

## ЗАГАЛЬНЕ ВИПИРАЛЬНЕ ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ З ТЕПЛО- І ГАЗОВИДІЛЕННЯМИ

© Жуковський С., Щербатюк Б., Довбуш О., 2006

**Проаналізовано ефективність використання повітророзподільників для забезпечення випирального вентилявання приміщень з тепло- і газовиділеннями.**

**The efficiency of the use of air distributors for providing displacement ventilation of apartments with heat and gas receipt are analysed in this article.**

**Постановка проблеми.** Майже всі системи вентиляції і кондиціонування повітря в Україні за принципом дії можна зарахувати до перемішувального (Mixing Ventilation, MV) типу. Притікальне повітря витікає компактними або закругленими струменями у верхню зону приміщення, менш або більш інтенсивно ежектує навколишнє повітря і спричиняє в зоні обслуговування (ЗО) нерівномірне розподілення температури, відносної вологості і концентрації забрудників. Вентиляція випирального типу (Displacement Ventilation, DV) відрізняється тим, що створює градієнт температури і концентрації забрудників по висоті приміщення, забезпечуючи майже рівномірні параметри внутрішнього повітря ЗО.

Принциповою особливістю цієї системи повітророзподілення є мінімізація перемішування притікального повітря з повітрям приміщення: дві повітряні маси розділяються межевою верствою (пограничним шаром), висота розташування якої визначається ще на стадії проектування.

Спочатку нові принципи випирального повітророзподілення і відповідні конструкції повітророзподільників (ПР) знайшли застосування в скандинавських країнах для вентиляції виробничих приміщень. Останніми роками з'явилися нові моделі ПР для DV громадських будівель, розроблені різноманітні технічні розв'язання схем організації повітрообміну.

За кордоном системи DV використовуються як у великооб'ємних приміщеннях громадського призначення, так і в звичайних офісних приміщеннях.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** В Україні DV поки не набула поширення. Разом з тим принципи і методи розрахунку систем вентиляції зі стабілізованим температурним розшаруванням повітря по висоті приміщення достатньо вивчені.

Добре відомі роботи А.Н. Селіверстова, Е.В. Кудрявцева, І.А. Шепельова з дослідження умов формування “температурного перекриття і теплової подушки”. Розрахунки аерації промислових будівель базуються на принципах формування температурного розшарування повітря [13].

Подані на ринку ПР можна об'єднати в декілька основних груп.

Першими ПР для DV систем можна вважати циліндричні і напівциліндричні (рис. 1). ПР встановлюється на підлозі в центрі приміщення, або біля однієї зі стін залежно від конструкції ПР. Лицьова поверхня ПР перфорована. Через неї з малою швидкістю повітря витікає в ЗО приміщення. У дуже великих приміщеннях радіус дії ПР може досягати 15 м (рис. 2).

Цокольні ПР (рис. 3) забезпечують дію притікального потоку на відстані до 6 м. Підлогові ПР (рис. 4) мають радіус дії близько 4–5 м. У обох випадках повітря подається до ПР з фальшпідлоги.

ПР, призначені для театральних-концертних приміщень і аудиторій (рис. 5), мають деякі конструкційні відмінності від вищезгаданих повітророзподільників. Такі ПР розміщують безпосередньо під сидінням крісла, підпираючи його, і готоване повітря подається в них безпосередньо з фальшпідлоги.



