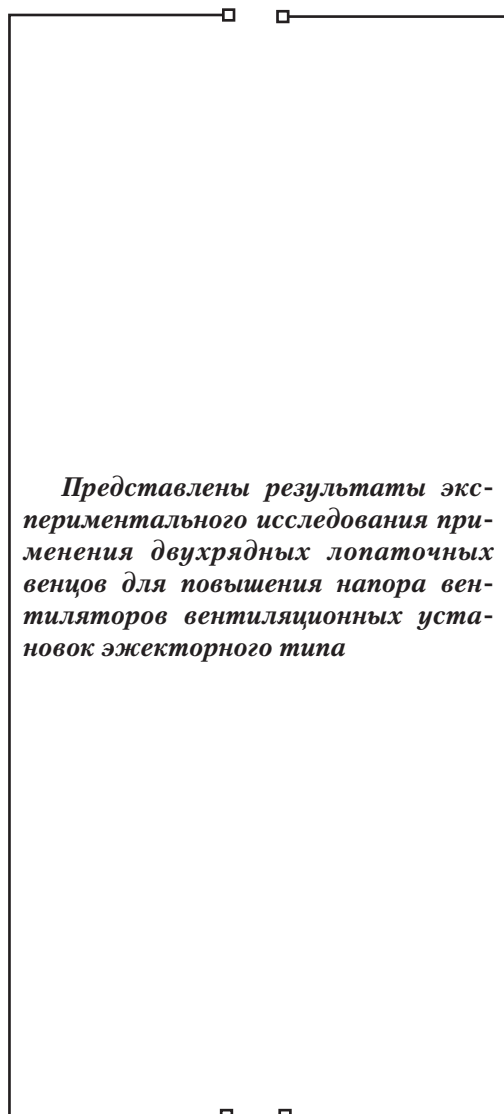


нием жесткости основания по закону, совпадающему с изменением нагрузки. Для $q = \text{const}$ действует только первый механизм, поскольку $k = \text{const}$ уже является оптимальным. Для других видов нагрузки задействованы оба механизма, что приводит к значительно большему выигрышу. Интересно, что при таком основании, при любом виде нагрузки и любых граничных условиях прогиб балки будет иметь одинаковый вид, представленный на рис. 1. Влияние нагрузки, граничных условий и соотношения жесткостей балки и основания выражается в законе изменения жесткости основания и в размерах граничных участков балки свободных от основания.



Представлены результаты экспериментального исследования применения двухрядных лопаточных венцов для повышения напора вентиляторов вентиляционных установок эжекторного типа

Литература

1. Andrianov I.V., Awrejcewicz I., Diskovsky A.A. Optimal design of ring-stiffened shells. *Fakta Universitatis. Series: Mechanics*, 2007, vol. 6, (1), 75-80.
2. Andrianov I.V., Awrejcewicz I., Diskovsky A.A. Homogenization of quasiperiodic structures. *Trans. ASME I. Vib. Acoustics*, 2006, vol. 128 (4), 532-534.
3. Bunicuk N.V. *Introduction to Optimization of Structures*. Springer-Verlag, New York, 1990.

УДК 621.515.2-226.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВОХРЯДНИХ ЛОПАТОК В ВЕНТИЛЯТОРІ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Ю. М. Терещенко

Доктор технічних наук, професор*
Контактний ел.: 8-044-406-75-93

В. В. Панін

Доктор технічних наук, професор*
Контактний тел.: 8-044-406-70-96

С. Ю. Гуз

Науковий співробітник*
Контактний тел.: 8-044-406-70-58*Кафедра авіаційних двигунів
Національний авіаційний університет

пр-т Космонавта Комарова, 1 корп.1, к.1.112. м. Київ, 03058

Вступ

Вентиляційні установки являють собою сукупність спеціального устаткування (вентиляторів, повітроводів, пилевідділячів, тощо) об'єднаного в системи для

здійснення повітрообміну, створення доцільно організованих і спрямованих повітряних потоків у будинках, каналах, камерах або захисних кожухах енергетичних установок і апаратів. Вентиляційні установки призначені для використання з метою:

- оздоровлення умов праці і створення необхідних передумов для підвищення продуктивності роботи працівників;

- попередження можливості виникнення вибухонебезпечних сумішей повітря з іншими газами у результаті можливого їх витоку у виробничих приміщеннях;

- забезпечення ефективної роботи теплообмінних апаратів, у яких атмосферне повітря використовується як теплоносії;

- видалення пилу з підлоги та інших мілкодисперсних частинок з повітря у виробничих приміщеннях.

