

УДК 697.9

Л. Білокінь, Д.Купріян, Р. Мягкохліб, Л. Якубенко

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

## ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОЇ АЕРАЦІЇ ПРОМИСЛОВИХ БУДІВЕЛЬ

У статті розглянута існуюча інженерна методика розрахунку теплової аерації промислових цехів, встановлені її недоліки та визначені основні суттєві фактори, що впливають на повітрообмін у будівлі.

**Ключові слова:** аерація, повітрообмін, природня вентиляція.

### Постановка проблеми

При проектуванні та експлуатації цехів зі значними тепловиділеннями питанню природньої вентиляції приділяється особливу увагу. Вірне їх вирішення у процесі експлуатації приводить до зменшення експлуатаційних витрат по створенню комфортних умов у робочій зоні приміщення.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аерація – це природній організований повітрообмін, що відбувається внаслідок різниці густин зовнішнього та внутрішнього повітря (теплова аерація), дії вітру (вітрова аерація) та їх дії разом (комбінований випадок). Застосовується в цехах зі значними теплонадходженнями, при концентрації пилу та шкідливих газів в припливному повітрі не вище 30% ГДК у робочій зоні. Аерація не дозволяється в цехах з джерелами виділення газів та парів шкідливих речовин або пилу через можливість забруднення оточуючого середовища, а також для приміщень зі штучним кліматом [1].

При розрахунку аерації можлива пряма та зворотна задача. Пряма задача – визначення площі відкритих отворів, необхідних для забезпечення вентиляції приміщення. Цю задачу доводиться вирішувати на стадії проектування. Обернена задача – розрахунок фактичного повітрообміну при заданих площах аераційних отворів. У цехах, де площа світлових отворів, що відкриваються, недостатня для організації аерації, в зовнішніх огороженнях необхідно передбачати влаштування спеціальних аераційних отворів. Мета розрахунку – визначення мінімальної площі цих отворів. Задачу вирішують підбором: задаючись площами припливних та витяжних отворів, визначають таке значення тиску в приміщенні, при якому відбувається розрахунковий повітрообмін.

Аерація багатопролітних і багатоповерхових будівель є достатньо складною задачею. Напрямок

руху та витрати повітря, що проходить крізь відкриті отвори у зовнішніх та внутрішніх огороженнях, визначається сумарною дією теплових потоків і зовнішніх умов, які залежать від форми та розташування будівлі, схеми сполучення приміщень. У загальному випадку розрахунок зводиться до рішення системи рівнянь балансів тепла та повітря [2].

### Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, яким присвячується означена стаття

Існуюча інженерна методика розрахунку теплової аерації спирається на ряд припущень. Але як дані припущення впливають на самий розрахунок достатнім чином ще не вивчено.

### Постановка завдання

Розглянути інженерну методику розрахунку природньої вентиляції у цехах з надлишковими явними тепловиділеннями (теплової аерації) з метою визначення основних факторів впливу на загальну величину вентиляційних отворів.

### Виклад основного матеріалу

Розглянемо розрахунок однопролітного цеху із визначеним перерізом та не лімітованою довжиною (рис.1).

Якщо повітря потрапляє до цеху лише зовні, то його температуру для теплого періоду року (найбільш гірший випадок) під час надходження у робочу зону визначають як

$$t_{\delta, \zeta} = t_{\zeta} + 2, \quad (1)$$

де  $t_{\delta, \zeta}$  – температура повітря в робочій зоні приміщення,  $^{\circ}\text{N}$ ;

$t_{\zeta}$  – температура зовнішнього повітря,  $^{\circ}\text{N}$ ;

2 – допустиме перевищення внутрішньої температури на постійних робочих місцях, яке визначено згідно санітарно-гігієнічних вимог до

температури робочої зони, та нормується згідно додатку Е [3]. Для робочих місць із тимчасовим перебуванням людей дане значення можливо збільшити до 3-х градусів.

Температура повітря, що видаляється під дією статичного тиску  $P_{\text{н\ddot{o}}}$ , визначають за залежністю

$$t_{\text{а\ddot{a}а}} = t_{\text{с}} + \frac{t_{\text{д.с}} - t_{\text{с}}}{\delta}, \quad (2)$$

де  $t_{\text{а\ddot{a}а}}$  – температура повітря, що видаляється з цеху,  $^{\circ}\text{N}$ ;

$\delta$  – температурний коефіцієнт.

