

Ю. О. КВАША, Н. А. ЗІНЕВИЧ

**АЕРОДИНАМІЧНЕ ВДОСКОНАЛЕННЯ ВЕНТИЛЯТОРА АВІАЦІЙНОГО
ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА***Інститут технічної механіки**Національної академії наук України і Державного космічного агентства України,
вул. Лейко-Попеля, 15, 49005, Дніпро, Україна; e-mail: yukv@i.ua; zinevich7385@gmail.com*

Робота присвячена розвитку підходів до аеродинамічного вдосконалення осьових компресорів газотурбінних двигунів. Мета роботи – аеродинамічне вдосконалення двоступінчастого вентилятора авіаційного газотурбінного двигуна на основі чисельного моделювання просторових турбулентних газових потоків. Використаний підхід до вирішення вказаного завдання має такі особливості: варіювання просторової форми лопаток вентилятора стосовно робочих коліс першого і другого ступеня шляхом зміни кута установки профілю по висоті лопатки; формулювання критеріїв якості як середньоінтегральних значень енергетичних характеристик кожного робочого колеса даного вентилятора в робочому діапазоні зміни витрати повітря через колесо; пошук раціональних значень параметрів лопаток робочих коліс шляхом перегляду області незалежних змінних в точках, що належать рівномірно розподіленій послідовності невеликої довжини. Як основний інструмент дослідження застосовується метод чисельного моделювання просторових турбулентних газових течій на основі повних усереднених рівнянь Нав'є–Стокса і двопараметричної моделі турбулентності, розроблений в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України. У результаті проведеного дослідження показано, що при варіюванні кута установки профілю по висоті лопатки стосовно робочого колеса другого ступеня вентилятора ступінь стиску повітря у вентиляторі може бути підвищений приблизно на 2 % в усьому робочому діапазоні зміни витрати повітря через вентилятор при збереженні рівня його адиабатичного ККД. В цілому на прикладі вказаного двоступінчастого вентилятора розглянуто припущення, згідно з яким аеродинамічне вдосконалення компресорів на початковому етапі може виконуватися окремо для кожного робочого колеса. Показано, що подальший аналіз повинен робитися з урахуванням забезпечення газодинамічної стійкості компресора. Отримані результати передбачається використовувати при аеродинамічному вдосконаленні багатоступінчастих компресорів авіаційних газотурбінних двигунів і різних енергоустановок.

Ключові слова: аеродинамічне вдосконалення, вентилятор, робоче колесо, чисельне моделювання, енергетичні характеристики.

This work is concerned with the development of approaches to the aerodynamic improvement of axial-flow compressors for gas-turbine engines. The aim of this work is the aerodynamic improvement of an aircraft gas-turbine engine two-stage fan by numerical simulation of 3D turbulent gas flows. The approach used in this study features: varying the spatial shape of the fan blades for the first- and the second-stage impeller by varying the profile angle along the blade height; formulating quality criteria as the mean integral values of the power characteristics of each impeller of the fan over the operating range of the air flow rate through the impeller; and searching for advisable values of the impeller blade parameters by scanning the independent variable range at points that form a uniformly distributed sequence of small length. The basic tool is a numerical method developed at the Institute of Technical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine and the State Space Agency of Ukraine, which simulates 3D turbulent gas flows using the complete averaged Navier–Stokes equations and a two-parameter turbulence model. It is shown that varying the profile angle along the blade height for the fan second-stage impeller allows one to increase the air compression ratio in the fan by about 2 percent throughout the operating range of the fan air flow rate without affecting the adiabatic efficiency of the fan. On the whole, by the example of the fan under study, the paper considers the assumption that the aerodynamic improvement of compressors at the initial stage can be made on an impeller by impeller basis. It is shown that in further analysis providing the gas-dynamic stability of the compressor should be accounted for. The results obtained are intended to be used in the aerodynamic improvement of multistage compressors for aircraft gas-turbine engines and various power plants.

Keywords: aerodynamic improvement, fan, impeller, numerical simulation, power characteristics.

В даний час при аеродинамічному вдосконаленні осьових компресорів газотурбінних двигунів широко застосовуються методи розрахунку, засновані на чисельному розв'язанні усереднених рівнянь Нав'є–Стокса для просторового турбулентного потоку. Такі методи дозволяють з достатньою точністю визначати параметри складної тривимірної течії в проточній частині компресора з урахуванням геометричної форми його міжлопаткових каналів. В той же час використання цих методів пов'язане із значними часовими витратами, що обумовлює необхідність розробки і вживання спеціальних еконо-

мних алгоритмів пошуку раціональних вирішень. Тому результати успішного вирішення завдань поліпшення енергетичних характеристик осьових компресорів на основі розрахунків просторових турбулентних газових течій, наприклад [1 – 5], не виключають необхідності подальшого розвитку вказаних підходів до вдосконалення компресорів.