Рис. 1. Циліндричні ПР

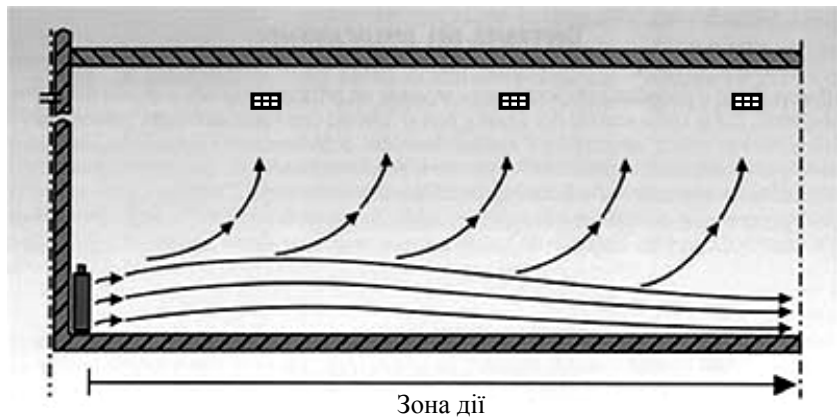


Рис 2. Схема зони дії настінного ПР

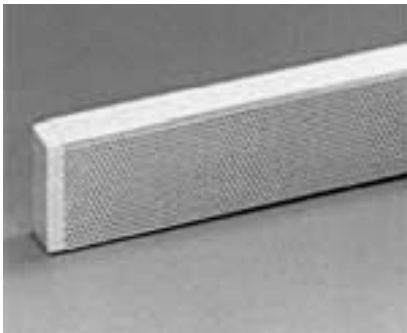


Рис. 3. Фрагмент цокольного ПР

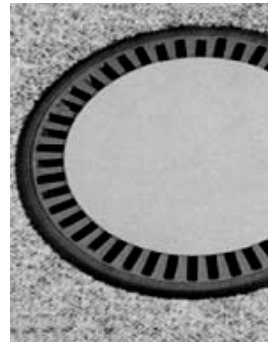


Рис. 4. Підлоговий ПР



Рис. 5. Фрагмент ПР крісельного типу (працюють під тиском близько 10 Па)

У таблиці вказано зведені дані і порівняльні характеристики ПР. Таблиця складена на основі характеристик промислових взірців, поданих сьогодні на ринку.

#### Нормативні характеристики ПР

Модель	Витрата повітря, л/с	Швидкість повітря, м/с	Радіус дії, м	Рівень шуму, дБ (А)
Настінні горизонтальні	≤ 60	< 0,2	6	≤ 35
Цокольні, надбудовані підлоги	14 – 30	< 0,2	6	≤ 35
Підлогові	5 – 15	0,8 – 1,3	4 – 5	≤ 35
Настінні вертикальні	15 – 650	0,1 – 0,3	5 – 15	≤ 35
Вертикальні циліндричні і напівциліндричні	50 – 900	0,1 – 0,3	5 – 15	≤ 35
Крісельні	5 – 12,5	0,1 – 0,16	–	до < 16

Рівень їх шуму не перевищує 35 дБ(А) і здебільшого не викликає занепокоєння у людей. Виняток становлять крісла ПР, які, через особливості застосування, мають нижчий рівень шуму – до 16 дБ(А). Це значення є граничним по чутності для людини з середнім рівнем слуху у відповідно акустично оснащеному приміщенні.

**Метою статті** є аналіз ефективності використання повітророзподільників для забезпечення випирального вентиляювання приміщень різного призначення за наявності в них тепло- і газовиділень.

**Виклад основного матеріалу.** Завданням загальної вентиляції приміщень є дві основні цілі:

– забезпечення розподілення притікального повітря без змін його складу (чистоти) і температурно-вологісних параметрів, тобто безпосередньо в зону обслуговування (ЗО) чи робочу зону (РЗ);

– залежно від розміщення джерел виділень забрудників у приміщенні, притікальне повітря належить розподіляти в такий спосіб, аби забруднювальні речовини якомога швидше покинули ЗО (РЗ) і, рухаючись найкоротшим шляхом, попадали в отвори систем витікальної вентиляції.

Очевидно, що ні *струминна ежекційна*, ні *перемішувальна* вентиляція [1] не надаються для реалізації цих завдань. Тільки *випиральна* вентиляція, що характеризується ламінарними або малотурбулентними притікальними потоками, без ежекції внутрішнього повітря, спричиняє ефективне випирання забрудненого повітря поза межі ЗО (РЗ).

Реалізація загального повітрообміну приміщення за допомогою випиральної вентиляції є найкращим розв'язанням, оскільки реальний час перебування повітря в приміщенні  $\tau_{r,v}$  є найкоротшим і дорівнює номінальній часовій сталій  $\tau_n$ . Тобто  $\tau_{r,v} = \tau_n$  [2].

