С.С., Мелик-Аракелян А.Т. Способ вентиляции производственного помещения. А.С.1566174. Опубл.23.05.90, БИ № 19. 4. Жуковский С.С., Щербатюк Б.И. Устройство для подачи приточного воздуха. А.С. №1564478. Опубл.15.05.90, БИ № 18. 5. Жуковський С.С., Щербатюк Б.І., Довбуш О.М. Пристрій для подачі припливного повітря. Патент України №12758. Опубл.28.02.97, Бюл. № 1. 6. Socher H.J. Klima-Kalte-Heizung (KKH) nr 4/85. – S.279–284. 7. Finzner K.: Bericht XXII Int. Kongreβ 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-е 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. Жуковський, О. Довбуш
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

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

© Жуковський 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 $\zeta_{вит}$ дорівнює одиниці; згідно з [5, 7] коефіцієнт місцевого опору за вільного всмоктування $\zeta_{всм}$ 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,

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

а також вихороутворення – явища інерційного походження, інтенсивність яких залежить від квадрата швидкості. Тому для визначення втрат тиску в місцевих опорах трубопроводів застосовують залежність Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \cdot \frac{\rho \upsilon^2}{2} , \qquad (1)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору трубопроводу.

У формулі (1) швидкість υ належить до характерного живого перерізу відповідного місцевого опору трубопроводу, або того його перерізу, в якому потік рівномірний. Для експериментального визначення величини ζ достатньо виміряти витрату повітряного потоку і різницю тисків у двох його характерних перерізах. При цьому другий переріз повинен знаходитись на відстані стабілізації потоку, але в межах впливу місцевого опору.

Численними експериментальними дослідженнями встановлено, що $\zeta = \text{const}$ за $\text{Re} > 2 \cdot 10^4 ... 4 \cdot 10^4$, а його величина залежить лише від геометричних характеристик місцевого опору. За умови, що поля швидкостей до і після місцевого опору трубопроводу рівномірні, а густини атмосферного повітря і повітряного потоку в трубопроводі приблизно однакові, сили тяжіння можна не враховувати, а густину потоку – вважати наближено незмінною. Наприклад, за зміни величини надлишкового тиску повітря в межах ±1000 Па, зміна густини повітря, за стандартних умов, не перевищує ±0,6 %. Отже, під час досліджень руху повітряних потоків у системах вентиляції (СВ) їх густину наближено можна приймати такою, що дорівнює густині навколишнього повітря. Оскільки швидкість повітряних потоків в трубопроводах СВ невелика (переважно до 12 м/с), то їх можна розглядати як потоки умовно нестисливого газу, тобто приймати $\rho = \text{const}$.

Метою статті є аналітичне оцінювання величин коефіцієнтів місцевого опору і витрати вільного торцевого отвору трубопроводу за витікання повітряного потоку в необмежений простір і всмоктування його з необмеженого простору.

Опірні і витратні характеристики вільного витікання повітря з торця трубопроводу в атмосферу

Розглянемо ізотермічне вільне витікання повітряного потоку з торцевого отвору трубопроводу в атмосферу. Схема витікання зображена на рис. 1.

