

УДК 628.85

РОЗРОБКА УНІВЕРСАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПОВІТРОЗБІРНИКА ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТИ ЗАКРУЧЕНОГО ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНТЕГРАЛЬНОГО ТЕРМОАНЕМОМЕТРА

¹ О. С. Цаканян, канд. техн. наук
tsakoleg@rambler.ru
ORCID: 0000-0002-1077-9818

¹ С. В. Кошель, канд. техн. наук
koshel@nas.gov.ua
ORCID: 0000-0003-3603-0909

² А. А. Курук
ORCID: 0009-0007-3899-7159

¹ Інститут проблем
машинобудування
ім. А. М. Підгорного НАН України,
61046, Україна, м. Харків,
вул. Пожарського, 2/10

² Hamelin Laie International School,
08390, Іспанія, м. Монтгат, вул. Ronda 8 de
Març, 178

Вступ

Для налаштування вентиляційних систем будівель проводяться вимірювання витрати повітря на повітророзподільних пристроях: вентиляційних решітках, анемостатах, вихрових дифузорах. Їх конструкція може бути різною. Повітряний потік, проходячи через них, змінює свою структуру течії [1–5]. Проте, якщо повітряний потік на виході з повітророзподільних пристроїв має прямолінійну структуру, то проблем із вимірюванням зазвичай не виникає. Коли ж потрібно виміряти витрати потоку повітря, закрученого за допомогою вентилятора або вихрового дифузора, процес стає складним і трудомістким, а похибка може бути значною. Для підвищення точності вимірювань витрати повітря необхідно перетворити структуру повітряного потоку таким чином, щоб через зонд витратоміра проходила прямолінійна течія.

Як перетворювач повітряного потоку використовується повітрозбірник із вбудованим випрямлячем. Приймач повітрозбірника має трапецієвидну форму. Саме так влаштований пристрій testo420 від відомого виробника вимірювальної техніки Testo [6]. Недоліком його є низька чутливість при малих швидкостях повітряного потоку (нижче 5 м/с).

Існують витратоміри з повітрозбірником конусоподібної форми, на виході яких встановлена крильчатка [7]. Вони дозволяють вимірювати витрати повітря на виходах анемостатів діаметром трохи

Вимірювання витрат і середньої швидкості закрученого потоку повітря на повітророзподільних пристроях вентиляційних систем є досить складною задачею через натікання потоку повітря на вимірювальний пристрій під різними кутами. Як наслідок, при використанні точкових термоанемометрів або інших витратомірів можуть виникати значні похибки. Застосування інтегральних анемометрів полегшує вимірювальний процес. Однак похибки, пов'язані зі зміною кута натікання потоку повітря на чутливий елемент вимірювального пристрою, слід усунути. Для цього необхідно забезпечити прямолінійну структуру повітряного потоку за допомогою перехідного повітрозбірника й випрямляча. Метою роботи є розробка конструкції повітрозбірника, що дозволить вимірювати витрату закрученого повітряного потоку. Завдання – оптимізація геометричних параметрів повітрозбірника для забезпечення прямолінійної течії, мінімізація його габаритів й аеродинамічного опору. Правильність вибору конструкції повітрозбірника оцінювалася збігом градуовальної характеристики зонда інтегрального термоанемометра при наявності вихрового дифузора перед повітрозбірником та за його відсутності. Запропонований пристрій має прямокутну форму і складається з приймача, випрямляючої решітки, камери, розгінної і стабілізуючої ділянок, на виході яких встановлюється зонд термоанемометра. Приймач і розгінна ділянка звужуються по своїй довжині, а камера і стабілізуюча ділянка мають постійний переріз. Випрямляюча решітка встановлюється всередині камери і являє собою конструкцію зі стільників квадратної форми. За допомогою комп'ютерного моделювання досліджено декілька варіантів конструкції повітрозбірника з різними геометричними параметрами. Побудовано залежність аеродинамічного опору від витрати повітря. Як оптимальну обрано конструкцію повітрозбірника, для якої була створена фізична модель у натуральну величину. Експериментальним шляхом отримані градуовальні характеристики вимірювального зонда з повітрозбірником при натіканні закрученого повітряного потоку. Розроблений універсальний повітрозбірник дозволяє проводити вимірювання витрати повітря на виходах практично будь-яких повітророзподільних пристроїв вентиляційних систем будівель.