*Показник ефективності повітрообміну*  $\eta_k$ , який характеризує відношення номінального (найкоротшого) часу перебування  $\tau_n$  до реального часу перебування повітря в приміщенні  $\tau_{r,v}$  за випиральної вентиляції значно перевищує відповідний показник інших видів вентиляції і в ідеальному випадку дорівнює одиниці (для розбавлювальної вентиляції він дорівнює 0,5, а для струминної ежекційної – змінюється в межах від 0 до 0,5 [2]).

Для реалізації випиральної вентиляції, за схеми перетікання повітряних потоків знизу-вверх доцільно застосовувати великоповерхневі повітророзподільники, з яких повітряний потік витікає без завихрення (ламінарне або малотурбулентне витікання). Початкова швидкість повітряного потоку в приміщеннях громадських будинків 0,2–0,6 м/с, а у виробничих приміщеннях з електрозварювальними процесами – не перевищує 0,5 м/с. Потрібно враховувати, що початкова швидкість може збільшитись за рахунок ежекції притікального потоку конвективними струменями від джерел потужних тепловиділень.

Допускна різниця температур внутрішнього повітря  $\Delta t_v$  в межах ЗО (РЗ) повинна становити в офісних приміщеннях 2–3 °С і до 8 °С у виробничих приміщеннях. Притікальне повітря повинно мати температуру завжди дещо нижчу від нормативної температури внутрішнього повітря, інакше притікальний потік відхилятиметься догори, не наповнюючи (затоплюючи) ЗО (РЗ). Повітря, що витікає з ПР в приміщення, призначені для відпочинку в позиції сидячи, повинно мати температуру  $\geq 18$  °С, а в приміщеннях де життєдіяльність має активніший характер (наприклад, в торговельних, розважальних центрах тощо) вона може знижуватись до 16 °С. Щоб уникнути турбулізації повітряного потоку його початкова фронтальна швидкість не повинна перевищувати 0,20–0,25 м/с.

Таке повітророзподілення можна використовувати лише для вентиляювання ЗО (РЗ) або для їх вентиляювання з одночасним охолодженням (без нагрівання ЗО (РЗ)); витікання внутрішнього забрудненого повітря доцільно передбачати із пристельової зони приміщення, рис. 6, [3–5].

**Для забезпечення ефекту DV, необхідно щоб притікальне повітря мало температуру нижчу, ніж температура повітря ЗО (РЗ), інакше ефекту DV не відбудеться.**

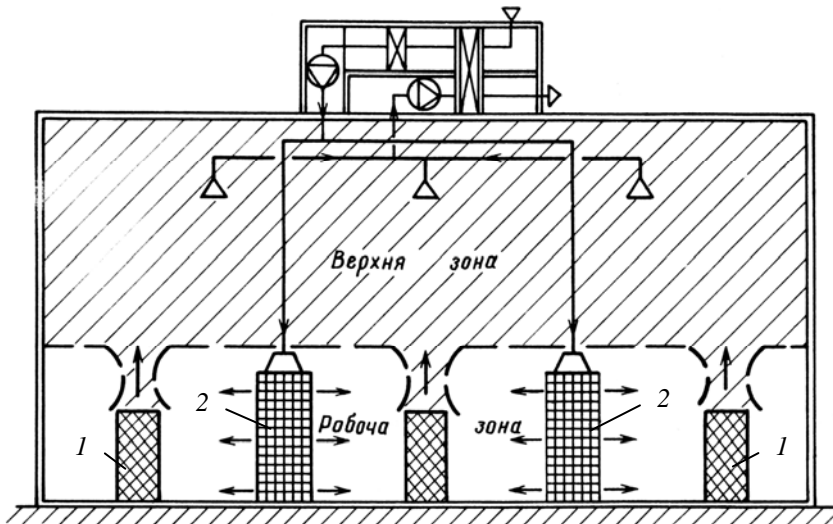


Рис. 6. Спосіб вентиляції виробничого приміщення [3]:  
1 – джерела теплогазовиділень, 2 – підлогові ПР

Авторами розроблено повітророзподільники для реалізації випіральної вентиляції приміщень [4, 5]. Схема одного з них зображена на рис. 7.