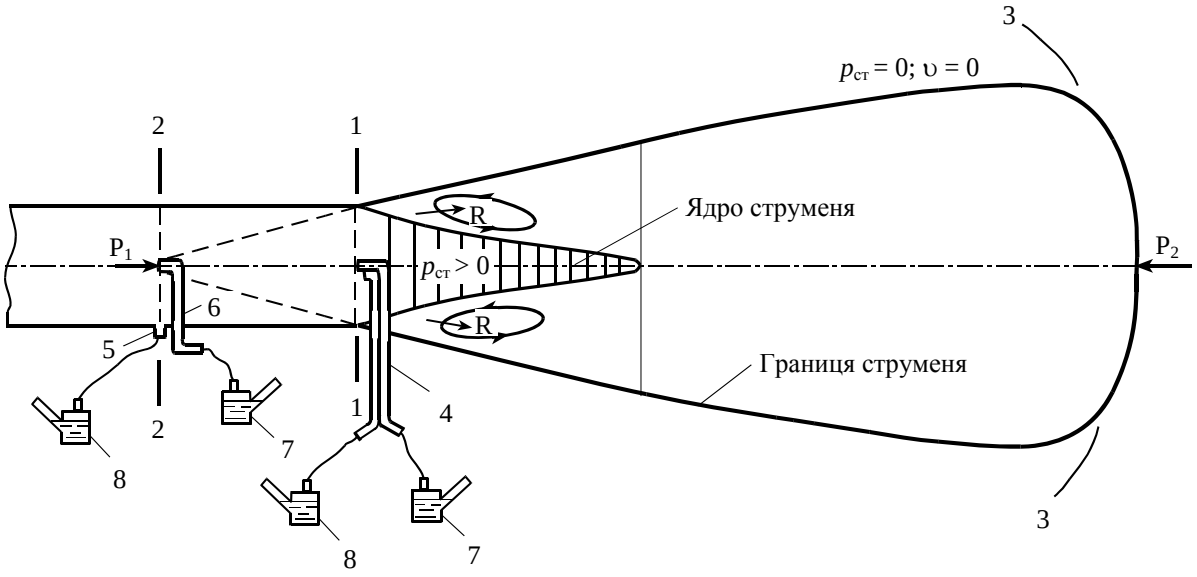

Рис. 1. Схема вільного витікання (видування) повітряного потоку з відкритого торцевого отвору трубопроводу в необмежений простір: 1, 2, 3 – характерні перерізи потоку; 4 – трубка Піто-Прандтля; 5 – вимірник статичного тиску; 6 – трубка повного тиску; 7, 8 – диференційні мікроманометри

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Вважаємо, що структурні параметри потоку в площині отвору 1-1 не відрізняються від параметрів рівномірного потоку в деякому ближньому перерізі 2-2, тобто $\alpha_1 = \alpha_2$ і $\upsilon_1 = \upsilon_2$.

Нехтуючи гравітаційним тиском рівняння Бернуллі для перерізів 1–1 рівномірного потоку в кінцевому отворі трубопроводу і контурного перерізу на поверхні 2-2 мішка надлишкового тиску можна записати у вигляді

$$p_{\text{ст.1}} + \alpha_1 \frac{\rho \upsilon_1^2}{2} = p_{\text{ст.3}} + \alpha_3 \frac{\rho \upsilon_3^2}{2} + \Delta p_{\text{вит}} \ , \tag{2}$$

де α – коефіцієнт Коріоліса (коефіцієнт розподілення швидкостей елементарних струмінців в характерному перерізі потоку); $p_{\text{ст.1}}$ – надлишковий статичний тиск в перерізі 1–1 потоку; $p_{\text{ст.3}}$ – надлишковий статичний тиск на умовній поверхні мішка надлишкового тиску, утвореного притікальним струменем ($p_{\text{ст.3}} \approx 0$); $\Delta p_{\text{вит}}$ – втрати тиску при вільному витіканні повітряного потоку в атмосферу; υ_1, υ_3 – середні швидкості потоку, відповідно в перерізах 1–1 і 3–3 ($\upsilon_3 = 0$).

Якщо швидкості у всіх точках живого перерізу потоку однакові, то $\alpha = 1$, а якщо неоднакові – $\alpha > 1$ [1, 2]. Для основних випадків руху рідини в трубопроводах $\alpha = 1,04 - 1,08$.

З рівності (2) маємо

$$\Delta p_{\text{вит}} = (p_{\text{ст.1}} - p_{\text{ст.3}}) + \alpha_1 \cdot \frac{\rho \upsilon_1^2}{2} \ , \tag{3}$$

або

$$\zeta_{\text{вит}} \cdot \frac{\rho \upsilon_1^2}{2} = (p_{\text{ст.1}} - p_{\text{ст.3}}) + \alpha_1 \cdot \frac{\rho \upsilon_1^2}{2} = (p_{\text{ст.1}} + \alpha_1 \cdot \frac{\rho \upsilon_1^2}{2}) - p_{\text{ст.3}} \ . \tag{4}$$

Звідки

$$\zeta_{\text{вит}} = \frac{p_{\text{ст.1}} - p_{\text{ст.3}}}{\rho \upsilon_1^2 / 2} + \alpha_1 = \frac{p_{\text{ст.1}} - 0}{\rho \upsilon_1^2 / 2} + \alpha_1 \ . \tag{5}$$

Оскільки $p_{\text{ст.1}}$ завжди більше від нуля (інакше не відбувалось би витікання потоку у вільний простір) і $\alpha_1 \geq 1$ ($\alpha = 1{,}06$ згідно з дослідами Базена [2]), величина $\zeta_{\text{вит}}$ дещо перевищує одиницю.

