

УДК 621.515.2-226.2

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ УСТАНОВОК ЕЖЕКТОРНОГО ТИПУ

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

*The results of experimental researches of using double-row blade ring for head increasing in ejector ventilating unit are given in the article.*

### Вступ

Вентиляційні установки являють собою сукупність спеціального устаткування (вентиляторів, повітроводів, пиловідділювачів, 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 [1].

Роль вентиляційних установок можна охарактеризувати коротким переліком результатів, які досягаються при ефективному їх використанні [1,2]:

- 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 витoku у виробничих приміщеннях;
- забезпечення ефективної роботи теплообмінних апаратів, у яких атмосферне повітря використовується як теплоносіє;
- видалення пилу з підлоги та інших дрібнодисперсних 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 особливого 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

На рис.1 показана вентиляційна система звичайного типу, яка складається з вентилятора 2, усмоктувального 1 та нагнітаючого 3 повітроводів.

П.І. Греков, канд. техн. наук,  
К.І. Капітанчук, канд. техн. наук,  
Л.Г. Волянська, канд. техн. наук,  
В.Є. Алпатов  
Національний авіаційний університет, м. Київ

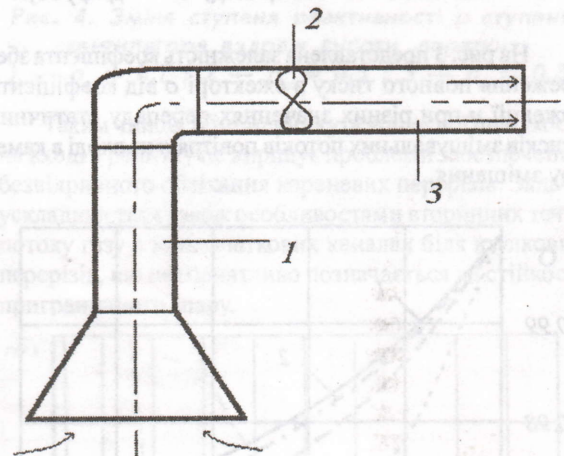


Рис. 1. Принципова схема звичайної вентиляційної системи: 1 — усмоктувальний повітровід; 2 — вентилятор; 3 — нагнітаючий повітровід.

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

У вентиляційній системі ежекторного типу (рис. 2) в нагнітаючому повітроводі 4 передбачено встановлення ежекторного пристрою 3, в якому повітря, що надходить з вентилятора 2, змішується з повітрям, що надходить з виробничих приміщень через усмоктувальний повітровід 1. Суміш двох потоків викидається в навколишнє середовище через дифузор 5.

Такі системи спроможні забезпечити переміщення більших об'ємів вентилязованого повітря ніж звичайні вентиляційні системи, але вони вимагають використання відцентрових вентиляторів або 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.

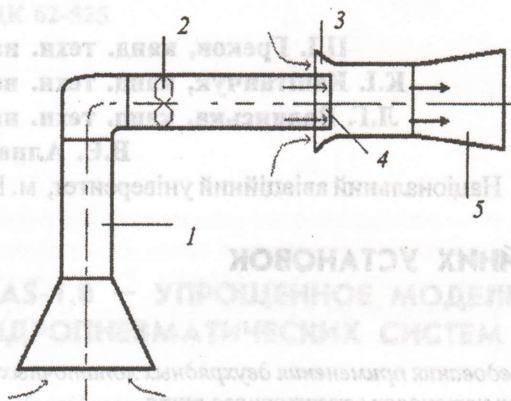


Рис. 2. Принципова схема вентиляційної системи ежекторного типу: 1 — усмоктувальний повітровід; 2 — вентилятор; 3 — ежектор; 4 — нагнітаючий повітровід; 5 — дифузор.

На рис. 3 представлена залежність коефіцієнта збереження повного тиску в ежекторі  $\sigma$  від коефіцієнта ежекції  $n$  при різних значеннях перепаду статичних тисків змішувальних потоків повітря  $\pi$  на вході в камеру змішування.