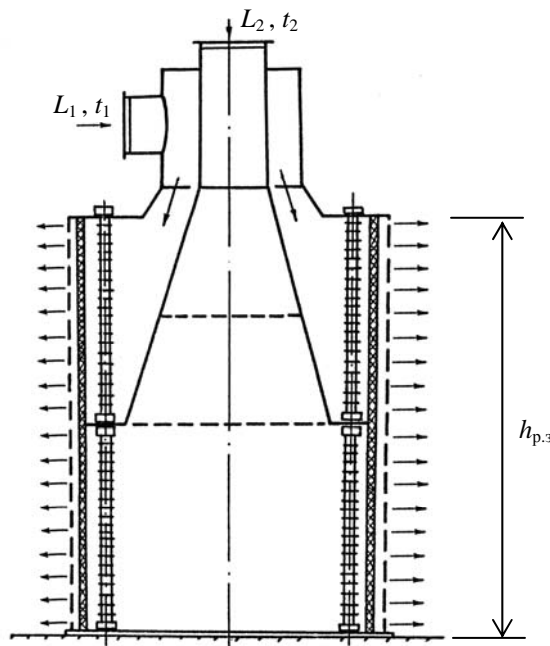


Рис. 7. Повітророзподільник для випірального вентилявання приміщення [5]

Застосування таких повітророзподільників є найефективнішим у високих приміщеннях, наприклад, з тепловиділеннями і супутніми виділеннями інших легких забрудників, залах зібрань і ресторанів, спортивних залах тощо. Корисним є застосування таких повітророзподільників і у виробничих приміщеннях, в яких тепловиділення супроводжуються виділеннями шкідливих газів і аерозолей (наприклад, в зварювальних цехах та теплонапружених виробничих приміщеннях).

Оптимальна висота повітророзподільників дорівнює висоті ЗО (РЗ), а в низьких приміщеннях – близько 2/3 їх висоти. Найбільша висота повітророзподільників у високих зальних приміщеннях – до 2,5 м.

Такі повітророзподільники рекомендується застосовувати за кратності повітрообміну приміщень в межах 1–4 год<sup>-1</sup> [6–8].

Повітророзподільники можуть бути циліндричними з кутом витікання повітряного потоку  $360^\circ$  (встановлюються в центральній зоні на підлозі приміщення), напівциліндричними при куті витікання  $180^\circ$  (встановлюються при стіні) і чверть циліндричними за кута витікання  $90^\circ$  (встановлюються в кутах приміщення). Вони також можуть бути і призматичними (панельними).

Циліндричний повітророзподільник висотою 1,85 м і діаметром 0,85 м з бічною перфорованою поверхнею площею  $4,95 \text{ м}^2$  був виготовлений у 1987 році і випробуваний в лабораторії аеродинаміки кафедри ТГВ Львівської політехніки.

Випробування повітророзподільника (рис. 8, а) відбувались на дослідному стенді за ізотермічних умов. Максимальна продуктивність повітророзподільника становила  $7200 \text{ м}^3/\text{год}$ , а швидкість витікання повітря з активної його поверхні змінювалась в межах  $0,25 - 0,4 \text{ м/с}$  (рис. 8, б) і була приблизно рівномірною як по висоті, так і по периметру. Радіальний потік притікального повітря не розмивався, не деформувався і був горизонтальним. Коефіцієнт місцевого опору (втрат тиску), віднесений до середньої швидкості в перерізі вхідного патрубка  $\zeta = 4,4$ .

