

УДК 33.6.3:629.7(075.8)

Ф.І. Кірчу, канд. техн. наук, асист.
П.І. Кірчу, студ.
Ю.Ю. Терещенко, студ.

ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАНСЗВУКОВОГО СТУПЕНЯ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА З ДВОРЯДНИМИ ЛОПАТКОВИМИ ВІНЦЯМИ РОБОЧОГО КОЛЕСА ТА НАПРЯМНОГО АПАРАТА

Розглянуто результати числових досліджень характеристик трансзвукового ступеня осьового компресора з однорядними та дворядними лопатковими вінцями робочого колеса та напрямного апарата. Наведено методику числових досліджень ступеня компресора з використанням сучасних методів числової газодинаміки. Проведено порівняння характеристик ступеня з однорядними та дворядними лопатковими вінцями.

There are the results of numeral investigation of performance of transonic axial compressor stage with the one and tandem blade rows of rotor and guide vane in article. The method of numeral investigation of compressor stage with the use of modern methods of computer fluid dynamic is presented. Comparison of performances of transonic axial compressor stage with the one and tandem blade rows of rotor and guide vane are presented.

Вступ

Характерною тенденцією розвитку авіаційного двигунобудування є підвищення параметрів робочого процесу (температури газу перед турбіною, ступеня підвищення тиску у компресорі) та зменшення ваги і габаритних розмірів силових установок. Для забезпечення таких вимог потрібне розроблення малогабаритних високонапірних та високопродуктивних компресорів.

Зменшення розмірів та ваги компресора може бути досягнуто зменшенням кількості ступенів і лопаток, а також діаметрів коліс. Застосування будь-якого з цих методів веде до підвищення роботи в кожному окремо взятому ступені. Підвищення роботи ступеня компресора можливе за рахунок збільшення частоти обертання робочих коліс або закрутки потоку в ступені компресора, для чого треба збільшувати кривизну профілів лопаток та підвищувати кути атаки.

Перший з наведених шляхів веде до надзвукового обтікання лопаток компресора та появи стрибків ущільнень і, як наслідок, відриву потоку та значного зниження ККД, другий – до стрімкого набухання примежового шару та відриву потоку з випуклого боку (спинки) лопаток, що спричиняє різке зниження ККД.

Отже, одним із найважливіших завдань сучасного компресоробудування є підвищення ефективності та аеродинамічної навантаженості ступенів осьового компресора із застосуванням засобів керування примежовим шаром.

Аналіз раніше проведених досліджень К. Фіккертом, П.К. Чженом, А.І. Бунімовичем, А.А. Святогоровим, Ю.М.Терещенко, К. Бамертом [1–7] та іншими показав, що одним із підходів до вирішення такого завдання є застосування дворядних лопаткових вінців у ступенях осьового компресора.

Широкого застосування дворядні лопаткові вінці набули у спрямляючих апаратах компресорів авіаційних двигунів Д-36, АІ-25, Д-30КУ, Д-30 КП, Д-30, АІ-32Ф та ін. У цих випадках звертання до дворядних лопаткових вінців обумовлене необхідністю забезпечення великих кутів повороту потоку.

Постановка завдань

З точки зору підвищення аеродинамічного навантаження ступеня осьового компресора більш доцільним є використання робочих коліс з дворядними лопатковими вінцями. Відомі всього декілька робіт, присвячених таким дослідженням. Найменш дослідженим питанням є сумісне застосування дворядних лопаткових вінців робочого колеса та напрямного апарата (НА) у ступені осьового компресора.

Для проведення досліджень було обрано високонавантажений трансзвуковий ступінь осьового компресора ОК-75. Цей ступінь складається з трьох вінців і вхідного НА (ВНА), робочого колеса (РК), НА. У роботі [8] наведено його експериментальні характеристики та основні геометричні параметри. Для отримання ступеня осьового компресора з дворядними лопатковими вінцями у ступені ОК-75 слід перепрофілювати однорядні лопаткові вінці РК та НА.

Оскільки в цій роботі характеристики ступенів компресора досліджуються числовими методами, то для коректного порівняння характеристик ступеня з однорядними та дворядними лопатковими вінцями потрібне проведення числових досліджень характеристик ступеня ОК-75 із застосуванням в'язкої стисливої моделі течії газу.