Мета роботи – аеродинамічне вдосконалення двоступінчастого вентилятора авіаційного газотурбінного двигуна на основі чисельного моделювання просторових турбулентних газових потоків. Використаний авторами підхід до вирішення даного завдання має наступні особливості:

- варіювання просторової форми лопаток вентилятора стосовно робочих коліс першого і другого ступеня шляхом зміни кута установки профілю по висоті лопатки;

- формулювання критеріїв якості як середньоінтегральних значень енергетичних характеристик кожного робочого колеса даного вентилятора в робочому діапазоні зміни витрати повітря через колесо;

- пошук раціональних значень параметрів лопаток робочих коліс шляхом перегляду області незалежних змінних в точках, що належать рівномірно розподіленій послідовності невеликої довжини.

Чисельне моделювання просторового турбулентного потоку повітря в міжлопаткових каналах досліджуваного вентилятора проводилося на основі методу [6], розробленого в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України. У вказаному методі математична модель течії включає усереднені рівняння Нав'є–Стокса, рівняння енергії і рівняння $(k - \varepsilon)$ -моделі турбулентності. Рівняння записані в криволінійних неортогональних координатах у вигляді:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div} (\rho \vec{V}) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho v^i) + \operatorname{div} (\rho \vec{V} v^i) = \operatorname{div} (\mu \operatorname{grad} v^i) + S^i, \quad i=1,2,3, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho E) + \operatorname{div} (\rho \vec{V} E) = \operatorname{div} \left(\frac{\kappa}{C_v} \operatorname{grad} E \right) + S_c^E, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho k) + \operatorname{div} (\rho \vec{V} k) = \operatorname{div} (\mu_{ef,k} \operatorname{grad} k) + G - \rho \varepsilon, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho \varepsilon) + \operatorname{div} (\rho \vec{V} \varepsilon) = \operatorname{div} (\mu_{ef,\varepsilon} \operatorname{grad} \varepsilon) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (5)$$

де

$$S^i = -g^{i\alpha} \frac{\partial}{\partial q^\alpha} \left(p + \frac{2}{3} \rho k \right) + \frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial q^\alpha} \left\{ \Delta \left[\lambda g^{i\alpha} \frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial q^l} (\Delta v^l) + \mu \left(g^{j\beta} \frac{\partial v^\alpha}{\partial q^\beta} + \right. \right. \right.$$

$$\begin{aligned}
& + v^n g^{i\beta} \Gamma_{n\beta}^\alpha + v^n g^{\alpha\gamma} \Gamma_{n\gamma}^i \Big) \Big] \Big] \Big\} - \Gamma_{\beta\alpha}^i (\rho v^\beta v^\alpha + \tilde{p}^{\beta\alpha}) + F^i ; \\
\tilde{p}^{\delta\alpha} &= -\lambda g^{\delta\alpha} \frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial q^j} (\Delta v^j) - \mu \left[g^{\delta\beta} \frac{\partial v^\alpha}{\partial q^\beta} + g^{\alpha\gamma} \frac{\partial v^\delta}{\partial q^\gamma} + v^n (g^{\delta\beta} \Gamma_{n\beta}^\alpha + g^{\alpha\gamma} \Gamma_{n\gamma}^\delta) \right]; \\
S_c^E &= -\frac{1}{\Delta} \frac{\partial}{\partial q^\alpha} \left\{ \Delta \left[v^\beta g_{n\beta} (\rho g^{n\alpha} + \tilde{p}^{n\alpha}) + \frac{\kappa}{C_v} g^{\alpha\beta} \frac{\partial (V^2/2)}{\partial q^\beta} \right] \right\} + \vec{V} \cdot \vec{F} ; \\
G &= \mu_t \left[g_{\alpha\gamma} \left(\frac{\partial v^\gamma}{\partial q^\beta} + \Gamma_{\beta p}^\gamma v^p \right) \right] \times \left[g^{\beta n} \frac{\partial v^\alpha}{\partial q^n} + g^{\alpha l} \frac{\partial v^\beta}{\partial q^l} + v^m (g^{\beta n} \Gamma_{mn}^\alpha + g^{\alpha l} \Gamma_{ml}^\beta) \right];
\end{aligned}$$