Ключові слова: повітрозбірник, термоанемометр, вимірювання витрати повітряного потоку, закручений повітряний потік.

більше 200 мм. Крильчатка є інтегруючим пристроєм і коректно вимірює витрати навіть у турбулентному потоці повітря з нерівномірним розподілом швидкості, але вона не може коректно вимірювати витрату закрученого потоку повітря.

Ще одним приладом, призначеним для вимірювання середньої швидкості або витрати повітря у повітропроводах, є інтегральний акустичний анемометр [8]. До його недоліків відносять неможливість застосування на повітророзподільних пристроях.

Існують також анемометри інших типів, які дають змогу проводити точкові вимірювання швидкості повітря з наступним усередненням результатів по перерізу: дифманометри [9], термоанемометри з струною [10] або термоплівкою [11]. Усі вони є точковими датчиками і вимагають попередньої підготовки повітряного потоку. Для отримання достовірних результатів потрібно провести багаторазові вимірювання в різних точках перерізу.

Значно простіше проводити вимірювання витрат повітря на виході вентилятора або повітророзподільних пристроїв за допомогою високочутливого інтегрального термоанемометра, виконаного на базі нагрівального кабелю [12], розробленого авторами статті [13]. Цей пристрій може застосовуватися в широкому діапазоні зміни швидкості (витрати) повітряного потоку і, що головне, дозволяє отримати її усереднене значення. Для вимірювання витрати потоку повітря за допомогою інтегрального термоанемометру на повітророзподільних пристроях при прямолінійній його течії був розроблений спеціальний повітрозбірник [14].

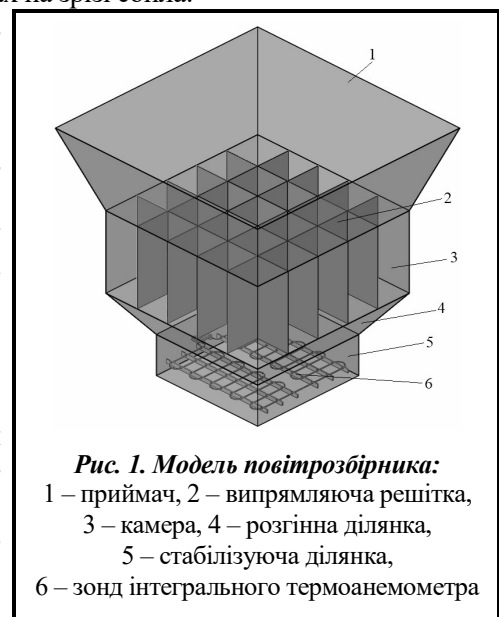
Однак, якщо структура потоку повітря на виході з повітророзподільних пристроїв або вентилятора носить не прямолінійний, а закручений характер, тоді необхідно мінімізувати вплив кутів закрутки на чутливий елемент термоанемометра за допомогою перехідного повітрозбірника й випрямляча. Їх конструкція повинна мати мінімальний аеродинамічний опір і забезпечувати випрямлення закрученого потоку повітря.

Розробка конструкції повітрозбірника для вимірювання витрати повітряного потоку на виході вихрових дифузорів

Із досвіду побудови аеродинамічних труб [15] відомо, що, якщо в проточній частині сопла встановити випрямляючу решітку і набір дротяних сіток, то можна перетворити закручений потік на прямолінійний зі ступенем турбулізації близько 0,2 %. За аналогією з соплом аеродинамічної труби, конструкція повітрозбірника повинна повторювати його форму і мати, як мінімум, два підтискання потоку, за якими йтимуть дві прямолінійні ділянки з постійною площею поперечного перерізу. Важливою характеристикою сопла є рівномірність поля швидкостей потоку на виході. Нерівномірність може бути викликана двома основними причинами: наявністю на внутрішній поверхні сопла пограничного шару, утвореного за рахунок сил в'язкості в газі і сил тертя між газом і поверхнею сопла, і наявністю дрібних вихорів, що призводить до зміни швидкості потоку в різних точках на зрізі сопла.