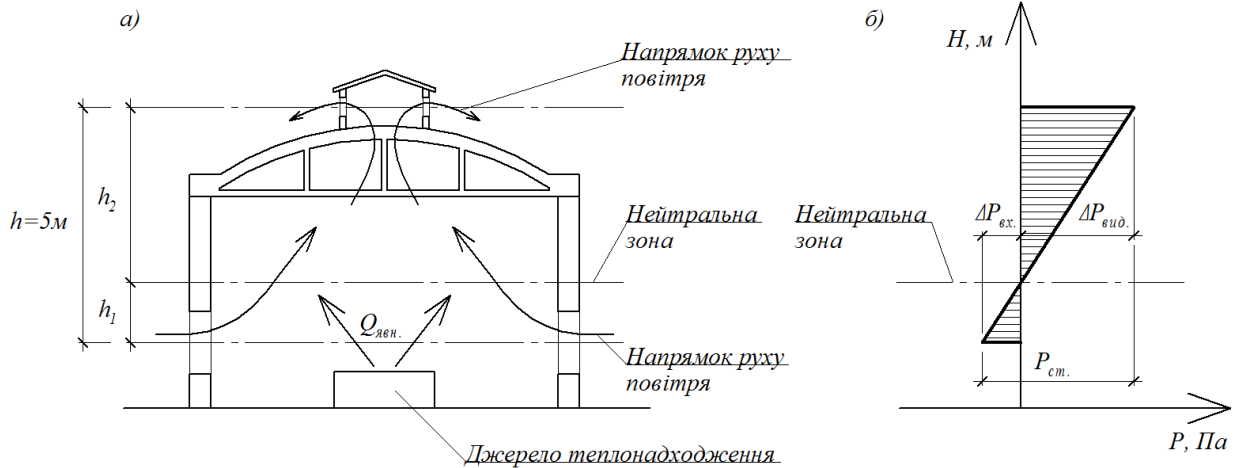


Рис. 1. Переріз цеху: а) схема руху повітря; б) еюра розподілу тиску по висоті.

Температурний коефіцієнт  $\delta$  залежить від багатьох факторів: від висоти приміщення, площі припливних та витяжних отворів, технологічного обладнання, що виділяє явний тепловий потік. Даний коефіцієнт вибирають у залежності від призначення цеху та схеми руху повітря, або від розподілу в приміщенні обладнання, що працює з тепловими надлишками [4]. Але залишається не зрозумілим, як температура вихідного повітря залежить від висоти приміщення та фактичних теплових потоків. Відомі інші способи визначення температури, що базуються на відомому коефіцієнті розподілу температури по висоті. У цьому випадку вони не вирішують питання впливу інтенсивності теплових потоків, які притаманні тому чи іншому обладнанню.

Кількість свіжого повітря, котре необхідно подати у робочу зону, щоб компенсувати явні теплові надлишки, буде рівна

$$G = \frac{Q_{\text{явн.}}}{\tilde{n}_{\text{і\ddot{а}}}. (t_{\text{а\ddot{а}а}} - t_{\text{с}})}, \quad (3)$$

де  $G$  – кількість свіжого повітря,  $\text{кг/с}$ ;

$\tilde{n}_{\text{і\ddot{а}}}$  – ізобарна масова теплоємність

повітря,  $\frac{\text{J}}{\text{кг}\cdot^{\circ}\text{N}}$ ;

$Q_{\text{явн.}}$  – явні теплові надходження,  $\text{Вт}$ .

Величина статичного тиску  $P_{\text{н\ddot{o}}}$ , що створюється у цеху внаслідок різниці густин повітря у робочій та верхній зоні, буде рівна

$$P_{\text{н\ddot{o}}} = \left( \frac{353}{273 + t_{\text{а\ddot{а}а}}} - \frac{353}{273 + t_{\text{д.с}}} \right) gh, \quad (4)$$

де  $P_{\text{н\ddot{o}}}$  – статичний тиск у цеху,  $\text{Па}$ ;

$t_{\text{а\ddot{а}а}}$ ,  $t_{\text{д.с}}$  – відповідно температура повітря, що видаляється та у робочій зоні,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$ ;

$h$  – відстань між центрами припливних та витяжних отворів (вікон),  $\text{м}$ .

Втрата тиску на прохід повітря через припливні отвори визначають як

$$\Delta P_{\text{а\ddot{а}}} = n P_{\text{н\ddot{o}}}, \quad \text{Па}, \quad (5)$$

де  $n$  – частка статичного тиску, котра витрачається під час надходження повітря. Для забезпечення стабільної роботи природної вентиляції необхідно, щоб даний коефіцієнт знаходився у межах 0,1-0,25.