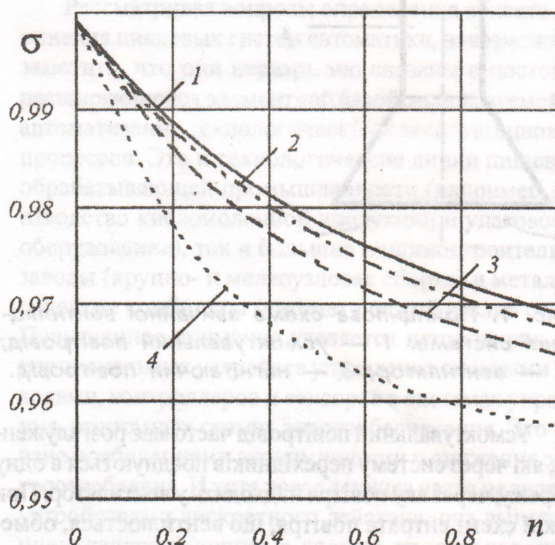


Рис. 3. Залежність коефіцієнта збереження повного тиску в ежекторі від коефіцієнта ежекції: 1 —  $\pi=1,03$ ; 2 —  $\pi=1,02$ ; 3 —  $\pi=1,01$ ; 4 —  $\pi=1,005$ .

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 ежектуються, на вході в камеру змішування.

Коефіцієнт ежекції визначався згідно формули:

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

де  $G_2$  — витрата повітря на виході ежектора;  $G_1$  — витрата повітря, що на виході 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 на вході в камеру змішування;  $p_1$  — статичний тиск повітря на виході з камери змішування.

Очевидно, що спроби збільшити величину коефіцієнта ежекції приводять 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 [3].

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 непростю задачею 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 напрямного апарата.

го сопротивлення  $C_g$  приемного элемента датчика в функции числа  $Re$  и нелинейностью статической характеристики мостовой измерительной цепи датчика.

Для упрощения анализа результатов измерений предложено два способа линеаризации статической характеристики тензодатчика:

1) в диапазоне измерений от 0,5 до 5,0 м скорости потока водной среды — выбор номинала конечного сопротивления нагрузки измерительного моста;

2) в диапазоне измерений от 0,05 до 0,5 м скорости потока водной среды — применение специализированного линеаризующего звена.

В соответствии с выражением (5), при проведении измерений скорости потока в различных по физическим свойствам средах следует вводить коррекцию чувствительности датчика по плотности  $\rho$  среды исследуемого потока, что достигается изменением коэффициента передачи измерительного канала в отношении  $\rho/\rho_0$  ( $\rho_0 = 0,9999 \text{ т/м}^3$ ) или введением соответствующих корректировок в результаты измерений.

#### Динамические характеристики датчика

Консольная балочка чувствительного элемента датчика (рис. 4) представляет собой колебательную систему с одной степенью свободы, которая в общем виде описывается классическим дифференциальным уравнением второго порядка с постоянными коэффициентами.

Частота собственных колебаний упругой системы датчика по конструктивным соображениям принята выше частоты исследуемого процесса. Поэтому в динамическом режиме работы датчик реагирует на вторую производную входной величины, т.е. является акселерометром. Для коррекции динамической характеристики прибора в цепь измерительного канала вводится звено двойного интегрирования входного сигнала датчика.

Основным динамическим параметром акселерометра является частота собственных колебаний упругой системы. Располагая значениями частот собственных колебаний упругой системы датчика в воздухе ( $\omega_0$ ) и в рабочей среде ( $\omega_D$ ), можно определить инерционность первичного преобразователя датчика:

$$\tau_D = \frac{2\pi}{\omega_D} \quad (6)$$

и безразмерный коэффициент демпфирования в рабочей среде:

$$\xi = \sqrt{1 - \frac{\omega_D^2}{\omega_0^2}}. \quad (7)$$

Амплитудные и фазовые искажения выходного сигнала датчика определяются частным решением дифференциального уравнения в приведенной форме записи:

$$\frac{X}{X_0} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left[2 \cdot \xi \frac{\omega}{\omega_0}\right]^2}}; \quad (8)$$

$$\varphi = \arctg \frac{2 \cdot \xi \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}, \quad (9)$$

где  $\varphi$  — отставание фазы установившейся реакции относительно возбуждающей силы;  $X$  — амплитуда установившейся реакции системы;  $X_0$  — приведенная амплитуда возбуждающей силы;  $\omega$  — частота исследуемого процесса;  $\omega_0$  — частота собственных колебаний упругой системы датчика.