У розробленому повітрозбірнику потік повітря після першого звуження потрапляє в камеру з решіткою, призначеною для дроблення вихорів й утворення плоскопаралельної течії. Конструкція решітки є стільниковою зі стільниками квадратної форми, сторони яких позначимо як S . Для вирівнювання потоку повітря в напрямку течії глибина стільника L була обрана з урахуванням наявності не менше п'яти калібрів від мінімального розміру осередку $L \geq 5 \cdot S$ (відповідно до [16]). Друге звуження збільшує швидкість потоку повітря вздовж сопла, а подрібнені решіткою вихори слабшають внаслідок їх взаємодії між собою. Після другого звуження сопло повітрозбірника має пряму ділянку, на якій відбувається остаточне випрямлення потоку перед чутливим елементом зонда термоанемометра, для якого необхідне натікання потоку з кутами атаки не менше 75° . Турбулентність потоку потрібно знизити до рівня чутливості зонда термоанемометра, оскільки він має теплову інерційність, яка згладжуватиме наявність флуктуацій у потоці.

Конструкція повітрозбірника представлена на рис. 1.



Джерелом турбулентності потоку є його вихороподібний рух, що створюється напрямними лямелями дифузора, нестабільність кутової швидкості обертання вентилятора, а також шорсткість внутрішньої поверхні повітрозбірника й елементів конструкції, що знаходяться в повітряному потоці. Наявність дрібних вихорів, що взаємодіють між собою і масою повітря в переносному русі, впливає на флуктуацію миттєвої швидкості. При цьому миттєва швидкість W у кожній точці потоку змінюється в часі, коливаючись у межах деякого середнього значення швидкості W_s . Швидкість повітряного потоку можна представити як суму середньої швидкості W_s і середньоквадратичної пульсаційної швидкості W_p для обраного інтервалу часу вимірювання. Турбулентність потоку оцінюється співвідношенням W_p/W_s .

Вибір геометричних параметрів повітрозбірника заснований на виконанні умови вільного доступу повітряного потоку до проточної частини повітрозбірника. Це досягається у разі, коли жива площа поперечного перерізу вихрового дифузора менше живої площі перерізу чутливого елемента, як мінімум, у 2,5 рази. У цьому випадку згідно з [16] буде дотримана умова наявності мінімального аеродинамічного опору, яка впливає на збільшення габаритів вимірювального пристрою, що не завжди можна забезпечити при проведенні вимірювань у вентиляційній системі.

Оптимізація конструкції повітрозбірника зводиться до мінімізації його габаритів та аеродинамічного опору за умови, що потік, який проходить через чутливий елемент термоанемометра, є прямолінійним. Проміжні розміри елементів конструкції повітрозбірника визначаються їх узгодженням між собою. Основним елементом оптимізації конструкції виступає решітка, а точніше розмір стільників уздовж і поперек повітряного потоку, а також місце встановлення чутливого елемента в каналі. Що стосується дротяних сіток, що розташовуються зазвичай за решіткою, то їх використання впливає на вирівнювання поля швидкостей в перерізі проточної частини зонда і збільшення аеродинамічного опору повітрозбірника. Оскільки зонд термоанемометра має інтегруючі властивості [12], виконання вимоги з вирівнювання повітряного потоку втрачає сенс, а отже, необхідність в установці сіток в камері зникає.

Методика визначення аеродинамічного опору повітрозбірника для вимірювання витрати закрученого потоку повітря

Аеродинамічний опір повітрозбірника впливає на зміну навантаження на припливний вентилятор і, як наслідок, зміну витрати повітря в системі вентиляції. Для вибору повітрозбірника з мінімальним опором потрібно було дослідити декілька конструкцій з різною геометрією. Крім результатів вимірювання фізичних величин, необхідна була візуалізація картини течії повітряного потоку для визначення наявності закрутки. Ці завдання вирішувалися за допомогою комп'ютерного моделювання процесу руху повітря в приміщенні. Методика комп'ютерного моделювання має суттєві переваги щодо фізичних вимірювань, що передусім пов'язано з низькою роздільною здатністю вимірювальних засобів і складністю виготовлення різних варіантів конструкцій повітрозбірників.