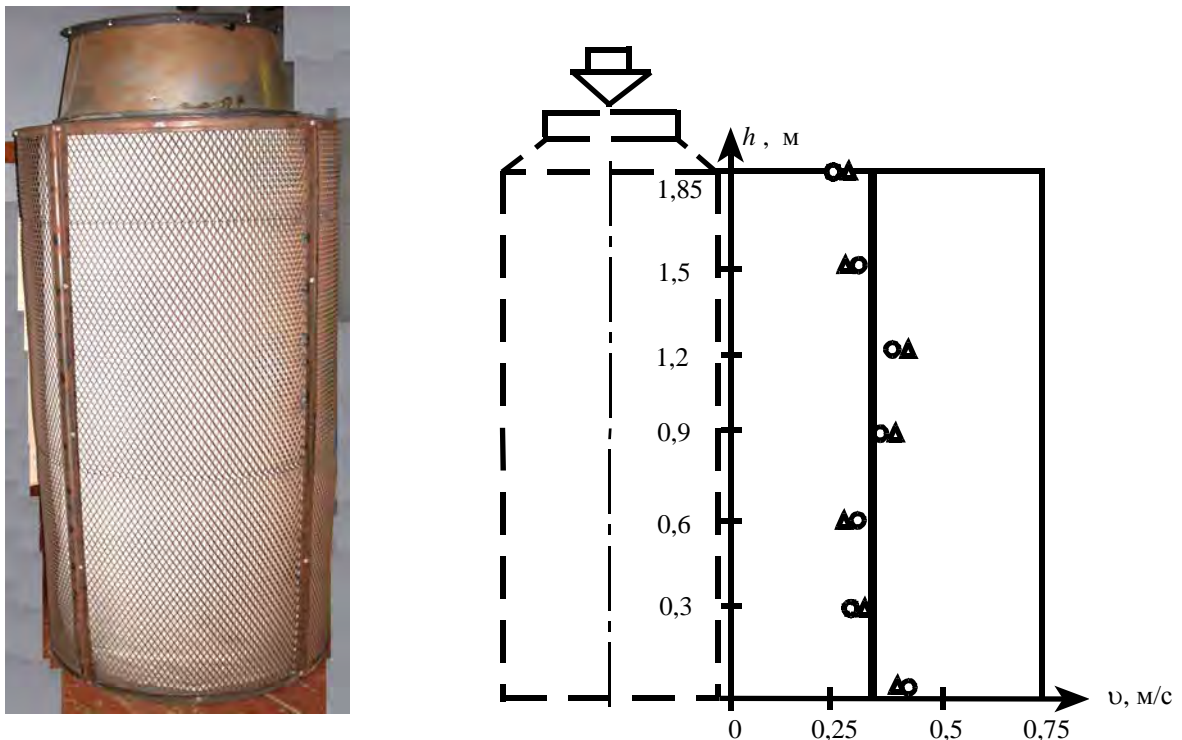


Рис. 8. Загальний вигляд повітророзподільника а) і графік розподілу швидкостей притікального повітряного потоку по висоті повітророзподільника б)

Фільтрувальна поверхня повітророзподільника найчастіше з нетканого волокнистого матеріалу, дрібнодірчастої (дрібношпаристої) губки [10], або дрібно перфорованої бляхи. Втрати тиску в повітророзподільнику  $40-100 \text{ Па}$  [9].

На рис. 9 графічно зображений приклад, в якому, як граничні критерії, прийняті рухливість повітря в ЗО  $v_b < 0,2 \text{ м/с}$  і температура  $t_b$ , заміряна на висоті  $0,1 \text{ м}$  над підлогою і дорівнює середній температурі ЗО (РЗ).

Якщо відома сумарна повітропродуктивність конвективних струменів від джерел тепловиділень, то на цій основі можна визначити сумарну витрату притікального повітряного потоку і підібрати типорозмір повітророзподільників та їхню кількість.

Роботи з конструкційного вдосконалення повітророзподільників продовжуються на кафедрі ТГВ Національного університету "Львівська політехніка".

