

імені Михайла Остроградського, "Енергетика та енергоресурсозбереження", Вип. 5/2009 (58). Ч. 1. – С. 32–34. 9. Солнечная энергетика : учеб. пособие для вузов / [В. И. Виссарионов, Г. В. Дерюгина, В. А. Кузнецова, Н. К. Калинин]. – М. : Издательский дом МЭИ, 2008. – 276 с. 10. Справочник по климату СССР. Вып. 10. Ч.1 / Солнечная радиация, радиоационный баланс и солнечное сияние. – Л. : Гидрометиздат, 1966. – 124 с. 11. Твайделл Д. Возобновляемые источники энергии / Д. Твайделл, А. Уэйр; пер. с англ. под ред. В. А. Коробкова. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 391 с.

УДК 697.922.2

Б. І. Гулай, С.С. Жуковський, С.П. Шаповал
Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ЗАСТОСУВАННЯ ЗАСОБІВ ВИРІВНЮВАННЯ НАГНІТАЛЬНОГО ПОТОКУ ПРИ РОБОТІ РАДІАЛЬНИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ НА ВСМОКТУВАННЯ

© Гулай Б. І., Жуковський С.С., Шаповал С.П., 2013

Подано результати теоретичних та експериментальних досліджень застосування засобів вирівнювання нагнітального потоку при роботі радіальних вентиляторів на всмоктування. Проаналізовано підвищення енергоефективності застосування радіальних вентиляторів із вперед та назад загнутими лопатками робочого колеса, а також здійснено порівняння характеристик цих вентиляторів із безпосередньо приєднаними до них дифузорами.

Ключові слова: радіальний вентилятор, дифузор, вихідний патрубок, вирівнювальна пластина.

The results of theoretical and experimental investigations of the use of flow injection alignment while working on radial fan suction. Analysis of energy efficiency use of radial fans with forward and backward curved impeller blades, and by comparing the characteristics of these fans with directly attached to their diffusers.

Key words: radial fan, diffuser, nozzle output, leveling plate.

Вступ

Розвиток різних сфер промисловості, вдосконалення технологічних процесів, збільшення обсягів виробництва, громадського і промислового будівництва, підвищення вимог до повітряного середовища виробничих і невиробничих приміщень, вимагає все більшого застосування систем кондиціонування та вентиляції, що спричинює збільшення енергоємності парку цього обладнання. Зменшення капітальних та експлуатаційних затрат, покращення характеристики та надійності роботи вентиляційних систем вимагає застосування оптимізованих конструкцій елементів повітропроводів, передусім аеродинамічного їх вдосконалення, особливо безпосередньо розміщених за радіальними вентиляторам, внаслідок нерівномірного та несиметричного поля швидкостей, особливо за підвищеного динамічного тиску.

Наявні рекомендації щодо приєднання радіальних вентиляторів до вентиляційних систем через вирівнювальні ділянки або дифузори є суперечливими і не завжди забезпечують їх енергоефективну роботу особливо при різних типах вентиляторів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

На кафедрі ТГВ Нац. ун-ту "Львівська політехніка" були проведені експериментальні дослідження, пов'язані з підвищенням ефективності вентиляційної системи вирівнюванням нагнітального потоку після радіального вентилятора. Було досліджено: вплив взаєморозміщення гнучкої вставки та дифузора відносно нагнітального патрубку вентилятора [1]; застосування горизонтальної гнучкої вставки [2], та застосування симетричного конічного дифузора з вирівнюючою пластиною незмінних розмірів [3]. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень підвищення ефективності вентиляційних систем з радіальними вентиляторами [4] можна зробити висновки про можливість застосування досліджених конструкційних вирішень при застосуванні радіальних вентиляторів з назад загнутими лопатками для систем, які працюють на нагнітання. Вирівнювання нагнітального потоку радіального вентилятора у дифузорах, безпосередньо розташованих за радіальним вентилятором з назад загнутими лопатками [5–7] робочого колеса, дає змогу підвищити як повітропродуктивність вентиляційної системи, так і тиск у ній, а при застосуванні частотних перетворювачів це дає змогу економити значну кількість електроенергії.