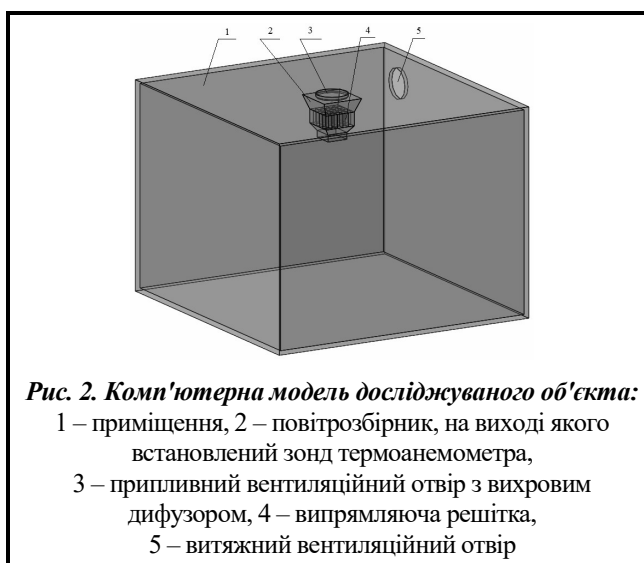


Рис. 2. Комп'ютерна модель досліджуваного об'єкта:

- 1 – приміщення, 2 – повітрозбірник, на виході якого встановлений зонд термоанемометра,
- 3 – припливний вентиляційний отвір з вихровим дифузором, 4 – випрямляюча решітка,
- 5 – витяжний вентиляційний отвір

Комп'ютерна модель приміщення з повітрозбірником представлена на рис. 2.

Вихідні дані для досліджень:

- розміри приміщення 4×4×3 м;
- діаметр припливного отвору під вихровий дифузор 450 мм;
- діаметр витяжного отвору 300 мм;
- довжина ділянки 1 – 200 мм;
- довжина ділянки 2 – 200 мм;
- довжина ділянки 3 – 100 мм;
- довжина ділянки 4 – 100 мм;
- глибини стільників – 100 та 200 мм;

- довжини сторони квадратних стільників – 45, 60, 75, 90 мм;
- товщина стінок стільників 1 мм;
- вхідний переріз повітрозбірника 600×600 мм;
- переріз випрямляючої решітки – 450×450 мм;
- переріз вимірювальної ділянки зонда – 300×300 мм;
- кути закрутки повітряного потоку – 0, 10, 20, 30, 40, 50 радіан.

Без повітрозбірника спостерігається наступна картина течії потоку: повітря у приміщення надходить через припливний вихровий дифузор і перш ніж потрапити у витяжний отвір здійснює закручений рух, втрачає швидкість і перемішується з навколишнім повітрям. Завдяки цьому температура припливного повітря може бути набагато нижчою за температуру в приміщенні.

Зовсім інша картина спостерігається при появі на виході дифузора повітрозбірника з решіткою. Після нього формується прямолінійний струмінь повітря, який після удару об підлогу розтікається на всі боки вздовж її поверхні. Далі потік піднімається вздовж стін і, досягнувши стелі, прямує до центру, де стікаються повітряні потоки. Після зустрічі вони повертають донизу приміщення, утворюючи циркуляцію між стінами і центром. Асиметрію в описану картину вносить витяжний отвір (див. рис. 2), через який циркулюючі потоки повітря виходять назовні з приміщення.

Щоб визначити аеродинамічний опір повітрозбірника в реальних умовах експлуатації, необхідно встановити залежність опору приміщення з повітрозбірником і без нього від витрати повітря й кута закрутки потоку, після чого відняти від першої величини другу. Досліджено декілька різних за геометрією конструкцій повітрозбірників, для яких отримані подібні залежності.

Проводячи розрахунки для різних конструктивних параметрів повітрозбірника при зміні витрати повітряного потоку і кутів його закрутки, були побудовані серії залежностей аеродинамічного опору від цих величин.

Комп'ютерне моделювання дозволило побудувати траєкторії руху повітря (рис. 3), за якими можна робити висновки про характер їх поведінки під час проходження вимірювальної ділянки зонда. Спостерігаючи за структурою течії в проточній частині вимірювального зонда для різних значень витрати повітряного потоку і змінюючи довжину і ширину стільників випрямляючої решітки, визначено оптимальні розміри стільників, за яких повітряний потік набув прямолінійної структури і мав при цьому мінімальний аеродинамічний опір.

При вимірюванні витрати повітряного потоку на реальних об'єктах аеродинамічний опір повітрозбірника може бути врахований за допомогою поправки. Для цього необхідно мати аеродинамічну характеристику вентилятора і знати робочу точку вентиляційної системи. На практиці використовуються графічні залежності аеродинамічної характеристики вентилятора та криві навантажень вентиляційної системи.

Аналізуючи залежності аеродинамічних опорів повітрозбірника, спостерігаються наступні тенденції:

1. Зі зменшенням розмірів стільника S опір незначно збільшується (рис. 4).