Вентиляційні системи з великими секундними витратами повітря найчастіше використовуються в промисловій практиці. У випадках, коли вентиляційні установки працюють тривалий час, іноді цілодобово, питання підвищення ефективності та економічності їх роботи стає особливо актуальним.

Осьові вентилятори, які застосовують у вентиляційних установках, на відміну від відцентрових мають більші секундні витрати повітря, але, у випадках великого опору мережі, виникає необхідність стиснення в декількох ступенях. При цьому підвищується вартість їх виробництва, складність експлуатації, тощо.

Постановка задачі дослідження

Вентиляційна система звичайного типу складається з вентилятора, усмоктувального та нагнітаючого повітроводів.

Усмоктувальний повітровід часто має розгалуження, що через систему перехідників поєднуються в одну мережу, вздовж якої повітря надходить у вентилятор. При такій схемі витрата повітря, що вентилюється, обмежується можливостями вентилятора (його витратною характеристикою).

У вентиляційній системі ежекторного типу в нагнітаючому повітроводі передбачено встановлення ежекторного пристрою, в якому повітря, що надходить з вентилятора, змішується з повітрям, що надходить з виробничих приміщень через усмоктувальний повітропровід. Суміш двох потоків викидається в навколишнє середовище через дифузор.

Такі системи спроможні забезпечити переміщення більш великих об'ємів вентилязованого повітря ніж звичайні вентиляційні системи, але вони вимагають використання відцентрових вентиляторів або більш високонапірних осьових вентиляторів. Це обумовлено тим, що опір мережі нагнітання істотно збільшується у зв'язку з додатковими втратами на змішування потоків повітря в камері змішування газового ежектора.

Коефіцієнт збереження повного тиску в ежекторі визначався як

$$\sigma = \frac{P_3^*}{P_1^*}, \quad (1)$$

де P_3^* - повний тиск повітря на виході з камери змішування; P_1^* - повний тиск повітря, що ежекується, на вході в камеру змішування.

Коефіцієнт ежекції визначався за формулою:

$$n = \frac{G_2}{G_1}, \quad (2)$$

де G_2 - витрата повітря, яке ежекується (наприклад, із промислових приміщень); G_1 - витрата повітря, що ежекує (надходить від вентилятора).

Перепад статичних тисків двох потоків на вході в камеру змішування визначався згідно формули

$$\pi = \frac{P_2}{P_1}, \quad (3)$$

де P_2 - статичний тиск повітря, що ежекується, на вході в камеру змішування; P_1 - статичний тиск повітря, що ежекує, на вході в камеру змішування.

Видно, що спроби збільшити величину коефіцієнта ежекції призводять до інтенсивного зменшення коефіцієнта збереження повного тиску.

З іншого боку, збільшення перепаду статичних тисків супроводжується збільшенням коефіцієнта збереження повного тиску, тобто втрати на змішування зменшуються. До того ж, зміна параметрів на вході в газовий ежектор істотно впливає на його характеристики [1].

Таким чином, вентилятори у вентиляційній системі з газовим ежектором повинні мати більш високі напірні характеристики для забезпечення можливості подолання опору не тільки мережі, але й опору викликаного наявністю ежекторного пристрою. Тому вентилятор є визначальним елементом вентиляційної системи ежекторного типу, від характеристик якого, в значній мірі, залежать показники всієї системи. Отже, продуктивність і тиск вентиляційної установки будуть залежати не тільки від властивостей вентилятора і мережі, але і від характеристики газового ежектора. Підвищення напірності та економічності осьових вентиляторів можливо завдяки практичному застосуванню останніх досягнень в області аерогазодинаміки.

Мета дослідження

Метою дослідження є експериментальна перевірка можливого підвищення напірності вентилятора вентиляційної системи шляхом використання дворядних лопаткових вінців.

Порівняльний аналіз результатів експериментального дослідження вентиляторів з однорядними та дворядними лопатковими вінцями

При проектуванні осьових вентиляторів однією з основних задач є усунення радіальних перетікань газу, особливо в осьових зазорах, тому що енергія, що витрачається при цьому, не використовується для підвищення тиску. Ця енергія еквівалентна втратам, що зменшують коефіцієнт корисної дії і величину напірності вентилятора.

Усунення радіальних перетікань в осьових зазорах є достатньо непростим завданням через складність процесів, що протікають в міжлопаткових каналах. Ці процеси пов'язані з рухом нестационарного в'язкого газу.

Забезпечити радіальну урівноваженість потоку газу в осьових зазорах ступеня можна шляхом використання закону постійної циркуляції при визначенні кінематичних параметрів вздовж висоти робочої лопатки і направляючого апарата.