Проаналізуємо витікання повітря з отвору у необмеженій тонкій стінці в необмежений простір за ізотермічних умов. Схема витікання зображена на рис. 2.

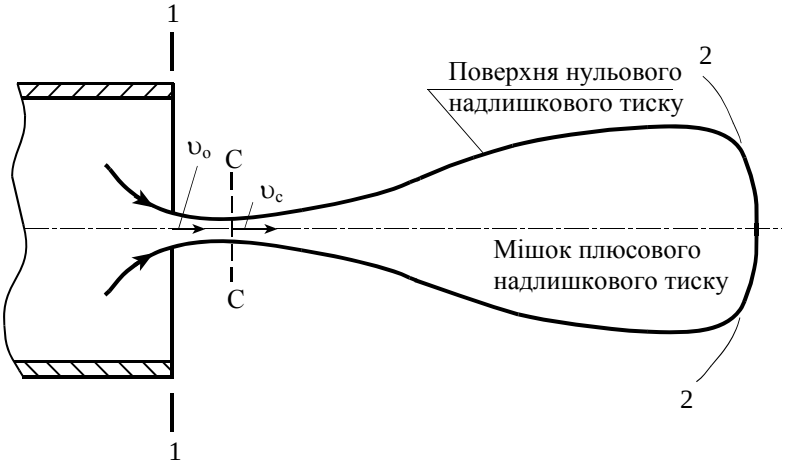

Рис. 2. Схема вільного витікання повітряного потоку з отвору необмеженої тонкої стінки

Запишемо рівняння Бернуллі для характерних перерізів повітряного потоку

$$p_{\text{ст.1}} + \alpha_1 \cdot \frac{\rho \upsilon_0^2}{2} = p_{\text{ст.2}} + \alpha_2 \cdot \frac{\rho \upsilon_c^2}{2} + \zeta_{\text{зв}} \cdot \frac{\rho \upsilon_c^2}{2} \ . \tag{6}$$

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Якщо надлишковий статичний тиск $p_{ст.2} = 0$, то

$$p_{ст.1} + \alpha_1 \cdot \frac{\rho \upsilon_0^2}{2} = p_{ст.2} + (\alpha_2 + \zeta_{зв}) \cdot \frac{\rho \upsilon_c^2}{2} \ . \quad (7)$$

За формулою неперервності потоку $\upsilon_o \cdot \omega_o = \upsilon_c \cdot \omega_c$

Оскільки $\upsilon_c = \varepsilon \cdot \upsilon_o$, то $\upsilon_o = \frac{\varepsilon \cdot \omega_c}{\omega_o} \cdot \upsilon_c = \varepsilon \cdot n \cdot \upsilon_c$,

де $\varepsilon = \omega_c / \omega_o$ – коефіцієнт стиснення струменя.

Якщо прийняти

$$\zeta_{вит} = \alpha_2 + \zeta_{зв}, \quad (8)$$

то рівняння (7) можна записати у вигляді

$$(p_{ст.1} - 0) = (\alpha_1 + \zeta_{вит}) \cdot \frac{\rho \upsilon_c^2}{2} \ . \quad (9)$$

Звідки швидкість витікального повітряного струменя у звуженому перерізі

$$\upsilon_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_1 + \zeta_{вит}}} \cdot \sqrt{\frac{2\,(p_{ст.1} - 0)}{\rho}} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2\,(p_{ст.1} - 0)}{\rho}} \ , \quad (10)$$

де φ – коефіцієнт початкової швидкості струменя $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_1 + \zeta_{вит}}}$

Витрата струменя в перерізі С-С

$$Q_o = \omega_c \cdot \upsilon_c = \varepsilon \cdot \omega_o \cdot \upsilon_c$$

Підставивши в попередню рівність значення υ_c, отримуємо

$$Q_o = \varepsilon \cdot \varphi \cdot \omega_o \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p_{ст}}{\rho}} = \mu_o \cdot \omega_o \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p_{ст}}{\rho}} \ , \quad (11)$$

де μ_o – коефіцієнт витрати отвору $\mu_o = \varepsilon \cdot \varphi$.