Слід зазначити перспективність застосування прийнятих рішень аеродинамічного вдосконалення для вирівнювання нагнітального потоку під час застосування радіальних вентиляторів не тільки з назад загнутими лопатками робочого колеса, а і з вперед загнутими також [8], та в тих випадках, коли система працює на всмоктування.

Мета досліджень – визначення енергоефективності застосування засобів вирівнювання нагнітального потоку при роботі радіальних вентиляторів на всмоктування, як і з вперед, так і з назад загнутими лопатками робочого колеса.

Виклад основного матеріалу

Якщо розглянути мережу повітропроводів на стороні всмоктування, то в цьому випадку опір мережі $P_{\Sigma} = \sum \Delta P_{\text{вент}}^i + P_{\text{дв}}$, де величина $P_{\text{дв}}$ є динамічним тиском вентилятора і визначається за швидкістю $v_{\text{вент}}$ виходу потоку з вентилятора: $P_{\text{дв}} = \rho v_{\text{вент}}^2 / 2$. Якщо потік виходить з вентилятора безпосередньо в атмосферу, то швидкісний напір вентилятора повністю втрачається. Гідравлічна потужність потоку, що виходить з вентилятора, дорівнює добутку $Q_v \cdot P_{\text{дв}}$, а електрична потужність мережі на його створення дорівнює $Q_v \cdot P_{\text{дв}} / (\eta_v \cdot \eta_e)$, де η_v , η_e – ККД вентилятора та електродвигуна, відповідно. Якщо значна швидкість виходу потоку з вентилятора не обумовлена технологічною необхідністю, то в деяких випадках втрати потужності вентилятора можуть досягати більше ніж половину її значень. Як відомо радіальні вентилятори з вперед загнутими лопатками мають значно вищий динамічний тиск порівняно з вентиляторами з назад загнутими лопатками. Тому для наочного прикладу розглянуто ефективність роботи двох вентиляторів з однаковою потужністю електродвигунів, та близьких за аеродинамічними характеристиками: ВР-86-77-5 (з назад загнутими лопатками) і ВР 300-45-3,15 (з загнутими вперед лопатками).

Вентилятори мають одні і ті ж електродвигуни потужністю 2,2 кВт (1420 об/хв). Аеродинамічні характеристики вентиляторів наведені на рис.1. Як видно, вентилятори мають приблизно рівні максимальні повні тиски, причому вентилятор меншого типорозміру ВР 300-45-3,15 може в деякому діапазоні продуктивності замінити вентилятор ВР-86-77-5.

Для наочного прикладу підберем вентилятор з повітропродуктивністю 5000 м³/год і тиском 700 – 800 Па.

Параметри вентиляторів за продуктивності 5000 м³/год зведені в табл. 1.

P_v , $P_{\text{ст}}$, $P_{\text{дв}}$ – повний, статичний і динамічний тиски вентилятора; η_v , $\eta_{\text{ст}}$ – повний і статичний ККД вентилятора; близьких по аеродинамічним характеристикам, $v_{\text{вент}}$ – швидкість виходу потоку з вентилятора; N_e – потужність, споживана вентилятором, $N_{\text{вент}}$ – потужність, споживана вентилятором з електричної мережі (ККД електродвигуна прийнятий $\eta_e = 0,8$), $N_{\text{вент}}$ – потужність, споживана вентилятором з мережі для отримання потоку зі швидкістю $v_{\text{вент}}$ (втрати з вихідною швидкістю). Як видно, частка швидкісного тиску у вентилятора ВР300-45-3,15 у повному тиску значно вища, ніж у вентилятора типу ВР-86-77-5, через що, незважаючи на однакові повні тиски, він має в два рази

менший статичний тиск. Крім того, вентилятор ВР300-45-3,15 на заданому режимі має на 25% більше споживану потужність, причому ця потужність витрачається більшою мірою, на створення нагнітального потоку з високою швидкістю, ніж на статичний тиск. Прямі втрати з вихідною швидкістю (потужність $N_{\text{вих}}^{\text{пр}}$, споживана з електричної мережі) у вентилятора ВР-86-77-5 становлять 0,17 кВт, а у вентилятора ВР300-45-3,15 -1,34 кВт, тобто більше ніж половина всієї споживаної з мережі потужності. Втрати з вихідною швидкістю характеризують статичний ККД вентилятора: у вентилятора ВР 300-45-3,15 він становить $\eta_{\text{ст}} = 0,27$, а у вентилятора ВР-86-77 -5 – вже 0,72