#### Выводы

Экспериментальное определение динамических характеристик первичного преобразователя сводится к определению частот собственных колебаний упругой системы датчика в воздухе и рабочей среде. Компенсация амплитудных и фазовых искажений электронных сигналов от первичного тензометрического преобразователя позволяет снизить суммарную погрешность измерения до 3–4 %.

Моделирование гидродинамических процессов, происходящих на орбите при полете КЛА, в лабораторных условиях с помощью специального стенда позволило корректно отразить особенности распределения скоростей жидкого топлива. Определение с помощью описанной тензометрической системы измерения инерционных круговых моментов и коэффициентов гидродинамического давления на внутрибаковые перегородки стабилизаторов позволило создать универсальную базу данных для введения в бортовую ЭВМ. Это в свою очередь, обеспечит более рациональное управление КЛА со стороны системы ориентации и стабилизации.

#### Литература

1. Луковский И.А. Введение в нелинейную динамику твердого тела с полостями, содержащими жидкость. — К.: Наукова думка, 1990. — 400 с.
2. Микишев Г.Н. Экспериментальные методы в динамике космического аппарата. — М.: Машиностроение, 1978. — 247 с.
3. Беляев Н.М. Расчет пневмогидравлических систем ракет. — М.: Машиностроение, 1983. — 219 с.
4. Беляев Ю.Н., Яворская И.М. Течения вязкой жидкости во вращающихся сферических слоях и их устойчивость // Итоги науки и техники. Механика жидкости и газа. — М.: ВИНТИ — 1983. — 80 с.
5. Ковалев В.А. Влияние момента трения вязкой жидкости на стенки содержащей ее сфероидальной емкости // Вісник Східноукр. Держ. Ун-ту. — 1999. — № 4 (20). — С. 222—228.
6. А.с. 266977. Стенд для исследования гидродинамических процессов в баках космического объекта // Ковалев В.А. и др. (СССР) — № 3129789; заявл. 16.12.1985 г.

Відомо [4, 5], 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 дозвуківий і не існує обмеження за числом Маху по відносній швидкості  $M_{w1}$  для робочого колеса на периферії, а для прямого апарата — по абсолютній швидкості  $M_{c1}$  у втулці, то однієї 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 внаслідок зростання кута повороту потоку  $\Delta\beta$ . В осьових вентиляторних ступенях це приводить до збільшення коефіцієнта дифузорності  $D$  міжлопаткових каналів і спричиняє, у свою чергу, збільшення втрат внаслідок відриву потоку.

Як показали результати досліджень, при постійних числах Рейнольдса  $Re$  і Маху  $M$  номінальний кут відхилення потоку практично залежить тільки від двох параметрів: густини решітки  $b/t$  і кута виходу потоку  $\beta_2$ . Це пояснюється тим, що при заданих  $b/t$  і  $\beta_2$  та максимально припустимій дифузорності однозначно визначається кут входу потоку  $\beta_1$ , а отже, і  $\beta_2$ . [4]

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 [4], а також до збільшення загальної маси і вартості.

Велике закручення потоку у втулці значно зменшує ступінь реактивності ступеня  $\rho$  вентилятора (рис. 4.) і, отже, веде до нерівномірного навантаження ступеня вздовж висоти лопатки через введення обмеження за ступенем реактивності.

Обмеження за ступенем реактивності  $\rho < 0$  викликано збільшенням кута відносної швидкості  $\beta_2 > 90^\circ$  (рис. 5). Для збереження постійного напору у зв'язку з введенням обмеження за  $\beta_2 < 90^\circ$  необхідно, відповідно, зменшувати  $\beta_1$ . Зменшення  $\beta_1$  при незмінному куті повороту потоку, згідно формули (4), приводить до збільшення коефіцієнта дифузорності  $D$  через зменшення відносної швидкості на виході з лопаткового вінця  $W_2$ ,

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

де  $W_1$  — відносна швидкість на вході в лопатковий вінець;  $\Delta W_u$  — закрутка потоку за величиною відносної швидкості.