Отже, все наведене вище, обумовило проведення досліджень в такій послідовності.

На першому етапі потрібно побудувати розрахункову модель ступеня осьового компресора ОК-75, провести числовий розрахунок його характеристик і порівняти з результатами експериментальних досліджень, проведених В.С. Свечніковим і А.Б. Кириловим [8]. Це дозволить зробити висновок про відхилення розрахункових та експериментальних даних.

На наступному етапі слід перепрофілювати однорядні лопаткові вінці РК та НА в еквівалентні дворядні за існуючими рекомендаціями [4; 9–11]. Провести числовий розрахунок характеристик ступеня з дворядними лопатковими вінцями РК та НА і порівняти з характеристиками ступеня з однорядними лопатковими вінцями.

Методика досліджень

Як об’єкт досліджень в цій роботі було використано ступінь осьового компресора ОК-75, лопатки якого отримані перерахунком симетричного гвинтового профілю ВС-10. Середні лінії профілів всіх лопаток – дуги кіл. Цей ступінь спроектований на постійний напір уздовж лопатки РК та містить ВНА, РК та НА (рис. 1).

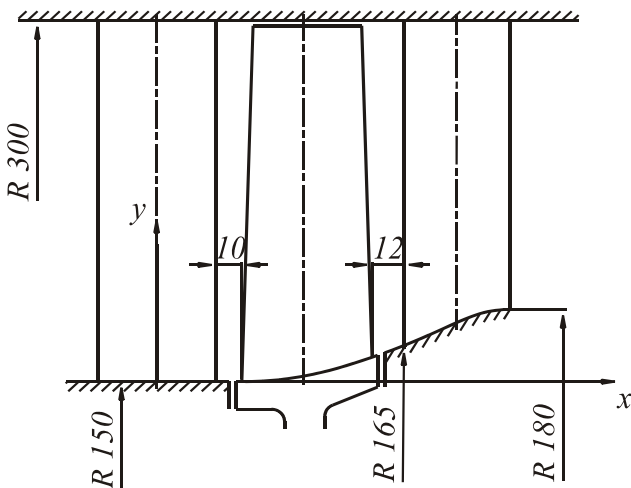


Рис. 1. Схема ступеня осьового компресора ОК-75

Для розрахунку характеристик ступеня використовувались сучасні методи числової газодинаміки [12; 13].

Під час перепрофілювання лопаток РК та НА еквівалентність однорядних та дворядних лопаток досягалась через збереження основних геометричних параметрів лопаткових вінців, а саме: рівність сумарної хорди дворядних лопаток хорді

однорядних лопаток $b_{пов} = b$; рівність конструктивних кутів входу та виходу профілів однорядної та дворядних лопаток; рівність t/b . Для профілювання щілинного каналу незмінними (постійними) геометричними параметрами по висоті лопатки (у всіх перетинах,) було прийнято: каналне відношення $F = f_a / f_b = 1,4$, відносна товщина лопаток $\bar{c}_1 = \bar{c}_2 = \bar{c}$, перекриття у фронті лопаток $\bar{l}_s = l_s / b_{пов} = 0,12$ (рис. 2).

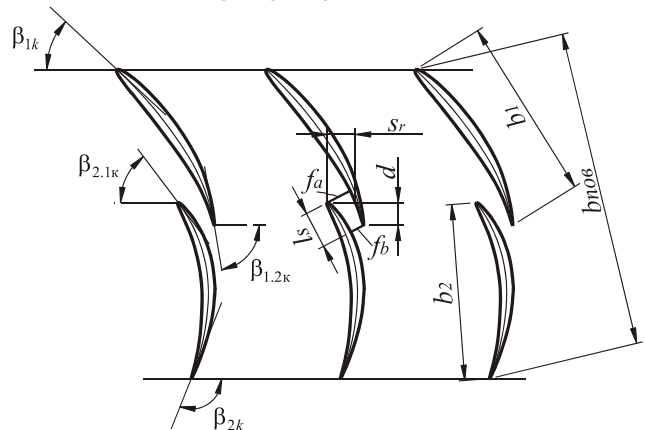


Рис. 2. Геометричні параметри дворядної компресорної решітки

Згідно з рекомендаціями [11] такі параметри забезпечують максимальну ефективність компресорної решітки.