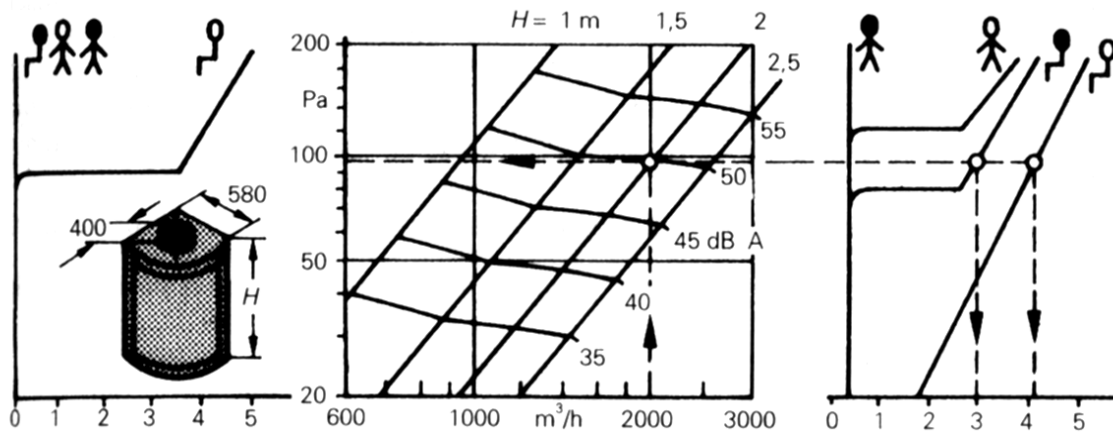


Рис. 9. Дослідження повітророзподільників фірм Floormasteri Fläkt/Stratos [8]:

- |   |   |   |  |
|---|---|---|--|
| ○ | – позиція сидячи, невелика активність,<br>середня температура ЗО(РЗ) $t_B = 20^\circ\text{C}$ ; | ○ | – позиція стоячи, нормальна активність,<br>середня температура ЗО(РЗ) $t_B = 20^\circ\text{C}$ ; |
| ● | – позиція сидячи, невелика активність,<br>середня температура ЗО(РЗ) $t_B = 25^\circ\text{C}$ ; | ● | – позиція стоячи, нормальна активність,<br>середня температура ЗО(РЗ) $t_B = 25^\circ\text{C}$   |

### Висновки

1. Як свідчить досвід авторів, а також досвід Скандинавських країн і ФРН, повітророзподільники для забезпечення випирального вентиляювання приміщень добре зарекомендували себе у виробничих приміщеннях з тепло- і газовиділеннями, в спортивних та інших великозальних приміщеннях.

2. У ФРН подібні повітророзподільники рекомендуються до застосування в низьких офісних приміщеннях з холодильною потужністю до  $30 \text{ Вт/м}^2$  підлоги; за більшої холодильної потужності їх можна комбінувати зі стельовими повітророзподільниками [9].

3. З уваги на комфортність мікроклімату в ВО (РЗ) повітророзподільники для забезпечення випирального вентиляювання приміщень доцільно застосовувати в готелях, лікарнях, театрах, ресторанах, школах та інших навчальних закладах.

4. Переваги і недоліки повітророзподілення із об'ємним наповненням ЗО (РЗ).

**Переваги:** незначні завихрення в ЗО (РЗ), тобто відсутність протягів; мале забруднення ЗО (РЗ) шкідливостями з причини домінування ефекту їх випирання у верхню зону приміщення; зменшена витрата теплоенергетичних ресурсів при охолодженні ЗО (РЗ); зменшений повітрообмін зальних приміщень, а отже, економія теплоенергетичних ресурсів.

**Недоліки:** термічне розшарування повітря по висоті приміщення створює в ЗО (РЗ) оазу холодного повітря, внаслідок чого можливе відчуття холоду в ногах (в офісних приміщеннях температура при підлозі повинна перевищувати  $21^\circ\text{C}$ ); найбільший допускний градієнт температур над підлогою до  $3^\circ\text{C/м}$  обмежує холодильну потужність до  $25\text{--}35 \text{ Вт/м}^2$  в офісних приміщеннях (в іншому разі потрібна збільшена витрата притікального повітря); значний за витратою повітряний потік з малою холодильною здатністю; нагрівання ЗО (РЗ) можливе тільки часткове, інакше потік притікального повітря відхилитиметься догори.

5. Повітря, що витікає з ПР в приміщення, призначені для відпочинку в позиції сидячи, повинно мати температуру  $\geq 18^\circ\text{C}$ , а в приміщеннях де життєдіяльність має активніший характер (наприклад, в торговельних, розважальних центрах тощо) вона може знижуватись до  $16^\circ\text{C}$ . Щоб уникнути турбулізації повітряного потоку, його початкова фронтальна швидкість не повинна перевищувати  $0,20\text{--}0,25 \text{ м/с}$ .