Відомо [2,3], що ступінь з постійною циркуляцією характеризується незмінністю за радіусом перед і за робочим колесом осьової швидкості потоку вздовж висоти лопаток, що сприятливо позначається на коефіцієнті корисної дії ступеня осьового вентилятора.

Ступінь з постійною циркуляцією виконують за законом:

$$r \cdot c_u = \text{const},$$

де c_u - колова складова абсолютної швидкості потоку, r - поточний радіус.

Якщо ступінь осьового вентилятора дозвуковий і не існує обмеження за числом Маха по відносній швидкості Mw_1 для робочого колеса на периферії, а для направляючого апарата - по абсолютній швидкості Mc_1 у втулки, то однією з основних проблем є забезпечення близького до розрахункового значення напору у втулкових перетинах робочих лопаток ступеня з постійною циркуляцією.

Необхідність збільшення напору у втулкових перетинах лопаток ступенів з постійною циркуляцією через зменшення колової швидкості u , приводить до значного збільшення закрутки потоку, що виникає в наслідок зростання кута повороту потоку $\Delta\beta$. В осьових вентиляторних ступенях це приводить до збільшення коефіцієнта дифузорності D міжлопаткових каналів і спричинює, у свою чергу, збільшення втрат внаслідок відриву потоку.

Як показали результати досліджень, при постійних числах Рейнольдса Re і Маха M номінальний кут відхилення потоку практично залежить тільки від двох параметрів: густини решітки b/t і кута виходу потоку β_2 . Це пояснюється тим, що при заданих b/t і β_2 та максимально припустимій дифузорності однозначно визначається кут входу потоку β_1 , а отже, і β_2 . [2]

Безвідривної течії газу при збільшенні кутів повороту потоку можна досягти шляхом збільшення густини решітки b/t , а при великих кутах повороту потоку - застосуванням спеціальних методів запобігання відриву потоку.

Збільшення густини решіток приводить до збільшення втрат [2], а також до збільшення загальної маси і вартості ?.

Велике закручення потоку у втулки значно зменшує ступінь реактивності ступеня ρ вентилятора і веде до нерівномірного навантаження ступеня вздовж висоти лопатки через введення обмеження за ступенем реактивності.

Обмеження за ступенем реактивності $\rho < 0$ викликає збільшення кута відносної швидкості $\beta_2 > 90^\circ$. Для збереження постійного напору у зв'язку з введенням обмеження за $\beta_2 < 90^\circ$ необхідно, відповідно, зменшувати β_1 . Зменшення β_1 при незмінному куті повороту потоку, згідно формули (4), призводить до збільшення коефіцієнта дифузорності D через зменшення відносної швидкості на виході з лопаткового вінця W_2 .

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + 0,5 \frac{b}{t} \frac{\Delta W_u}{W_1}, \tag{4}$$

де W_1 - відносна швидкість на вході в лопатковий вінць; ΔW_u - закрутка потоку за величиною відносної швидкості.

Таким чином, обмеження кута відносної швидкості на вході в решітку не вирішує проблеми забезпечення безвідривного обтікання корневих перерізів. Задача ускладнюється також особливостями вторинних течій потоку газу в міжлопаткових каналах біля втулкових перерізів, що несприятливо позначається на стійкості прикордонного шару.

Розв'язання задачі забезпечення безвідривної течії в корневих перерізах можливе при спільному розгляді питань збільшення густини решітки b/t застосування методів керування обтіканням лопаткових вінців.

Проблема зниження вторинних втрат, обумовлених особливостями течії вздовж втулки, має особливе значення для ступенів з постійною циркуляцією.

Просторова течія в'язкого газу в міжлопаткових каналах осьового вентилятора супроводжується втратами від дії тертя в прикордонному шарі поблизу обмежувальних поверхонь внаслідок дії вихорів в потоці.

У роботах [3,4] доведено, що застосування дворядних вентиляторних решіток з осьовим і кроковим зсувом дозволяє забезпечити менші профільні втрати і великі критичні кути атаки в порівнянні з однорядними лопатками.

З метою розробки рекомендацій для забезпечення необхідного відхилення потоку в корневих перетинах лопаткових вінців і мінімізації втрат були проведені експериментальні дослідження дозвукового вентиляторного ступеня з однорядними і дворядними лопатковими вінцями.

Основна мета експериментальних досліджень полягала у визначенні коефіцієнтів втрат ξ і кута виходу потоку β_2 .

Крім того, проводилися виміри поля швидкостей і поля тисків в осьовому зазорі і на виході з спрямляючого апарату.