Мінімальна висота щілини f_b змінювалася по висоті лопатки згідно з законом, наведеним в роботах [9; 10] (рис. 3).

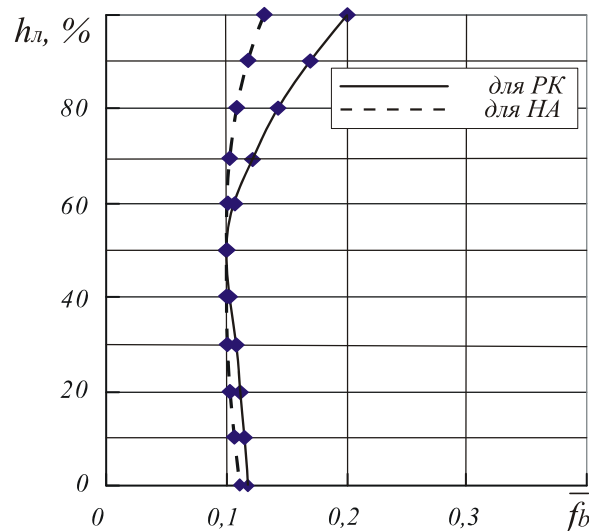


Рис. 3. Розподіл геометричного параметра $\bar{f}_b = f_b / b$ міжлопаткового каналу по висоті дворядних лопаток

Під час досліджень ступенів осевого компресора визначали: ступінь підвищення тиску в ступені компресора, адиабатичний ККД:

$$\pi_{ст}^* = \frac{P_{3ссе}^*}{P_{0ссе}^*};$$

$$\eta_{см}^* = \frac{T_{0сер}^* (\pi_{см}^{*\frac{k}{k-1}} - 1)}{T_{3сер}^* - T_{0сер}^*},$$

де $P_{0ссе}^*$ – середнє значення повного тиску на вході в ступінь;

$P_{3ссе}^*$ – середнє значення повного тиску на виході зі ступеня:

$$P_{0ссе}^* = \frac{2\pi}{F_0} \int_{0,5}^1 \bar{r} p_0^*(\bar{r}) d\bar{r},$$

$$P_{3ссе}^* = \frac{2\pi}{F_3} \int_{0,6}^1 \bar{r} p_3^*(\bar{r}) d\bar{r},$$

F_0, F_3 – площа кільця проточної частини на вході та виході зі ступеня компресора;
 $p_0^*(\bar{r}), p_3^*(\bar{r})$ – середній повний тиск по кроку перед ВНА та за НА ступеня на заданому радіусі.

$$p_0^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} p_0^*(\bar{r}, t) dt;$$

$$p_3^*(\bar{r}) = \frac{1}{t(\bar{r})} \int_0^{t(\bar{r})} p_3^*(\bar{r}, t) dt;$$

$$\eta_{см}^* = \frac{T_{0сер}^* (\pi_{см}^{*\frac{k}{k-1}} - 1)}{T_{3сер}^* - T_{0сер}^*};$$

$P_{0сер}^*(\bar{r})$ – середнє значення повного тиску на вході в ступінь;

$T_{0сер}^*, T_{3сер}^*$ – середнє значення повної температури на вході та на виході зі ступеня:

$$T_{0сер}^* = \frac{2\pi}{F_0} \int_{0,5}^1 \bar{r} T_0^*(\bar{r}) d\bar{r};$$

$$T_{3сер}^* = \frac{2\pi}{F_3} \int_{0,6}^1 \bar{r} T_3^*(\bar{r}) d\bar{r};$$

$T_0^*(\bar{r}), T_3^*(\bar{r})$ – середня повна температура по кроку перед ВНА та за НА ступеня на заданому радіусі.

Також визначали по висоті лопаток повний та статичний тиск, повну і статичну температуру за ВНА та за РК.

Як розрахункову область було обрано періодичну частину ступеня осевого компресора, яка містила одну лопатку ВНА, РК та НА (рис. 4).