2. Зі зростанням витрати повітряного потоку V для досліджуваних кутів закрутки суттєво збільшуються аеродинамічні опори.

3. Для витрати повітря менше 1000 м³/год. (що відповідає 20-кратному заміщенню повітря в приміщенні) аеродинамічний опір всіх аналізованих повітрозбірників становить менше 5 Па, що практично не позначиться на зменшенні витрати повітря для більшості промислових вентиляторів.

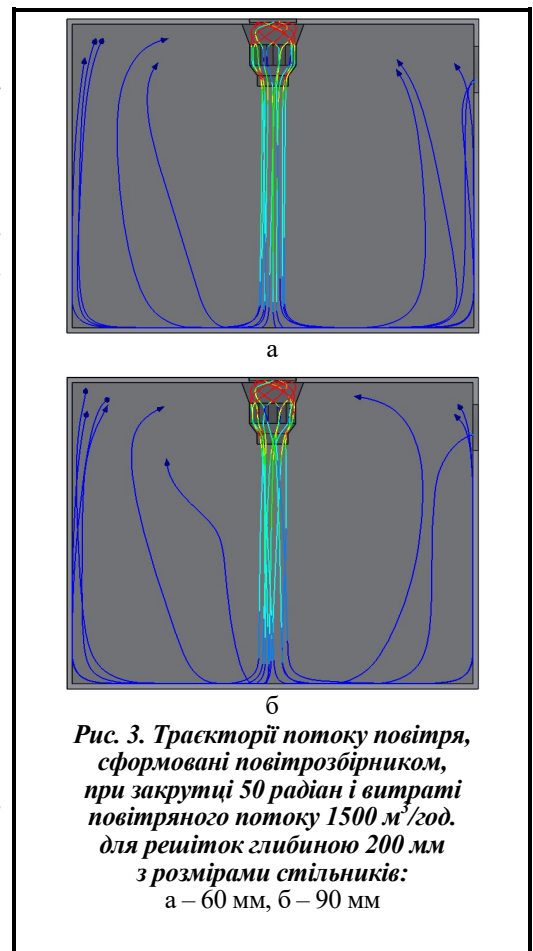


Рис. 3. Траєкторії потоку повітря, сформовані повітрозбірником, при закрутці 50 радіан і витраті повітряного потоку 1500 м³/год. для решіток глибиною 200 мм з розмірами стільників: а – 60 мм, б – 90 мм

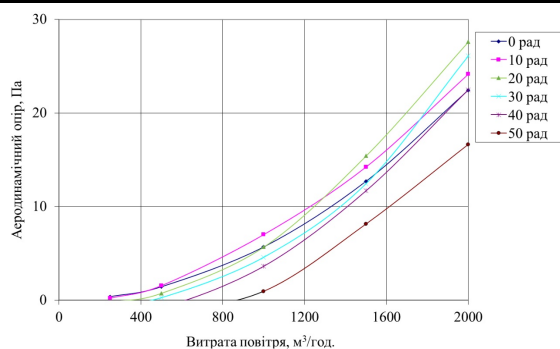


Рис. 4. Залежність аеродинамічного опору повітрозбірника з розміром сторони стільників 60 мм і глибиною випрямляючої решітки 200 мм від витрати повітряного потоку для різних кутів закрутки

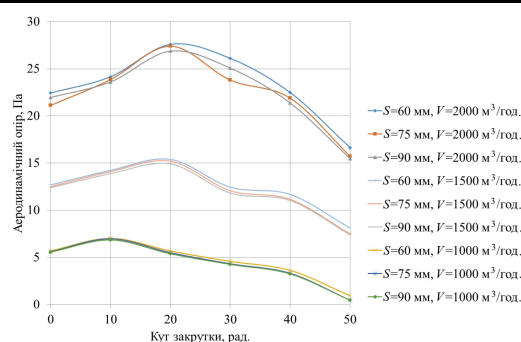


Рис. 5. Залежності аеродинамічного опору повітрозбірників від кутів закрутки при витратах повітряного потоку 1000, 1500 і 2000 м³/год. для випрямляючої решітки глибиною 200 мм з розмірами сторони стільників 60, 75 і 90 мм

Залежність аеродинамічного опору від кутів закрутки повітряного потоку має максимум, який зміщується у бік збільшення кута закрутки зі зростанням витрати повітряного потоку. Подальше збільшення кута закрутки веде до зниження опору (рис. 5).