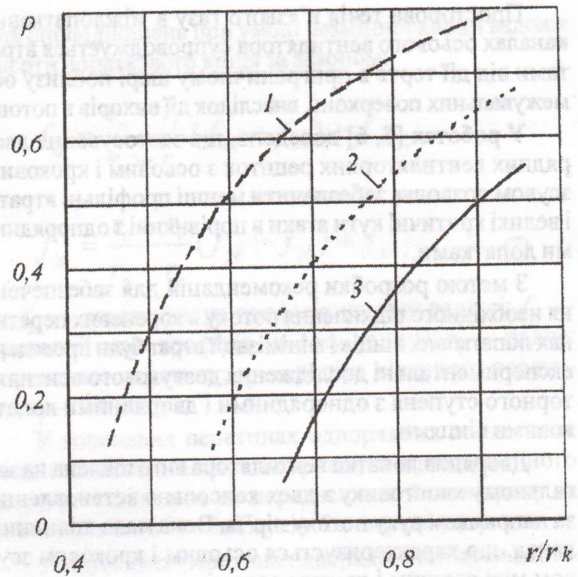


Рис. 4. Зміна ступеня реактивності  $\rho$  ступеня вентилятора вздовж висоти лопатки:

1 —  $\rho_{cp} = 0,7$ ; 2 —  $\rho_{cp} = 0,5$ ; 3 —  $\rho_{cp} = 0,3$ .

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

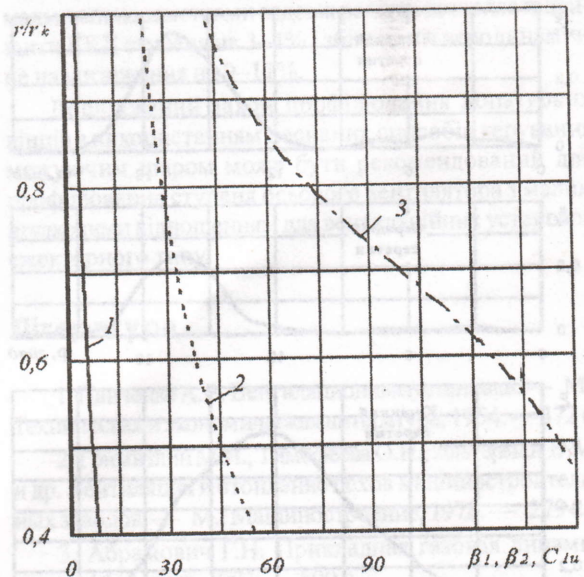


Рис. 5. Зміна кутів входу, виходу та закрутки за величиною абсолютної швидкості потоку на вході вздовж висоти лопатки:

1 —  $c_u$ , м/с; 2 —  $\beta_1$ , град; 3 —  $\beta_2$ , град.

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

Проблема зниження вторинних втрат, обумовлених особливостями течії вдовж 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 приграничному шарі поблизу обмежувальних поверхонь, внаслідок дії вихорів в потоці.

У роботах [5, 6] 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.

Дворядна лопатка вентилятора виготовлена на загальному хвостовику з двох консольно встановлених за напрямком руху потоку пів'їв. Вона мала щільний канал, що характеризується осьовим і кроковим зсувом між першим і другим рядом.

Основна мета експериментальних досліджень полягала у визначенні коефіцієнтів втрат  $\xi$  і кута виходу потоку  $\beta_2$ . Крім того, проводилися виміри поля швидкостей і поля тисків в осьовому заторі і на виході з спрямляючого апарату.

На рис. 6 показано розподіл величини коефіцієнта місцевих втрат повного тиску  $\xi$  в залежності від кутової координати  $\varphi$  для трьох відносних радіусів на розрахунковому режимі обтікання однорядного лопаткового вінця.