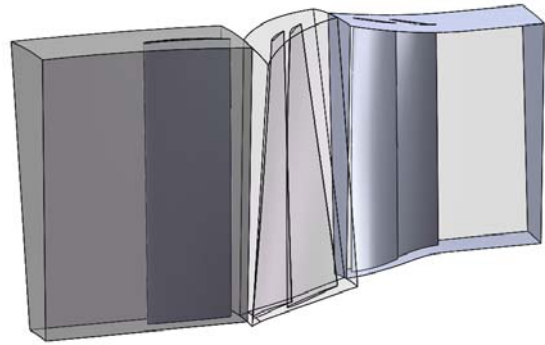


Рис. 4. Загальний вигляд розрахункової області ступеня осевого компресора

Оскільки визначення характеристик ступеня проводилось у плоских перерізах ступеня компресора, то розрахунок безпосередньо проводився в плоскій розрахунковій області (рис. 5).

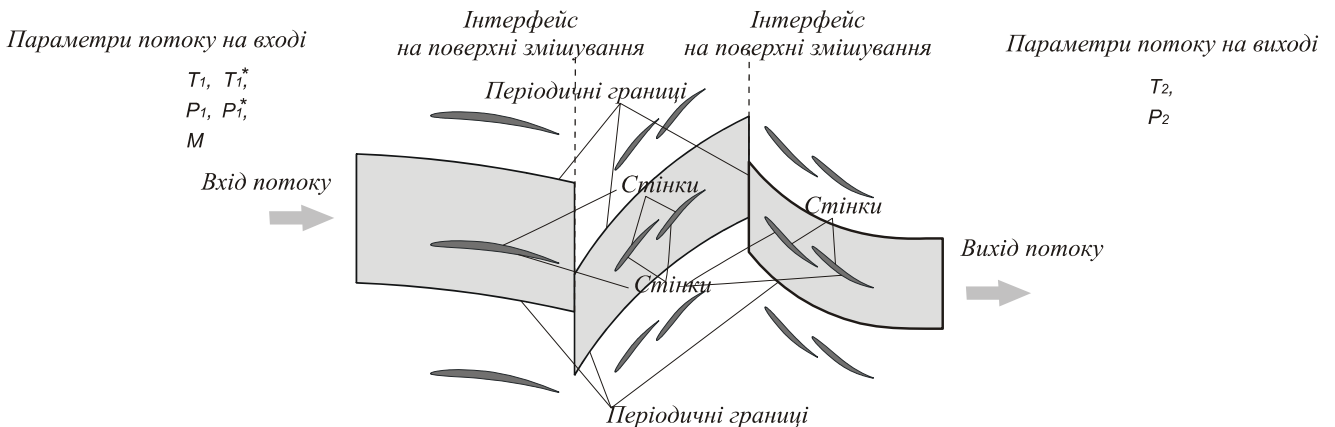


Рис. 5. Схема розрахункової області плоского перетину ступеня осевого компресора

Оскільки основні геометричні параметри ступеня з однорядними та дворядними лопатковими вінцями однакові, то і розрахункові області також були однаковими.

Характеристики ступеня розраховувались в 11 плоских перерізах по висоті лопаток.

Розрахункова сітка створювалась за допомогою програми Gambit, за своєю структурою блочна і складалась із структурованої сітки з чотирикутними елементами в межах примежового шару на поверхні лопаток і неструктурованої сітки з трикутними елементами в усій іншій розрахунковій області.

Загальна кількість елементів для перерізів ступеня з однорядними лопатковими вінцями, залежно від розміщення перетину по висоті лопатки, в середньому становила від 120000 до 140000 елементів, а для ступеня з дворядними лопатковими вінцями РК та НА – від 160000 до 185000 елементів.

Розбивка поверхні лопаток на елементи сітки проводилась з відносним інтервалом (spacing), рівним 0,5.

В області передньої і задньої кромки лопаток проводилося згущення розрахункової сітки за бі-експонентним законом з коефіцієнтом згущення, рівним 0,7 [14].

На межах розрахункової області розбивка проводилась з відносним інтервалом, рівним 1.

На поверхні лопаток в області примежового шару проводилося згущення сітки з відносною висотою першого ряду сітки 0,01, фактором росту 1,2, кількістю рядів 15.

Граничні умови визначались на всіх поверхнях розрахункової області і включали умови на твердих стінках, умови на вході і на виході, періодичні умови та умови на межах змішування. Граничні умови на твердих стінках (поверхня лопаток) були визначені як умови прилипання до гладкої адіабатичної стінки.