Відносний радіус визначався як відношення поточного радіуса r до середнього r_{cp} за формулою:

$$\frac{r}{r_{cp}} = \frac{r}{r_{cp}}. \tag{5}$$

Коефіцієнт місцевих втрат повного тиску визначався з виразу:

$$\xi = \frac{2(p_1^* - p_{2ij}^*)}{\rho v_1^2}, \tag{6}$$

де p_1^* - повний тиск потоку перед лопаткою; p_{2ij}^* - повний тиск за лопаткою на i -му радіусі в j -й точці за кроком; v_1 - швидкість потоку на вході; ρ - густина повітря.

Розподіл коефіцієнта адиабатичного напору вздовж радіуса за робочим колесом з дворядними і однорядними лопатками при розрахунковому коефіцієнті витрати ступеня $\bar{c}_{1a} = 0,48$ показаний на рис 1.

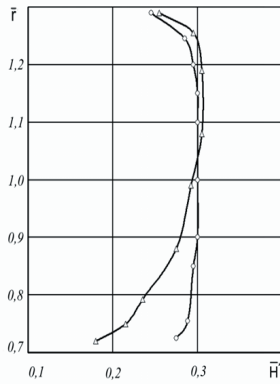


Рисунок 1. Розподіл коефіцієнта адіабатичного напору вздовж радіуса за робочим колесом з дворядними і однорядними лопатками при розрахунковому коефіцієнті витрати ступеня $\bar{c}_{1a} = 0,48$. 1- однорядні; 2- дворядні лопаткові вінці.

З представлених рисунків видно, що ступінь осьового вентилятора з дворядними лопатковими вінцями має більш рівномірний розподіл адіабатичного напору вздовж висоти вінця при більш високих (до 40%) значеннях у втулкових перерізах.

Експериментальні характеристики ступенів з однорядними і дворядними лопатковими вінцями у відносних параметрах зображені на рис.2.

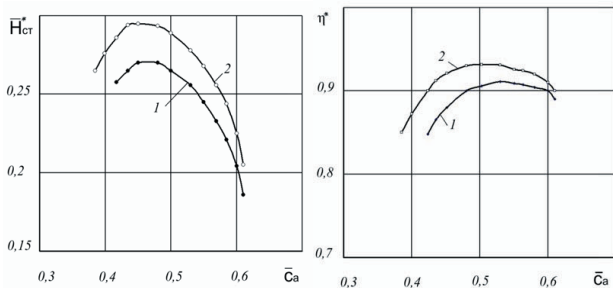


Рисунок 2. Експериментальні характеристики ступенів з однорядними і дворядними лопатковими вінцями: 1- однорядні; 2- дворядні лопаткові вінці

Висновки

Параметри оптимального осьового і крокового зсуву дворядних лопаток змінюються згідно наведених співвідношень при умові незмінної хорди вздовж висоти лопаткового вінця за законом:

$$f_{xj} = \frac{r_n - r_i}{r_n - r_k} (f_{xk} - f_{xh}) + f_{xn} ,$$

$$f_{yj} = \frac{r_n - r_i}{r_n - r_k} (f_{yk} - f_{yh}) + f_{yn} , \tag{7}$$

де f_{xi} - осьовий зсув профілів на i -му радіусі; f_{yi} - кроковий зсув профілів на i -му радіусі; r_k - радіус кореневого перетину; r_n - радіус кінцевого перетину; r_i - i -й радіус.

У кореневих перетинах однорядних лопаткових вінців спостерігається набрякання прикордонного шару, що приводить до передчасного його відриву на спинці лопатки і з обмежуючої поверхні у втулки.

У кореневих перетинах дворядної лопатки забезпечується достатня інтенсивність струменя, що впливає з щільного каналу, для здування прикордонного шару, який перетікає з торцевої поверхні кореня лопатки на спинку другого ряду лопатки, запобігаючи тим самим його набрякання і відрив.

Основна частка зниження втрат повного тиску і підвищення аеродинамічного навантаження приходить на кореневі перетини дворядних лопаткових вінців, що сприятливо позначається на роботі ступеня з постійною циркуляцією.

Застосування дворядних лопаткових вінців з оптимальними параметрами вздовж радіуса дозволяє підвищити ККД ступеня на 3...4% і збільшити аеродинамічне навантаження на 9...11%.

Досліджений закон профілювання лопаткових вінців з використанням пасивних способів керування прикордонним шаром може бути рекомендований для профілювання ступеня осьового вентилятора з малим втулковими відношенням для вентиляційних установок ежекторного типу.

Література

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1991. – 600 С.
2. Юрин А.В. Выбор основных параметров и расчет осевого многоступенчатого компрессора. – Куйбышев.: КАИ. – 1970. – 103 С.
3. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 С.
4. Терещенко Ю.М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 С.