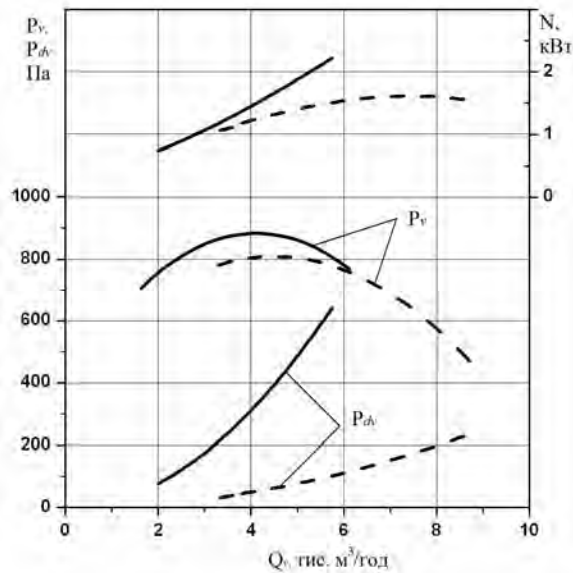


Рис. 1. Аеродинамічна характеристика вентиляторів: ВР 300-45-3,15 (суцільна лінія); ВР-86-77-5 (штрих-пунктирна лінія)

Таблиця 1

Порівняння характеристик вентиляторів

Марка вентилятора	$P_{\text{ст}}$ Па	$P_{\text{ств}}$ Па	$v_{\text{вент}}$, м/с	$P_{\text{ств}}$ Па	$N_{\text{ст}}$, кВт	$N_{\text{вих}}^{\text{пр}}$ кВт	$\eta_{\text{ст}}$	$\eta_{\text{ств}}$	$N_{\text{вих}}^{\text{пр}}$ кВт
ВР 300-45-3,15	860	374	28,5	486	1,9	2,38	0,63	0,27	1,34
ВР-86-77-5	800	723	11,4	77	1,4	1,78	0,79	0,71	0,17

Отже, слід зробити висновки з перспективнішого застосування засобів вирівнювання нагнітального потоку у вентиляційних системах з радіальними вентиляторам з вперед загнутими лопатками робочого колеса.

Однак, крім різної ефективності застосування засобів вирівнювання нагнітального потоку, у вентиляторів даних типів є різні можливості забезпечення розрахункової продуктивності у вентиляційній системі. Якщо розрахунок опору системи було проведено з урахуванням того, що опір її включає динамічний тиск вентилятора, то задається повний тиск вентилятора. У цьому випадку все визначається величиною динамічного тиску, який було прийнято при розрахунку опору системи. Наприклад, якщо динамічний тиск становить 100 Па, тоді опір системи по статичних параметрах близько 700 Па. Вентилятор ВР-86-77-5 у цій системі матиме задану продуктивність, оскільки на заданому режимі по продуктивності його статичний тиск 728Па.

З рис. 2 видно, що вентилятор ВР 300-45-3,15 в цій системі матиме продуктивність приблизно 4250 м³/год (робочий режим вентилятора – точка А), замість очікуваної 5000 м³/год.