1. Жуковський С.С., Люльчак З.С. Вентиляція і кондиціювання. Термінологія. Види вентиляції // Ринок інсталяцій 2/2004, с.52, № 3/2004. – С.60. 2. Жуковський С.С. Температурна ефективність загальнообмінної вентиляції // Ринок інсталяцій 7/2003. – С.6–8. 3. Щербатюк Б.И., Жуковский

С.С., Мелик-Аракелян А.Т. Способ вентиляции производственного помещения. А.С.1566174. Оpubл.23.05.90, БИ № 19. 4. Жуковский С.С., Щербатюк Б.И. Устройство для подачи приточного воздуха. А.С. №1564478. Оpubл.15.05.90, БИ № 18. 5. Жуковский С.С., Щербатюк Б.И., Довбуш О.М. Пристрій для подачі припливного повітря. Патент України №12758. Оpubл.28.02.97, Бюл. № 1. 6. Socher H.J. Klima-Kalte-Heizung (ККН) nr 4/85. – S.279–284. 7. Finzner K.: Bericht XXII Int. Kongreß TGA, Berlin, nr 10/89. – S.367–369. 8. Finzner K.: Heizung-Lüftung-Haustechnik (HLH) nr 4/88, s.173–181. 9. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 99/93. R Oldenburg Verlag GmbH – München. 10. Щербатюк Б., Жуковский С., Баковський Ю. Дослідження повітропроникності фільтрувальних матеріалів. Ринок інсталяцій № 5/2004. – с.7–8. 11. Briganti A., Il condizionamento dell'aria, 5-e видання, Tecniche Nuove. – Milano, 1994. 12. Appleby P., Displacement ventilation: a design guide // Building Services Journal, апрель 1989. 13. Внутренние санитарно технические устройства. Ч.3 Вентиляция и кондиционирование воздуха /В.Н.Богословский и др., 4-е изд. – М.: Стройиздат, 1992, – 319 с. (Справочник проектировщика).

УДК 629.113.06:628.83

С. Жуковский, О. Довбуш

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

## ОПРНИ І ВИТРАТНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІЛЬНОГО ПЕРЕТІКАННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ЧЕРЕЗ ОТВІР ТОРЦЯ ЦИЛІНДРИЧНОГО ТРУБОПРОВОДУ В НЕОБМЕЖЕНИЙ ПРОСТІР

© Жуковский С., Довбуш О., 2006

**Проаналізовані аналітично і визначені наближені числові величини опірних і витратних характеристик вільного перетікання повітряного потоку через вільний отвір трубопроводу в необмежений простір.**

**In the article analysed analytically and definite close numeral values of resistance and expenses descriptions of free air flow of current through the free air jet in unlimited space.**

**Постановка проблеми.** У літературних джерелах неоднозначно трактуються аналітичні засади визначення опірних і витратних характеристик вільних кінцевих отворів вентиляційних трубопроводів під час витікання повітряного потоку в необмежений простір і його всмоктування з необмеженого простору. Відсутні також однозначні вказівки щодо експериментального визначення величини місцевого опору таких отворів, особливо під час всмоктування.

Наприклад в літературі [5, 6, 7] коефіцієнт місцевого опору за вільного витікання (видування) повітряного потоку в атмосферу  $\zeta_{\text{вит}}$  дорівнює одиниці; згідно з [5, 7] коефіцієнт місцевого опору за вільного всмоктування  $\zeta_{\text{всм}}$  також приймають таким, що дорівнює одиниці, хоча природа явищ, що виникають під час витікання і всмоктування є відмінною [1, 2] і свідчить, що під час всмоктування повітря з безмежного простору у вільний отвір втрати енергії (тиску) завжди є меншими від втрат під час витікання повітряного потоку в необмежений простір.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У місцевих опорах трубопроводів змінюється структура полів швидкості і вихороутворення, що спричиняє втрати енергії. Отже, рух повітряного потоку через місцевий опір завжди супроводжується втратами тиску. Універсальний аналітичний метод розрахунку втрат тиску в місцевих опорах відсутній, а тому їх величину визначають експериментальними дослідженнями. Результатами численних експериментальних досліджень доведено, що втрати тиску в місцевих опорах пропорційні квадрату середньої за витратою швидкості потоку [1–4]. Цей факт підтверджується тим, що втрати тиску за турбулентного режиму руху потоку в трубопроводі пропорційні його кінетичній енергії, оскільки відривні і вторинні течії,