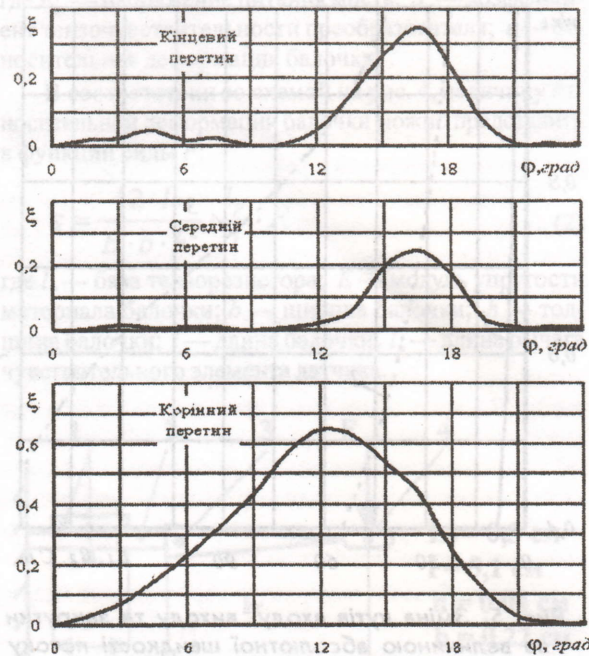


Рис. 6. Розподіл коефіцієнта місцевих втрат повного тиску  $\xi$  в залежності від кутової координати  $\varphi$  для трьох відносних радіусів на розрахунковому режимі обтікання однорядного лопаткового вінця.

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

$$\bar{r} = \frac{r}{r_{cp}} \quad (5)$$

Коефіцієнт місцевих втрат повного тиску визначався з виразу:

$$\xi = \frac{P_1^* - P_{2i,j}^*}{\rho v_1^2} \quad (6)$$

де  $P_1^*$  — повний тиск потоку перед лопаткою;  $P_{2i,j}^*$  — повний тиск за лопаткою на  $i$ -му радіусі в  $j$ -й точці за кроком;  $v_1$  — швидкість потоку на вході;  $\rho$  — густина повітря.

На рис. 7 показано розподіл  $\xi$  за трьома відносними радіусами в залежності від кутової координати  $\varphi$  для дворядного лопаткового вінця. Розподіл коефіцієнта адіабатичного напору вздовж радіуса за робочим колом з дворядними і однорядними лопатками при розрахунковому коефіцієнті витрати ступеня  $\bar{c}_{1a} = 0,48$  показаний на рис. 8.

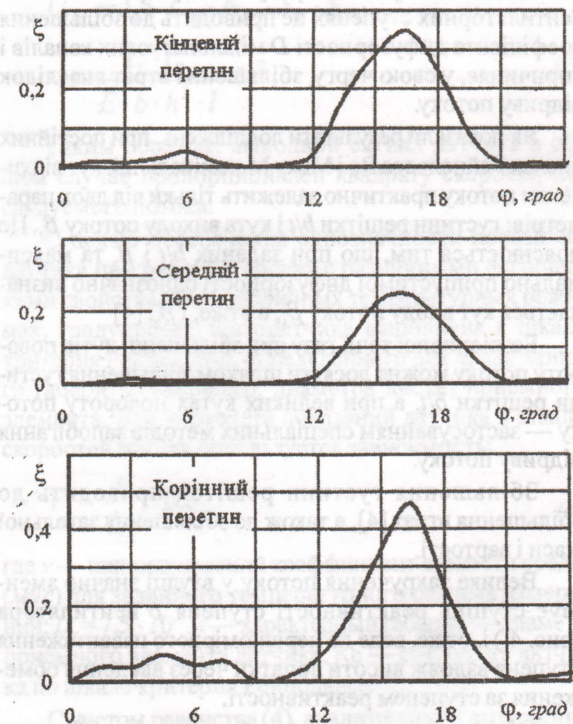


Рис. 7. Розподіл коефіцієнту місцевих втрат повного тиску  $\xi$  в залежності від кутової координати  $\varphi$  для трьох відносних радіусів на розрахунковому режимі обтікання дворядного лопаткового вінця.

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.