Втрата тиску на прохід повітря через отвори під час видалення з приміщення цеху будуть рівні

$$\Delta P_{\text{а\ddot{а}}} = P_{\text{н\ddot{o}}} - \Delta P_{\text{а\ddot{а}}}, \quad \text{Па}. \quad (6)$$

У свою чергу втрату тиску на місцевому опорі  $\Delta P$  можна знайти за залежністю

$$\Delta P = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad \text{Па}, \quad (7)$$

де  $\xi$  – втрати тиску на місцевому опорі,

$\rho$  – густина повітря,  $\text{кг/м}^3$ ;

$v$  – швидкість руху повітря через отвір,  $\text{м/с}$ .

З рівняння нерозривності потоку можна знайти швидкість руху повітря

$$v = \frac{G}{\rho F}, \quad (8)$$

де  $F$  – площа отвору,  $m^2$ .

Із врахуванням рівняння (8) рівняння (7) можна записати у вигляді

$$\Delta P = \xi \frac{G^2}{2\rho F^2},$$

звідки площі припливних та витяжних отворів можна визначити

$$F_{i\delta} = \frac{G}{\sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{\zeta} \cdot \Delta D_{\hat{a}\hat{a}}}{\xi_{i\delta}}}} \quad (9)$$

та

$$F_{\hat{a}\hat{a}\delta} = \frac{G}{\sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{\hat{a}\hat{a}} \cdot \Delta D_{\hat{a}\hat{a}}}{\xi_{\hat{a}\hat{a}\delta}}}}, \quad (10)$$

де  $\rho_{\zeta}$ ,  $\rho_{\hat{a}\hat{a}}$  – відповідно густина зовнішнього повітря та повітря, що видаляється,  $kg/m^3$ ;

$\xi_{i\delta}$ ,  $\xi_{\hat{a}\hat{a}\delta}$  – коефіцієнти місцевого опору припливного та витяжного отворів.

Висоту нейтральної зони, умовної площини, коли гравітаційний тиск починає «працювати» з притоку на видалення повітря, можна знайти за залежністю

$$h_2 = \frac{h}{\left( \frac{F_{\hat{a}\hat{a}\delta}^2 \cdot \rho_{\hat{a}\hat{a}}}{F_{i\delta}^2 \cdot \rho_{\zeta}} + 1 \right)}, \quad m. \quad (11)$$

По відомому алгоритму визначимо вплив явних теплових надходжень на загальну площу припливних та витяжних отворів. Для цього розглянемо випадок із наступними вхідними даними:  $i = 0,1$ ;  $\delta = 0,7$ ;  $t_{\zeta} = 25^{\circ}N$ ;

$$t_{\delta,\zeta} = 27^{\circ}N; \quad t_{\hat{a}\hat{a}} = 27,9^{\circ}N; \quad \xi = 2,6; \quad h = 5 \text{ м}.$$

Отримані значення зведемо у таблицю 1.

Визначимо вплив температури повітря, що видаляється з цеху, на загальну площу отворів та висоту нейтральної зони. Для цього розглянемо випадок із наступними вхідними даними:

$$Q_{\hat{y}\hat{a}\hat{t}} = 300 \text{ кВт}; \quad i = 0,1; \quad t_{\zeta} = 25^{\circ}N; \quad t_{\delta,\zeta} = 27^{\circ}N;$$

$\xi = 2,6$ ;  $h = 5 \text{ м}$ . Отримані значення зведемо у таблицю 2.

Визначимо вплив розподілу втрат тиску на приток та видалення повітря з цеху на загальну площу отворів та висоту нейтральної зони. Для цього розглянемо випадок із наступними вхідними даними:

$$Q_{\hat{y}\hat{a}\hat{t}} = 300 \text{ кВт}; \quad \delta = 0,7; \quad t_{\zeta} = 25^{\circ}N;$$

$$t_{\delta,\zeta} = 27^{\circ}N; \quad t_{\hat{a}\hat{a}} = 27,9^{\circ}N; \quad \xi = 2,6; \quad h = 5 \text{ м}.$$

Отримані значення зведемо у таблицю 3.

Таблиця 1 – Вплив теплонадходжень на основні розрахункові параметри.

$Q_{\hat{y}\hat{a}\hat{t}}$ , кВт	$F_{i\delta}$ , $m^2$	$F_{\hat{a}\hat{a}\delta}$ , $m^2$	$h$ , м	$\Sigma F$ , $m^2$
100	151,8944005	50,87723154	4,5	202,7716321
300	455,6832016	152,6316946	4,5	608,3148962
800	1215,155204	407,0178523	4,5	1622,173057
1000	1518,944005	508,7723154	4,5	2027,716321

Таблиця 2 – Вплив температури повітря, що видаляється з цеху, на основні розрахункові показники.