Комп'ютерне моделювання показало, що повністю випрямлений потік повітря спостерігається при розмірах сторони стільників 45 і 60 мм, при цьому глибина випрямляючої решітки може бути зменшена з 200 до 100 мм.

З огляду на те, що повітрозбірник зі стороною стільників 60 мм матиме менший аеродинамічний опір, ніж 45 мм, ця конструкція обрана як оптимальна. Нижче саме для неї будуть наведені всі отримані в результаті моделювання й експерименту результати.

Залежності, наведені на рис. 4, можна використовувати як поправки при вимірюванні витрат повітряного потоку. Щоб її врахувати, необхідно скористатися аеродинамічною характеристикою вентилятора. У нашому експерименті – це каналний вентилятор Systemair 315L [17], аеродинамічна характеристика якого представлена на рис. 6.

Наведемо приклад розрахунку витрати повітряного потоку за цією методикою. Допустимо, припливний дифузор має кут закрутки 20 рад., а виміряна витрата повітряного потоку – 1500 м³/год. Скориставшись рис. 4, визначимо аеродинамічний опір повітрозбірника, який для цього випадку складе $\Delta P = 15,1$ Па. З характеристики вентилятора (рис. 6) для витрати повітряного потоку 1500 м³/год. визначаємо тиск – 80 Па. Тоді істинний тиск, за яким визначається витрата повітряного потоку, складе $80 - 15,1 = 64,9$ Па. Ще раз дивимося на рис. 6 для цього тиску і визначаємо, що витрата повітряного потоку складає 1550 м³/год., тобто вона збільшиться на 3,33 %.

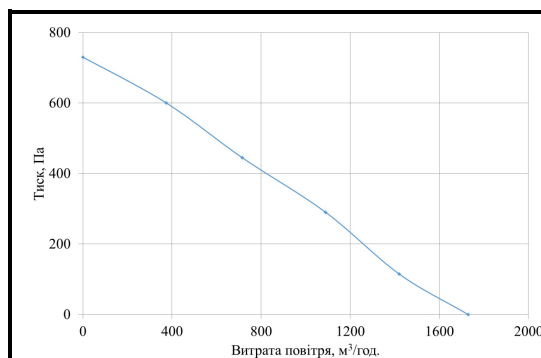


Рис. 6. Аеродинамічна характеристика каналного вентилятора Systemair 315L

Експериментальне дослідження доцільності використання повітрозбірника

Для підтвердження доцільності використання запропонованого повітрозбірника створено експериментальний стенд (рис. 7), який являв собою розімкнуту аеродинамічну трубу, до якої приєднувався повітрозбірник у натуральну величину з розміщеними всередині випрямлячем і зондом термоанометра. Для створення закрученого потоку перед повітрозбірником встановлювався вихровий дифузор VD 400.

Правильність вибору конструкції повітрозбірника оцінювалася збігом градуювальних характеристик зонда інтегрального термоанометра при наявності вихрового дифузора перед повітрозбірником і за його відсутності. Результати досліджень подано на рис. 8, де також зображена еталонна градуювальна крива зонда термоанометра, отримана при натіканні прямолінійного вирівняного потоку повітря [12].

Як бачимо на рис. 8, різниця між двома залежностями в середньому становить близько 12 %. Цю поправку слід враховувати при проведенні вимірювань на реальних об'єктах. Очевидно, щоб зменшити розбіжність між цими кривими, необхідно зменшити розмір сторони стільника або збільшити глибину решітки. Слід також відмітити, що крива тепловіддачі зонда термоанемометра за відсутності вихрового дифузора практично збігається з еталонною градувальною кривою (особливо в межах $180 \leq Re \leq 800$), що говорить про те, що вибір повітрозбірника з випрямляючою решіткою зроблений коректно. Невелика відмінність (не більше 6 %) спостерігається лише при $800 \leq Re \leq 1450$.

Залежність при наявності вихрового дифузора перед повітрозбірником має наступний вигляд:

$$Nu = 0,59 \cdot Re^{0,48}, \quad (1)$$

де Nu – число Нуссельта, Re – число Рейнольдса. Область застосування формули: $170 \leq Re \leq 700$.

Залежність за відсутності вихрового дифузора перед повітрозбірником має наступний вигляд:

$$Nu = 0,34 \cdot Re^{0,53}. \quad (2)$$

Область застосування формули: $270 \leq Re \leq 1460$.