Граничними умовами на вході в ступінь були повна температура $T^* = 300$ К, статичний тиск $p = 101325$ Па та приведена швидкість потоку λ . За цими параметрами розраховувались,

- число Маха;
- повна температура;
- повний тиск.

Для розрахунків застосовувалась модель турбулентної в'язкості $k - \omega$ Ментера зі стандартним набором констант [15]: $\alpha_\infty^* = 1$;

$$\alpha_\infty = 0,52 ;$$

$$\alpha_0 = 1/9 ;$$

$$\alpha_1 = 0,31 ;$$

$$\beta_\infty^* = 0,09 ;$$

$$\beta_{i1} = 0,075 ;$$

$$\beta_{i2} = 0,0828 ;$$

$$\sigma_{k1} = 1,176 ;$$

$$\sigma_{k2} = 1,0 ;$$

$$\sigma_{\omega 1} = 2,0 ;$$

$$R_\beta = 8 ;$$

$$R_k = 6 ;$$

$$\zeta^* = 1,5 ;$$

$$M_{i0} = 0,25 .$$

Граничні умови на виході із ступеня задавались з екстраполяцією всіх параметрів потоку за параметрами на вході ("вільний вихід").

На періодичних границях розрахункової області визначались умови періодичного інтерфейсу між боковими сторонами розрахункової області.

В області сполучення зони, яка обертається, і зони, яка не обертається, ставилась умова "mixing plane – площина змішування".

У цій зоні відбувається окружне осереднення параметрів потоку в напрямку обертання рухомої області [16].

Розрахунки проводились на чотирьох режимах роботи ступеня компресора, які задавались приведеною окружною швидкістю A , а саме 1,08; 0,910; 0,807; 0,638. Для кожного розрахункового перерізу величина окружної швидкості перераховувалась залежно від радіуса, на якому розташовувався переріз.

$$A = u_R / a_*$$

де u_R – окружна швидкість на кінці лопаток робочого колеса;

a_* – критична швидкість звуку;

$$a_* = 18,3 \sqrt{T_0^*} ,$$

T_0^* – повна температура на вході в ступінь компресора.

Під час розрахунків плоских перерізів ступеня осьового компресора застосовували матричний алгоритм "coupled" з неявною схемою вирішення рівнянь газової динаміки, реалізований у програмному комплексі Fluent [17]. В'язкість газу моделювали за законом Свізерленда [18].

Результати досліджень

Числові дослідження характеристик ступеня осьового компресора ОК-75 з однорядними лопатковими вінцями показали, що ступінь має максимальне розрахункове значення ступеня підвищення тиску $\pi_{ст}^* \approx 1,495$ за коефіцієнта корисної дії, який дорівнює $\eta_{ст}^* \approx 0,895$ за режиму $\Lambda = 1,08$, $\lambda_a = 0,56$, та максимальний ККД $\eta_{ст}^* \approx 0,94$ за $\pi_{ст}^* \approx 1,365$ за режиму $\Lambda = 0,910$, $\lambda_a = 0,44$ (рис. 6).

Порівняння експериментальних характеристик ступеня з розрахунковими, отриманими під час виконання досліджень, показало деяку відмінність між ними.

Під час визначення $\pi_{ст}^*$ загальна середня похибка становила 1,5 %, а у разі визначення $\eta_{ст}^*$ – 4,5 %.

Таку відмінність результатів числових та експериментальних досліджень можна пояснити тим, що характеристики ступеня розраховували без урахування тривимірних ефектів газової течії.

Порівнюючи характеристики ступенів компресора та компресорних решіток використовували:

– відносну змінну $\pi_{ст}^*$

$$\delta\pi_{ст}^* = \left(\frac{\pi_{м.ст}^*}{\pi_{п.ст}^*} - 1 \right) 100 \% ;$$

– відносну змінну ККД

$$\delta\eta_{ст}^* = \left(\frac{\eta_{м.ст}^*}{\eta_{п.ст}^*} - 1 \right) 100 \% ;$$

– відносну змінну запасу газодинамічної стійкості

$$\delta\Delta K_{у.ст} = (\Delta K_{у.м.ст} / \Delta K_{у.п.ст} - 1) 100 \% ,$$

де індекси "м.ст" і "п.ст" позначають модифікований та початковий ступінь компресора.