У такому разі збільшити повітропродуктивність вентилятора ВР 300-45-3,15 без помітного збільшення споживчої потужності можна за рахунок встановлення правильно спроектованого дифузора із засобами вирівнювання нагнітального потоку. Результати випробувань різних дифузоров

спільно з вентиляторами (з урахуванням впливу нерівномірності потоку на виході з вентилятора) наведені в багатьох довідниках, методичних вказівках, зокрема [9], та зокрема в дослідженнях ефективності засобів вирівнювання нагнітального потоку [6,7]

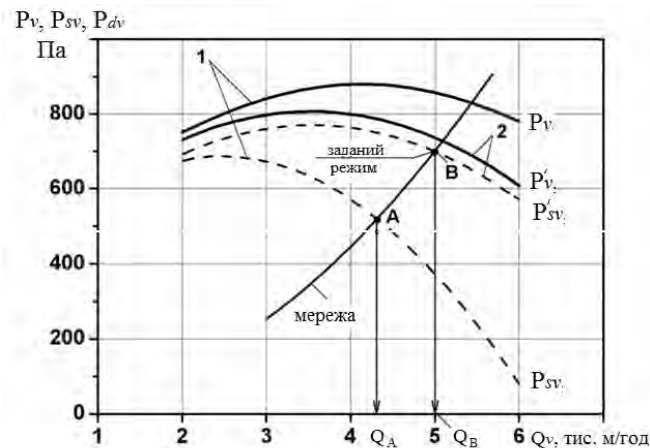


Рис. 2. Аеродинамічні характеристики вентилятора ВР 300-45-3,15:
суцільна лінія – без дифузора, пунктирна – з дифузоров та вирівнювальною пластинною
(індекс ' відноситься до параметрів установки, тобто до вентилятора з дифузоров із засобами вирівнювання нагнітального потоку)

Розглянемо, як змінюються параметри вентиляторів з дифузоров: пірамідальним дифузоров відносною довжиною $\bar{l}_p=1,5$ і східчатым дифузоров довжиною, що дорівнює стороні квадрата вихідного перерізу відповідного вентилятора, та такому ж дифузоров з вирівнювальною пластинною. Усі дифузоров мають показник дифузоровності $\bar{F}_d = 3,5$ а отже, при заданій повітропродуктивності вони повинні мати однакову швидкість потоку на виході – 8,2 м/с, що на практиці не трапляється у зв'язку з вихроутвореннями в їх об'ємі, та як наслідок зменшенні їх живого перерізу. Тому для мінімізації вихроутворень в їх конструкції слід розташовувати вирівнювальну пластинну.

Пластинну в дифузорові, розташованому після нагнітального патрубку радіального вентилятора з назад загнутими лопатками робочого колеса, при незмінних режимах роботи вентиляційної системи при максимальному ККД, слід розташовувати в оптимальних її положеннях згідно з проведеними дослідженнями [6]:

- для максимального підвищення витрати: $l_1/a = 0,3$ і $l_2/a = 0,3$;
- для максимального підвищення тиску у вентиляційній системі: $l_1/a = 0,2$ і $l_2/a = 0,35$.

де l_1 – відстань розташування пластинни із сторони обгортки вентилятора, мм;

l_2 – відстань заглиблення пластинни в нагнітальний патрубок, мм;

a – один з розмірів нагнітального патрубка вентилятора, мм.

При роботі радіального вентилятора за інших режимів, або у випадку встановлення радіального вентилятора з вперед загнутими лопатками - оптимальне встановлення пластинни слід виконувати у разі додаткових замірів тиску та повітропродуктивності вентиляційної системи при її налагодженні.

Результати розрахунків наведено в табл. 2. Оскільки динамічний тиск вентилятора ВР 86-77-5 незначний і становить всього 77 Па, то статичний тиск при установці дифузоров збільшується всього на 20 – 30 Па, а статичний ККД вентилятора збільшився з $\eta_{sv} = 0,72$ до $\eta_{sv}^i = 0,74 \dots 0,79$. Динамічний тиск вентилятора ВР-300-45-3,15 становить 486 Па. Установка дифузоров привела до збільшення статичного тиску з $P_{sv} = 374$ Па до 635 – 700 Па, при цьому статичний ККД збільшився з $\eta_{sv} = 0,27$ до $\eta_{sv}^i = 0,47 \dots 0,51$. Втрати з мережі з вихідною швидкістю для обох вентиляторів істотно зменшилися, ніж без дифузоров і становлять приблизно 100 Вт).