Величину цього коефіцієнта, для малих отворів, приймають приблизно такою:

$$\mu_o = \varepsilon \cdot \varphi = 0{,}64 \cdot 0{,}97 = 0{,}62$$

Отже, формула для визначення витрати умовно нестисливого повітряного потоку, який витікає з отвору необмеженої тонкої стінки в атмосферу, матиме вигляд

$$Q_o = \mu_o \cdot \omega_o \cdot \sqrt{\frac{2\,(p_{ст.1} - 0)}{\rho}} \ , \quad (12)$$

де μ_o – коефіцієнт витрати отвору під час витікання потоку в атмосферу; ω_o – площа живого перерізу отвору, м^2; $p_{ст.1}$ – надлишковий статичний тиск в площині отвору, Па.

$$\mu_o = \varepsilon \cdot \varphi = \varepsilon \cdot \frac{1}{\sqrt{\alpha_1 + \zeta_{вит}}} \ . \quad (13)$$

Для повітря $\varepsilon = 0{,}64...0{,}74$ (0,74 – за критичного режиму витікання; 0,64 – за витікання із отвору в тонкій стінці); $\alpha_1 = 1{,}04 - 1{,}08$ – для основних випадків руху в повітропроводах.

З урахуванням вищезазначених величин коефіцієнт витрати вільного (не обмеженого) кінцевого отвору повітропроводу круглого перерізу можна визначити за формулою

$$\mu_o \approx \frac{0{,}64}{\sqrt{1{,}06 + \zeta_{вит}}}, \quad (14)$$

а кількість повітря, що витікає з отвору в атмосферу, дорівнюватиме

$$Q_{вит} = \mu_{вит} \cdot \omega_o \cdot \sqrt{\frac{2\,(p_{ст.1} - 0)}{\rho}} \ . \quad (15)$$

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

Відповідно формула для визначення витрати умовно нестисливого повітряного потоку, який всмоктується (затікає) з атмосфери у вільний кінцевий отвір трубопроводу круглого перерізу, матиме вигляд

$$Q_{\text{всм}} = \mu_{\text{всм}} \cdot \omega_{\text{о}} \cdot \sqrt{\frac{2\,(0 - p_{\text{ст.2}})}{\rho}} \ ,$$

де $\mu_{\text{всм}}$ – коефіцієнт витрати отвору трубопроводу при вільному всмоктуванні з атмосфери; $\omega_{\text{о}}$ – площа живого перерізу отвору, м^2; $p_{\text{ст.2}}$ – надлишковий статичний тиск (розрідження) в площині отвору, Па.

$$\mu_{\text{всм}} = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha_2 + \zeta_{\text{всм}}}} \approx \frac{0{,}64}{\sqrt{1{,}06 + \zeta_{\text{всм}}}} \ .$$

Узагальнена формула для визначення коефіцієнтів витрати кінцевих отворів трубопроводів матиме вигляд

$$\mu_{\text{вит, всм}} \approx \frac{0{,}64}{\sqrt{1{,}06 + \zeta_{\text{вит,всм}}}} \ . \qquad (16)$$

де $\zeta_{\text{всм,вит}}$ – відповідно коефіцієнт місцевого опору не обмеженого отвору під час всмоктування в нього повітряного потоку з умовно нерухомої атмосфери і витікання його в атмосферу.

Опірні і витратні характеристики всмоктування повітря з атмосфери у необмежений кінцевий отвір повітропроводу

Схема всмотування повітряного потоку з атмосфери в необмежений кінцевий отвір трубопроводу за ізотермічних умов зображена на рис. 3.