Застосування дворядних лопаткових вінців РК і НА в ступені осьового компресора ОК-75 дозволило значно підвищити ступінь підвищення тиску та ККД на нерозрахункових режимах (рис. 7).

Так, на межі зриву спостерігається підвищення $\pi_{ст}^*$ приблизно на $\delta\pi_{ст}^* = 4-7$ % поблизу межі відриву та на $\delta\pi_{ст}^* = 7-10$ % поблизу межі запирання (рис. 7, а), одночасно зростає ККД ступеня відповідно на $\delta\eta_{ст}^* = 20-40$ % та на $\delta\eta_{ст}^* = 60-85$ % (залежно від режиму роботи) (рис. 7, б).

На режимах, близьких до розрахункового (максимальне значення ККД), спостерігається незначне зростання $\pi_{ст}^*$ приблизно на $\delta\pi_{ст}^* = 1$ % та зниження ККД на $\delta\eta_{ст}^* = 2,2-4,3$ % залежно від режиму роботи (Λ).

З рис. 7 видно, що на відміну від ступеня з однорядними лопатковими вінцями, ступінь з дворядними лопатковими вінцями має більш пологі напірні криві, що свідчить про його більш стійку (сталу) роботу в усьому діапазоні робочих режимів та виражається у збільшенні запасу газодинамічної стійкості ступеня компресора в середньому на $\delta\Delta K_{у.ст} = 40-50$ % відносно до ступеня з однорядними лопатковими вінцями.

Висновки

Зіставлення розрахункових та експериментальних характеристик ступеня осьового компресора ОК-75 показало, що під час визначення $\pi_{ст}^*$ загальна середня похибка, незалежно від режиму роботи, становила близько 1,5 %, а під час визначення $\eta_{ст}^*$ – 4,5 %. Результати числового розрахунку досить добре співвідносяться з експериментальними даними, а програмний комплекс Fluent придатний для розрахунку течії в компресорах, яка супроводжується складними відривними явищами та досить адекватно відображає характер течії в проточній частині осьового компресора.

Результати досліджень ступеня осьового компресора з дворядними лопатковими вінцями РК і НА, побудованих згідно з рекомендаціями попередніх дослідників, показали, що ступінь працює більш стійко на нерозрахункових режимах і має набагато кращі параметри робочого процесу ($\pi_{ст}^*$, $\eta_{ст}^*$), однак на режимах, близьких до розрахункового, спостерігається незначне зростання $\pi_{ст}^*$ приблизно на $\delta\pi_{ст}^* = 1$ % та зниження ККД на $\delta\eta_{ст}^* = 2,2-4,3$ % порівняно зі ступенем компресора з однорядними лопатковими вінцями.

Однією з причин зниження ККД ступеня є підвищення рівня втрат у дворядних лопатках, обумовлене несприятливими умовами обтікання другого ряду лопаток (обтікання при від'ємних кутах атаки, підвищенні числа Маха).