Щоб більш точно вичислити поправку при вимірюванні витрати закрученого потоку повітря, необхідно від (1) відняти (2). Область застосування поправки: $270 \leq Re \leq 700$.

Проведені вимірювання дозволили також визначити залежність аеродинамічного опору повітрозбірника від витрати повітря. Вона має такий вигляд:

$$P_{ст} = 7 \cdot 10^{-6} \cdot G_w^{1,96},$$

де $P_{ст}$ – аеродинамічний опір, Па, G_w – об'ємна витрата повітряного потоку, м³/год.

Враховуючи невеликий коефіцієнт отриманої залежності перед значенням витрати повітряного потоку, можна говорити про малий аеродинамічний опір повітрозбірника, особливо у порівнянні з опором повітророзподільних пристроїв. Так, для витрати 2000 м³/год. опір становитиме лише 21,3 Па, що практично не вплине на зменшення витрати повітряного потоку для абсолютної більшості сучасних вентиляторів, які використовуються у вентиляційних системах будівель.

Обговорення результатів

На жаль, експериментально не вдалося домогтися співпадіння градувальних кривих при натіканні прямого й закрученого повітряних потоків на зонд інтегрального термоанемометра. Тим не менше, враховуючи введення поправки, можна вести мову про достатньо точні вимірювання витрат закрученого повітряного потоку. Позбутися поправки можна, якщо зменшити довжину сторони стільника і збільшити глибину випрямляючої решітки, однак це вплине на зростання аеродинамічного опору конструкції.

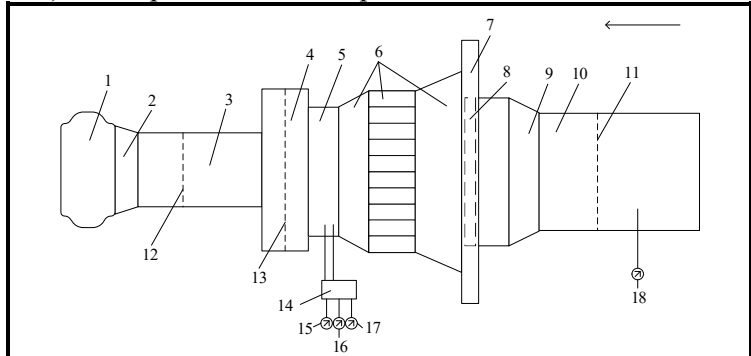


Рис. 7. Схема експериментального стенду:

- 1 – каналний вентилятор із регулятором швидкості обертання;
- 2 – перехідник; 3 – повітропровід; 4 – камера переходу з круглого перерізу на квадратний; 5 – зонд інтегрального термоанемометра; 6 – повітрозбірник, що складається з приймача потоку, випрямляючої решітки та розгінної ділянки;
- 7 – монтажна ділянка; 8 – вихровий дифузор; 9 – перехідник;
- 10 – повітропровід; 11–13 – вимірювальні перерізи із вбудованими трубками Піто; 14 – блок живлення;
- 15–17 – прилади вимірювання електричних величин;
- 18 – вимірювач перепаду тиску

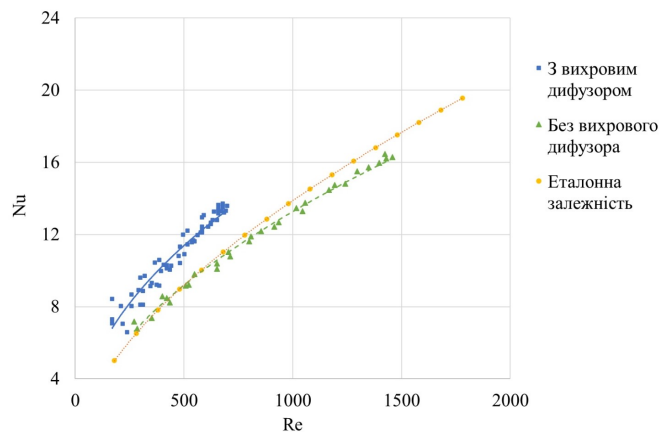


Рис. 8. Порівняння тепловіддачі зонда інтегрального термоанемометра при натіканні прямого та закрученого повітряних потоків

Висновки

1. Розроблено універсальний повітрозбірник, що дозволяє проводити вимірювання витрати повітря на виходах практично будь-яких повітророзподільних пристроїв вентиляційних систем.