Порівняння характеристик вентиляторів із дифузорами

Дифузор	ВР-300-45-3,15				ВР-86-77-5			
	ξ	P'_v	P'_{sv}	η'_{sv}	ξ	P'_v	P'_{sv}	η'_{sv}
Пірамідальний	0,385	673	635	0,47	0,32	780	742	0,74
Східчастий	0,31	738	700	0,51	0,15	794	756	0,79
Східчастий з вирівнювальною пластиною	0,29	815	732	0,56	0,11	802	765	0,81

Характеристики вентилятора ВР-300-45-3,15 із східчастим дифузором та вирівнювальною пластиною наведені на рис. 2 штрих-пунктирною лінією (коефіцієнт втрат в дифузорі ξ прийнятий постійним при зміні продуктивності). Як видно, вентилятор ВР-300-45-3,15 з дифузором має задану продуктивність 5000 м³/год (робочий режим вентилятора - точка В). Вибираючи з двох вентиляторів: ВР-300-45-3,15 з дифузором та вирівнювальними пластинами і ВР-86-77-5 (без дифузора), які забезпечують задану продуктивність, необхідно пам'ятати, що вентилятор ВР-300-45-3,15 споживає з електромережі 2,38 кВт, а вентилятор ВР-86-77-5 – 1,78 кВт.

Висновки

У результаті теоретичних та експериментальних досліджень встановлено:

– перспективність застосування дифузорів із засобами вирівнювання нагнітального потоку у вентиляційних системах, з радіальними вентиляторам з вперед загнутими лопатками робочого колеса, які працюють на всмоктування;

– незважаючи на ефективніше застосування засобів вирівнювання в дифузорах за радіальними вентиляторам із вперед загнутими лопатками енергоефективнішими, для роботи вентиляційної системи, є радіальні вентилятори із назад загнутими лопатками.

1. Жуковський С.С. Вплив взаєморозміщення гнучкої вставки та дифузора на нагнітальний повітряний потік радіального вентилятора та підвищення ефективності роботи вентиляційної системи / С.С. Жуковський, Б.І. Гулай // Вісник №677 Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Теплоенергетика. Інженерія докiлля. Автоматизація". – Львів: Нац. ун-т "Львівська політехніка", 2010. – С.65–70. 2. Жуковський С.С. Застосування циліндричного вирівнювача нагнітального потоку і горизонтальної гнучкої вставки для підвищення ефективності вентиляційної системи / С.С. Жуковський, Б.І. Гулай // Вісник №655 Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Теорія і практика будівництва". – Львів: Нац. ун-т "Львівська політехніка", 2000. – С.89–93. 3. Жуковський С.С. Підвищення ефективності вентиляційної системи із радіальним вентилятором внаслідок застосування дифузорового однопластинчатого вирівнювача потоку / С.С. Жуковський, Б.І. Гулай // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України. Випуск 19.11. – Львів, 2008. – С.73–79. 4. Жуковський С.С. Вплив розташованих після радіального вентилятора елементів на роботу вентиляційної системи / С.С. Жуковський, Б.І. Гулай // Вісник №662 Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Теорія і практика будівництва". – Львів, 2010. Нац. ун-т "Львівська політехніка". – С.185–188. 5. Жуковський С.С., Гулай Б.І. Патент на корисну модель №50252 "Гнучка вставка" опубл. 25.05.2010р. Бюл. №10. 6. Гулай Б. І. Підвищення тиску в вентиляційній системі вирівнюванням нагнітального потоку радіального вентилятора / Б. І. Гулай, С. С. Жуковський, О. Т. Возняк // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Теплоенергетика. Інженерія докiлля. Автоматизація". – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2011. – №697. – С. 81–86. 7. Гулай Б.І. Експериментальні дослідження зміни повітропродуктивності вентиляційної системи вирівнюванням нагнітального потоку радіального вентилятора у разі різного розміщення вирівнювальної пластинки в несиметричному дифузорі / Б.І. Гулай // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Теплоенергетика. Інженерія докiлля. Автоматизація". – Львів : Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2011. №712. – С. 62 – 67. 8. Караджі В.Г. Некоторые особенности эффективного использования вентиляционно-отопительного оборудования / В.Г. Караджі, Ю.Г. Московко // Руководство. – М., 2004. – 139 с. 9. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.