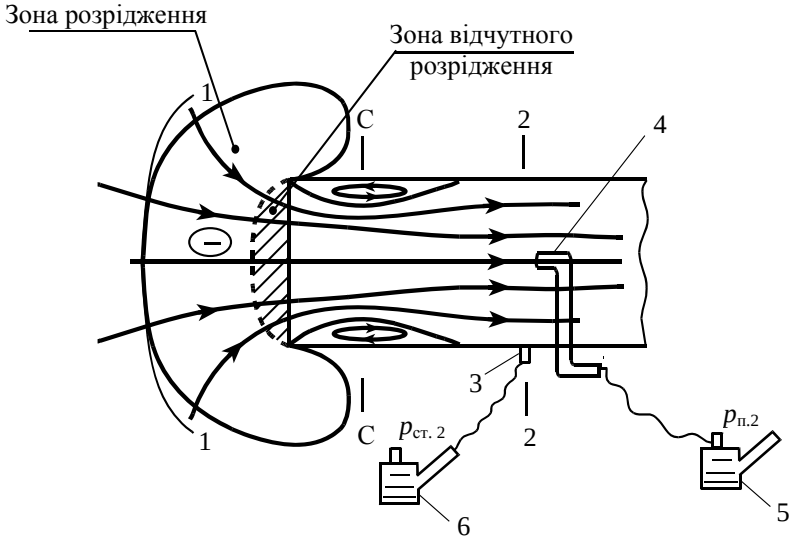

Рис. 3. Схема всмоктування (затікання) повітряного потоку з необмеженого простору у відкритий торцевий отвір трубопроводу:
1, 2 – характерні переізи потоку; 3 – вимірник статичного тиску; 4 – трубка повного тиску; 5, 6 – диференційні мікроманометри

Запишемо рівняння Бернуллі на граничній криволінійній поверхні умовно нерухомого навколишнього повітря (переріз 1-1) і в найближчому крайньому перерізі всмоктувального трубопроводу з рівномірним повітряним потоком (переріз 2-2).

$$p_{\text{ст.1}} + \alpha_1 \cdot \frac{\rho \upsilon_1^2}{2} = (\, p_{\text{ст.2}} + \alpha_2 \cdot \frac{\rho \upsilon_2^2}{2}) + \Delta p_{\text{всм}} \ . \qquad (17)$$

Оскільки $p_{\text{ст.1}} = 0$ і $\upsilon_1 = 0$, рівняння (17) набуде вигляду

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

$$\zeta_{\text{всм}} \cdot \frac{\rho \upsilon_2^2}{2} = p_{\text{ст.1}} - p_{\text{ст.2}} - \alpha_2 \cdot \frac{\rho \upsilon_2^2}{2} = (0 - p_{\text{ст.2}}) - \alpha_2 \cdot \frac{\rho \upsilon_2^2}{2}\ , \qquad (18)$$

або

$$\zeta_{\text{всм}} = \frac{0 - p_{\text{ст.2}}}{\rho \upsilon_2^2 / 2} - \alpha_2\ . \qquad (19)$$

Оскільки $p_{\text{ст.2}}$ величина від'ємна і не дорівнює нулю, а $\alpha_2 \approx 1$ (за рівномірного руху потоку в перерізі 2-2) і $\alpha_2 = 1{,}06$ (в стисненому перерізі С-С, згідно з дослідами Базена [2], то величина $\zeta_{\text{всм}}$ буде набагато меншою від одиниці.

Основним джерелом втрат тиску в цьому випадку є зона відривної течії, яка виникає з причини стиснення потоку під час його затікання в трубопровід з подальшим його розширенням. За дії відцентрових сил викривлених елементарних струмінців потік стискається і на невеликій відстані від краю живий переріз потоку мінімальний (переріз С-С). Це явище називають *ефектом стиснення потоку*.

Аналітично ефект стиснення, за раптового зменшення перерізу потоку в трубопроводі досліджено Кірхгофом. Залежність коефіцієнта стиснення ε ($\varepsilon = \omega_c / \omega_2$) від рівня (степеня) зменшення площі потоку n ($n = \omega_2 / \omega_1$, де ω_1, ω_2 – площа потоку в перерізах 1-1 і 2-2,) вказана в таблиці.

Залежність коефіцієнта стиснення ε від степеня зменшення площі потоку *n*

ε	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
n	0,611	0,612	0,616	0,622	0,633	0,644	0,662	0,687	0,722

Зауважа: *Числові величини стосуються плоских щілинних отворів.*

Аналіз величин, які наведені в таблиці, показує, що за зміни *n* від 0 до 0,5 величина ε майже не змінюється і в середньому дорівнює 0,62. Ці дані стосуються плоских щілинних отворів, однак вони справедливі і для отворів круглого перерізу. Оскільки $\mu_{\text{всм}} = \varepsilon \cdot \varphi = \varepsilon \cdot \frac{1}{\sqrt{\alpha_2 + \zeta_{\text{всм}}}}$, то за умови $\zeta_{\text{всм}} = 0{,}4$ отримуємо $\mu_{\text{всм}} = 0{,}64 \cdot \frac{1}{\sqrt{1{,}06 + 0{,}4}} = 0{,}53$.