2. Точність вимірювання не залежить від структури потоку повітря, оскільки всередині пристрою відбувається перетворення останньої до єдиного виду. У результаті на зонд вимірювального приладу натікає потік повітря з прямолінійним профілем.

3. Розроблений повітрозбірник має мінімальний аеродинамічний опір, завдяки чому не «простає» витрата повітряного потоку.

Фінансування

Робота виконана за рахунок коштів бюджетної програми «Підтримка розвитку пріоритетних напрямів наукових досліджень» (КПКВК 6541230).

Література

1. Borowski M., Karch M., Łuczak R., Życzkowski P., Jaszczur M. Numerical and experimental analysis of the velocity field of air flowing through swirl diffusers. *XII International Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer (ICCHMT 2019)*. 2019. Vol. 128. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912805003>.
2. Hu S. C. Airflow characteristics in the outlet region of a vortex room air diffuser. *Building and Environment*. 2003. Vol. 38. Iss. 4. P. 553–561. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(02\)00187-7](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(02)00187-7).
3. Li A., Changqing Y., Tong R., Xin B., Erwei Q., Ran G. PIV experiment and evaluation of air flow performance of swirl diffuser mounted on the floor. *Energy and Buildings*. 2017. Vol. 156. P. 58–69. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.09.045>.
4. Lim Y. B., Lee S. M., Lee J. W. Characteristics of ventilating flow generated by a rotating swirler in a vortex vent. *Journal of Fluids and Structures*. 2011. Vol. 27. Iss. 3. P. 427–437. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2010.11.015>.
5. Kang J. H., Jung S. Y., Kim J. J. Effect of vanes on vortex characteristics of a vortex ventilation system. *Journal of Building Engineering*. 2023. Vol. 76. <https://doi.org/10.1016/j.job.2023.107160>.
6. Testo 420 – volume flow hood. URL: <https://www.testo.com/en/testo-420/p/0563-4200>.
7. Temp. RH CO2 Anemometer. URL: <https://www.az-instrument.com.tw/en/product-616302/Temp-RH-CO2-Anemometer-8919-AZ-Bulk-Order.html>.
8. Шкундын С. З., Бахаров Л. Е. Интегральная анемометрия – прорыв в управлении вентиляцией угольных шахт. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2017. № S1. С. 440–453.
9. Thollander P., Karlsson M., Rohdin P., Wollin J., Rosenqvist J. Introduction to industrial energy efficiency: energy auditing, energy management, and policy issues. Academic Press, 2020. 380 p. <https://doi.org/10.1016/C2018-0-01452-8>.
10. Ikeya Y., Örlü R., Fukagata K., Alfredsson P. H. Towards a theoretical model of heat transfer for hot-wire anemometry close to solid walls. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2017. Vol. 68. P. 248–256. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2017.09.002>.
11. Saremi S., Alyari A., Feili D., Seidel H. A MEMS-based hot-film thermal anemometer with wide dynamic measurement range. *Proceedings of the IEEE Conference on Sensors (SENSORS'2014)* (2–5 November 2014, Valencia, Spain). 2014. P. 420–423. <https://doi.org/10.1109/ICSENS.2014.6985024>.
12. Tsakanian O. S., Koshel S. V. Integral thermo-anemometers for average temperature airflow measurement in duct, at anemostat outlets and in ventilation grilles. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2020. Vol. 23. No. 4. P. 14–21. <https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.014>.
13. Інтегральний термоанемометр-виратомір: патент на винахід № 121840. Україна. G01F1/68, G01K17/06; № a201908699; заявл. 18.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. № 14/2020.
14. Tsakanian O. S., Koshel S. V. Choosing a universal air collector design for a cylindrical-shaped hot-wire anemometer. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2021. Vol. 24. No. 2. P. 6–15. <https://doi.org/10.15407/pmach2021.02.006>.
15. Горлин С. М. Экспериментальная аэромеханика: учебн. пособ. для вузов. М.: Высшая школа, 1970. 423 с.
16. Тихомиров К. В. Теплотехника, теплоснабжение и вентиляция: учебн. для вузов. Москва: Стройиздат, 1977. 288 с.
17. Вентиляторы для круглых воздуховодов: каталог Systemair. 6 с. URL: <http://www.systemair-ukraine.com/pdf/k-kv.pdf>.

Надійшла до редакції 23.10.2023