$t_{\hat{a}\hat{a}}$ , $^{\circ}C$	$F_{i\delta}$ , $m^2$	$F_{\hat{a}\hat{a}\delta}$ , $m^2$	$h$ , м	$\Sigma F$ , $m^2$
26	2243,285329	749,0153594	4,5	2992,300689
28	433,1619376	145,1122743	4,5	578,2742118
30	201,9831913	67,8902108	4,5	269,8734021
32	122,3352973	41,25459372	4,5	163,589891

Таблиця 3 – Вплив розподілу втрат тиску на основні розрахункові параметри.

$n$ , %	$F_{i\delta}$ , $m^2$	$F_{\hat{a}\hat{a}\delta}$ , $m^2$	$h$ , м	$\Sigma F$ , $m^2$
10	568,9330289	190,4381696	4,5	759,3711985
30	328,4736374	215,9365872	3,5	544,4102246
50	254,4345855	255,4996156	2,5	509,9342011
80	201,1482014	403,9803633	1	605,1285647
90	189,644343	571,3145087	0,5	760,9588517

**Висновки**

У статті розглянута інженерна методика розрахунку теплової аерації одно пролітних промислових цехів. Аналіз даної методики показав:

1) «чуттєвими» до кінцевих розрахункових даних є теплові надходження у цеху, температура повітря, що видаляється, та розподіл втрат тиску на приплив та видалення;

2) в літературі не достатньо досліджено питанням визначення температури вихідного повітря та величини розподілу втрат тиску;

3) з аналізу таблиці 1 слідує, що теплові надходження прямо пропорційно впливають на загальну величину отворів, адже при збільшенні тепловиділень у 10 разів із 100 кВт до 1000 кВт, загальна площа отворів також збільшилася у 10 разів із 202 м<sup>2</sup> до 2027 м<sup>2</sup>;

4) з аналізу таблиці 2 слідує, що температура повітря, котра видаляється з цеху, обернено пропорційно впливає на загальну площу отворів. При збільшенні температури на 2 градуси площа отворів зменшилася у 5 разів із 2992 м<sup>2</sup> до 578 м<sup>2</sup>;

5) з аналізу таблиць 1, 2 та 3 слідує, що нейтральна зона залежить лише від розподілу втрат тиску на приплив та видалення. Також, можна констатувати факт різко вираженого екстремуму в залежності  $\Sigma F = f(n)$ , який вказує на те, що мінімальна площа вентиляційних отворів із однаковими місцевими опорами буде при  $n=50\%$ .

**Література**

1. Волков О. Д. Проектирование вентиляции промышленного здания. Учебное пособие / О.Д. Волков. – Х.: Выша шк., 1989. – 240 с.

2. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция. / Под ред. В. Д. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.

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

4. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений Часть 2. Вентиляция и кондиционирования воздуха (внутренние санитарно-технические устройства) / Под. ред. И.Г. Старовойтова. – М.: Издательство литературы по строительству, 1969. – 527 с.

**Рецензент:** канд. техн. наук, доц. О.В. Макаренко, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава.

**Автор: МЯГКОХЛІБ Роман**

кандидат технічних наук, доцент, кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава

**Автор: БЛОКІНЬ Любов**

магістр, кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава 36000, Україна, Полтава, пр.-т. Периотравневий, 24

**Автор: ЯКУБЕНКО Лена**

студентка, кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава

**Автор: КУПРІЯН Денис**

студент, кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, Полтава

**ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕПЛОЙ АЭРАЦИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ**

Р. Мягкохлеб, Л. Белоконь, Л. Якубенко, Д. Куприян

*В статье рассмотрена существующая инженерная методика расчета тепловой аэрации промышленных цехов, установлены основные ее недостатки и определены существенные факторы, которые влияют на воздухообмен здания.*

**Ключевые слова:** аэрация, естественная вентиляция, воздухообмен.

**DESIGN PECULIARITIES OF THERMAL AERATION INDUSTRIAL BUILDINGS**

R. Myagkohlib, L. Belokon, L. Yakubenko, D. Kupriyan

*The current method of calculating the thermal engineering aeration industrial halls considered. Established its main flaws and identified important factors that affect the air exchange of the building.*

**Keywords:** ventilation, air exchange, aeration.