляції з постійною витратою повітря. Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання, 2021. Вип. 36. С. 37-50. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2021.36.37-50>
34. Корбут В. П., Мілейковський В.О., Дзюбенко В. Г., Саченко І. А. Використання взаємодії опуклих напівобмежених струмин при вентиляції зі змінною витратою повітря. Вентиляція, освітлення і теплогазопостачання, 2021. Вип. 37. С. 7-12. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2021.37.7-12>
35. Методичні рекомендації до практичних занять, курсового та дипломного проектування з курсу "Опалення" на тему "Теплотехнічний розрахунок і

- підбір огорожуючих конструкцій будинків різного призначення". Укл. Є.С.Зайченко. // К.: КДТУБА, 1998.-34с.
36. ДСТУ Б А. 3.2 – 12: 2009 Системи вентиляційні. Загальні вимоги. – Чинний від 01.08.2010. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2010. – 8 с.
37. Karalo P. Using experimental measurements the concentrations of carbon dioxide for determining the intensity of ventilation in the rooms / P. Karalo, S. Vilcekova, O. Voznyak // Chemical Engineering Transactions. – Vol. 39. – 2014. – P. 1789-1794.
38. Возняк О. Т. Вплив параметрів внутрішнього мікроклімату приміщення на теплообмін людини / О. Т. Возняк // Вісник НУ “ЛП”. Теорія і практика будівництва. – 2010. – № 662. – С. 84 – 88.
39. ДБН В.2.2-9:2018 Громадські будинки та споруди. Основні положення.). – [Чинний від 2019-06-01]. – Мінрегіонбуд та ЖКГ України. – К.: ДП «Украргбудінформ» , 2019.- 47 с.
40. ДБН В.2.2-16:2019 Культурно-видовищні та дозвіллеві заклади). – [Чинний від 2019-11-01]. – Мінрегіонбуд та ЖКГ України. – К.: ДП «Украргбудінформ» , 2019.- 97 с.
41. ДСТУ Б EN ISO 7730:2011 ЕРГОНОМІКА ТЕПЛОВОГО СЕРЕДОВИЩА. Аналітичне визначення та інтерпретація теплового комфорту на основі розрахунків показників PMV і PPD і критеріїв локального теплового комфорту (EN ISO 7730:2005, IDT). – [Чинний від 2013-01-01]. – Мінрегіонбуд та ЖКГ України. – К.: ДП «Украргбудінформ» , 2012.- 74с.
42. Г.С. Ратушняк, Г.С. Попова. Експлуатація системи тепlopостачання та вентиляції/ Навчальний посібник. – Вінниця: ВДТУ.-122 с., укр.мовою