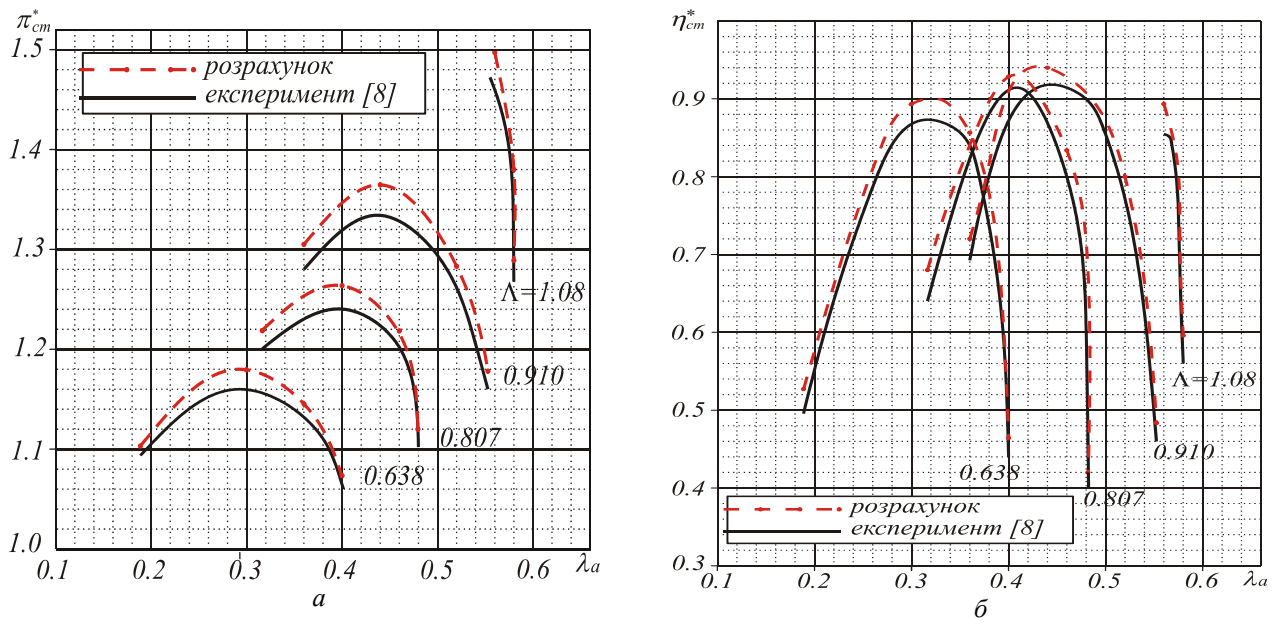


Рис. 6. Характеристики ступеня осевого компрессора:

а – залежність $\pi_{ст}^*$ від приведеної швидкості λ_a ;

б – залежність ККД від λ_a

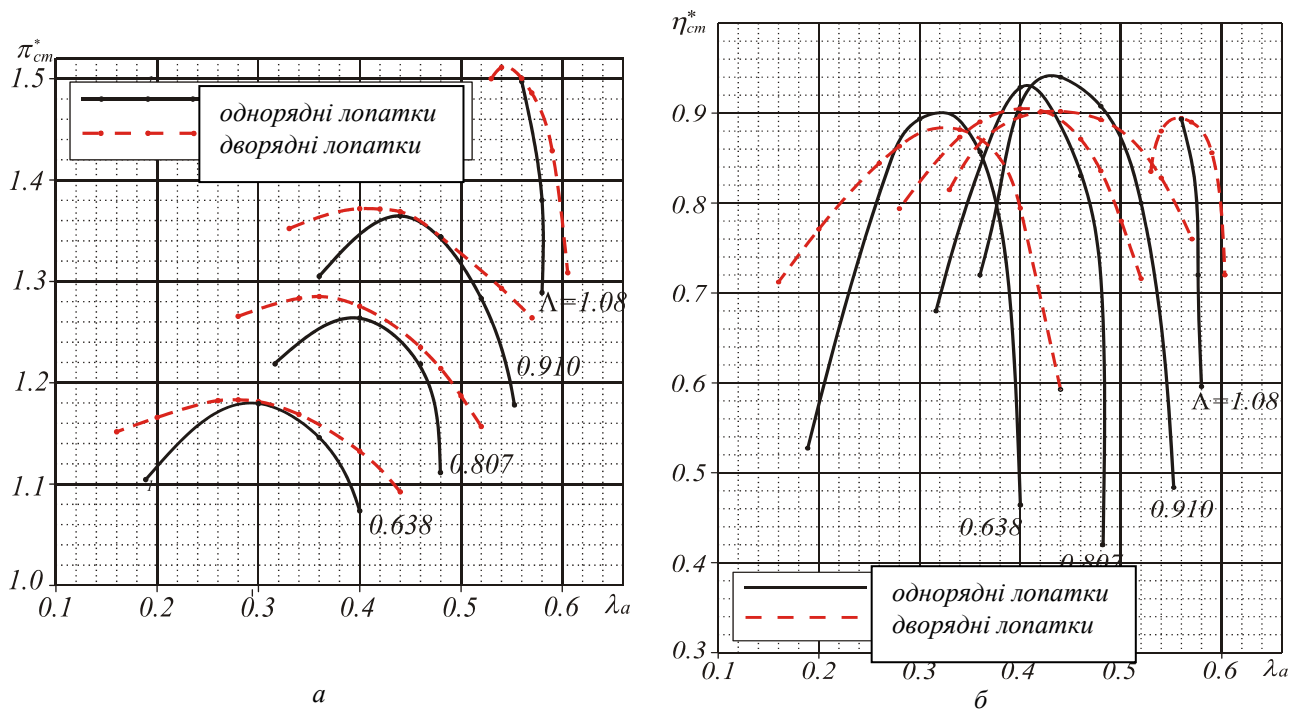


Рис. 7. Характеристики ступеня осевого компрессора з дворядними та однорядними лопатковими вінцями РК та НА:

а – залежність $\pi_{ст}^*$ від приведеної швидкості λ_a ;

б – залежність ККД від λ_a

У разі модернізації ступеня осевого компресора (сталі всі конструктивні кути лопаткових вінців) виконання лопаток РК дворядними не є доцільним, оскільки потік спочатку відривається з лопаток НА, а лопатки РК продовжують працювати у безвідривному режимі як поблизу лівої границі нестійкої роботи (границя відриву), так і правої границі (границя запирання).

Дослідження ступеня осевого компресора з дворядними лопатковими вінцями РК та НА показали, що існує необхідність у вдосконаленні дворядних лопаткових вінців, оскільки порівняно зі ступенем компресора з однорядними лопатковими вінцями на режимах близьких до розрахункового у дворядних лопаткових вінцях відмічається дещо вищий рівень втрат (зниження ККД). Результати числового розрахунку характеристик ступеня компресора з дворядними лопатковими вінцями досить добре співвідносяться з результатами досліджень інших авторів.

Література

1. Фиккерт К. Исследование диффузорных решёток с большим отклонением потока // Вопросы ракетной техники. – 1953. – № 1. – С. 57 – 67.
2. Чжен П.К. Управление отрывом потока: пер. с англ. – М.: Наука, 1979. – 552 с.
3. Бунимович А.И., Святогоров А.А. Некоторые результаты экспериментального исследования плоских компрессорных решёток // Обтекание двухрядных компрессорных решёток при дозвуковых скоростях. – Тр. ЦИАМ. – 1955. – № 307. – С. 16 – 30.
4. Терещенко Ю.М. Аэродинамическое совершенствование лопаточных аппаратов компрессоров. – М.: Машиностроение, 1988. – 168 с.
5. Терещенко Ю.М., Митрахович М.М. Аэродинамика компрессоров с управлением отрывом потока. – К.: Ін-т математики НАН України, 1996. – 250 с.
6. Bammert K., Staude R. Optimization for Rotor Blades of Tandem Design for Axial Flow Compressors // ASME paper, 1979. – № 79-GT-125. – 8 p.
7. Bammert K., Beelte H. Investigations of an Axial Flow Compressor with Tandem Cascades // Journal of Engineering Power. – 1980. – № 102. – P. 971–977.
8. Свечников В.С., Кирилов А.Б. Сборник аэродинамических характеристик ступеней осевого компрессора // Техн. отчёт ЦАГИ. – 1958. – № 717. – 36 с.
9. Sakai Y., Matsuoka A., Suga S. Design and test of transonic compressor rotor with tandem cascade // International Gas Turbine Congress. – Tokyo, 2003. – № S-108. – P. 6.
10. Hasegawa H., Matsuoka A., Suga S. Development of highly loaded fan with tandem cascade // AIAA Paper, 2003. – № 2003. – 1065. – P. 8.
11. Sanger N.L. Analytical study of the effects of geometric changes on the flow characteristics of tandem-bladed compressor stators // NASA Technical memorandum, 1971. – № TN D-6264. – P. 60.
12. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990. – 725 с.
13. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко и др. – Х.: НТУ “ХПИ”, 2002. – 356 с.
14. Gambit 2.0 Modeling Guide. Chapter 3: Meshing the model. – Fluent Inc., 2000. – 188 p.
15. Fluent 6.2 User's Guide. Chapter 11: Modeling Turbulence. – Fluent Inc., 2003. – 80 p.
16. Fluent 6.2 User's Guide. Chapter 10: Modeling Flows in Moving and Deforming Zones. – Fluent Inc., 2003. – 132 p.
17. Fluent 6.2 User's Guide. Chapter 26: Using the Solver. – Fluent Inc., 2003. – 110 p.
18. Fluent 6.2 User's Guide. Chapter 8: Physical Properties. – Fluent Inc., 2003. – 60 p.

Стаття надійшла до редакції 12.06.08.