За умови $\zeta_{\text{вит}} \approx 1$ отримуємо $\mu_{\text{вит}} = 0{,}64 \cdot \frac{1}{\sqrt{1{,}06 + 1}} \approx 0{,}45$.

Висновки

1. Аналіз вільного витікання повітряного потоку з торцевого отвору трубопроводу в атмосферу за ізотермічних умов дає змогу стверджувати, що коефіцієнт такого місцевого опору, зарахований до динамічного тиску в перерізі отвору дещо перевищує одиницю.

2. Аналіз вільного всмоктування повітряного потоку у торцевий отвір трубопроводу за ізотермічних умов показує, що коефіцієнт такого місцевого опору, зарахований до динамічного тиску в найближчому перерізі рівномірного потоку, менший за одиницю.

3. Для визначення числових величин коефіцієнтів місцевого опору вільного витікання з торцевого отвору в атмосферу і вільного всмоктування з атмосфери в торцевий отвір трубопроводу потрібні відповідні експериментальні дослідження.

1. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с. 2. Смыслов В.В. Гидравлика и аэродинамика. – К.: Вища школа, 1979. – 336 с. 3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. 4. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А.Большакова. – К.: Вища школа, Головное изд-во,

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua

1977. 5. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с. 6. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование: Справочник / Г.В.Русланов, М.Я.Розкин, Э.Л.Ямпольский. – К.: Будивельник, 1983. – 272 с. 7. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 223 с.

УДК 697.94.(075)

В.Й. Лабай, О.В. Омельчук
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ЗАЛЕЖНІСТЬ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ ВІД ЇХ ПРОДУКТИВНОСТІ ЗА ПОВІТРЯМ НА ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРІ

© Лабай В.Й., Омельчук О.В., 2006

Описано ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин, які використовують в місцевих автономних кондиціонерах. Визначено температурний режим split-кондиціонера фірми "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт для стандартних умов і показана його залежність від продуктивності кондиціонера за повітрям на випарнику і конденсаторі. Встановлені оптимальні витрати повітря на випарнику і конденсаторі кондиціонера.

In this article it was described the method of the exergetic analysis of one-step freon cooling engines, that are used in the local autonomous air conditioners. It was defined the temperature regime for the "split" air conditioner of firm "Sanyo" with cooling capacity 2020 W and shown the dependence of it from the conditioner air flow for the evaporator and the condenser. It was allocated the optimal conditioner air flow for the evaporator and the condenser.

Постановка проблеми. Споживання електричної енергії системами кондиціювання повітря (СКП) в енергетичному балансі будинку в теплий період року (ТПР) займає значне місце. Достатньо відзначити, що на кондиціювання 1 м^2 площі будинку витрачають від 30 до 70 Вт електроенергії. Тенденція зростання тарифів потребує уважного ставлення до витрати енергії і впровадження енергоощадних технологій в СКП.

Ексергія – це максимальна робота, яку може здійснити термодинамічна система під час переходу із цього стану у стан рівноваги з навколишнім середовищем. Ексергію інколи називають роботоздатністю системи [1, 2].

Критерій енергоефективності обладнання для вибору системи кондиціювання часто є визначальним. Такий підхід обґрунтований не тільки економією енергії під час його експлуатації. Відомо, що підведена енергія витрачається тільки за призначенням, то, як правило, енергоефективне обладнання відрізняють кращі показники надійності, менший рівень шуму і вібрації, більший термін експлуатації. Для оцінювання енергоефективності обладнання СКП застосовують узагальнений показник енергетичної ефективності, або *ексергетичний ККД* (коефіцієнт корисної дії).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Сучасні місцеві автономні кондиціонери, які використовують для створення відповідного мікроклімату у невеликих приміщеннях, досягли певного технічного вдосконалення. Для подальшого підвищення ефективності роботи цих кондиціонерів потрібний детальний аналіз їхнього функціонування.

Для цього авторами розроблений *ексергетичний* метод аналізу холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів, який є методом термодинамічного дослідження холодильної машини як

Lviv Polytechnic National University Institutional Repository http://ena.lp.edu.ua