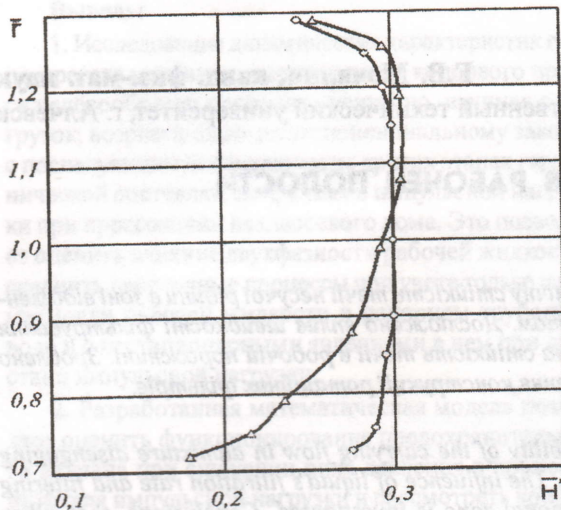


Рис. 8. Розподіл коефіцієнту адиабатичного напору вздовж радіуса за робочим колесом з дворядними і однорядними лопатками при розрахунковому коефіцієнті витрати ступеня  $\bar{c}_{1a} = 0,48$ : 1 — однорядні; 2 — дворядні лопаткові вінці.

Експериментальні характеристики ступенів з однорядними і дворядними лопатковими вінцями у відносних параметрах зображені на рис. 9.

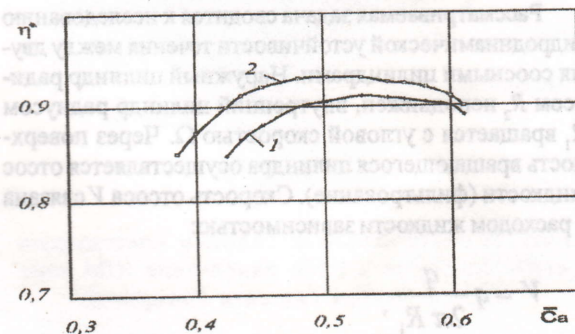
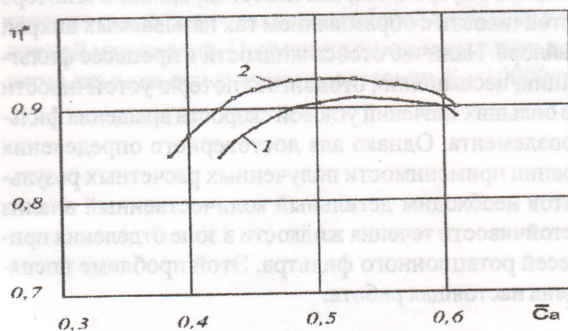


Рис. 9. Експериментальні характеристики ступенів з однорядними і дворядними лопатковими вінцями:

1 — однорядні; 2 — дворядні лопаткові вінці

**Висновки**

Параметри оптимального осьового і крокового зсуву дворядних лопаток змінюються згідно наведе-

них співвідношень при умові незмінної хорди вздовж висоти лопаткового вінця за законом:

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

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

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

У корневих перетинах дворядної лопатки забезпечується достатня інтенсивність струменя, що випливає з щілинного 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 межуючим шаром може бути рекомендований для профілювання ступеня осьового вентилятора з малим втулковим відношенням для вентиляційних установок ежекторного типу.

**Література**

1. Панченко А.В. Вентиляционные установки! — М.: Техническая и экономическая литература, 1954. — 372 с.
2. Гримитлин М.И., Тимофеева О.Н., Эльтерман В.М. и др. Вентиляция и отопление цехов машиностроительных заводов. — М.: Машиностроение, 1978. — 279 с.
3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. — М.: Наука, 1991. — 600 с.
4. Юрин А.В. Выбор основных параметров и расчет осевого многоступенчатого компрессора. — Куйбышев: КАИ, 1970. — 103 с.
5. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
6. Терещенко Ю.М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.

ПРИКЛАДНА ГІДРОМЕХАНІКА, ГІДРОМАШИНИ І ГІДРОНЕВМАТИКА