v^i – контраваріанті компоненти вектора швидкості потоку $\vec{V}$; τ – час; ρ – густина; p – тиск; μ – сумарний коефіцієнт в'язкості (турбулентної і молекулярної); $\lambda = -2\mu/3$; F^i – контраваріанті компоненти вектора масових зовнішніх сил $\vec{F}$ (відцентрової сили і сили Коріоліса); q^j – криволінійні координати; $g_{\delta\gamma}$ – метричний тензор; $\Delta = \sqrt{\det \|g_{\delta\gamma}\|}$; $\Gamma_{n\gamma}^\delta$ – символи Крістофеля; $E = C_v T + V^2/2$ (C_v – теплоємність газу при постійному об'ємі, T – температура); κ – коефіцієнт теплопровідності; k і ε – кінетична енергія турбулентності і швидкість її дисипації; $\mu_{ef,k} = \mu_t$ (μ_t – коефіцієнт турбулентної в'язкості); $\mu_{ef,\varepsilon} = \mu_t/1,3$; $C_1 = 1,44$; $C_2 = 1,92$.

Граничні умови для окремо виділеного лопаткового вінця компресора формулюються таким чином. На деякій відстані вгору по потоку від передніх кромek лопаток задаються розподіли повного тиску, температури гальмування, кутів потоку і параметрів турбулентності по висоті каналу. На бічних поверхнях розрахункової області, що не включають поверхні лопаток, застосовуються умови періодичності для всіх параметрів течії. На поверхнях лопаток і стінках каналу граничні умови ставляться на основі методу пристінних функцій. Використання методу пристінних функцій дозволяє значно зменшити число точок, необхідних для дискретизації розрахункової області, в порівнянні з випадком вживання граничних умов прилипання. На виході з розрахункової області задаються нульові значення похідних параметрів потоку у напрямку течії. Витрата газу через лопатковий вінець визначається фіксованою величиною статичного тиску в одній точці на вихідній границі розрахункової області. В разі багатоступінчастого компресора на вході в компресор задаються розподіли повного тиску, температури гальмування, кутів потоку і параметрів турбулентності по висоті каналу, а на виході з компресора – статичний тиск.

Методика чисельного розв'язання різницевого аналогів рівнянь (1) – (5) заснована на вживанні методів сумарної апроксимації і полінійного сканування з нижньою релаксацією, а також на використанні кроку за часом як релаксаційного параметру. Спільне розв'язання різницевого аналогів рівнянь (1) – (5) проводиться по двокроковому алгоритму корекції тиску і швидкості.

Розрахунки течії у лопаткових вінцях (робочих колесах і напрямних апаратах) досліджуваного вентилятора виконувалися на рівномірних розрахункових сітках типу H , що частково перекривалися у міжвінцевих зазорах.

Кожна сітка містила $20 \times 20 \times 50$ вузлів відповідно по висоті, ширині і довжині міжлопаткового каналу.

Працездатність описаного методу чисельного моделювання і застосовність вказаних сіток при аеродинамічному вдосконаленні робочих коліс компресорів показана, наприклад, в [7].

Розгляд впливу геометричної форми лопаток на енергетичні характеристики робочих коліс першого і другого ступеня вентилятора проводився окремо для кожного робочого колеса на основі приведених нижче співвідношень.

Варіювання форми лопаток виконувалося шляхом зміни кута установки профілю по висоті лопатки за формулами

$$\beta_i^* = 2\beta_{\max}^*(x_i - 0,5), \quad i = 1, 2, 3,$$

де β_1^* – зміна кута установки профілю лопатки на втулці, β_2^* – на середньому радіусі, β_3^* – на периферії; (x_1, x_2, x_3) – координати точки рівномірно розподіленої послідовності в одиничному кубі [8]; $\beta_{\max}^*$ – максимальне по модулю значення зміни кута установки профілю (прийнято, що $\beta_{\max}^* = 4^\circ$).

Таким чином, кут установки профілю лопатки варіювався у трьох частинах проточної частини колеса, відповідних радіусу втулки, середньому радіусу і радіусу периферії проточної частини. При цьому використовувалася інтерполяція квадратичними залежностями, яка забезпечує гладку монотонну інтерполяцію значень кута установки профілю на інтервалах від втулки до середнього радіусу і від середнього радіусу до периферії проточної частини колеса.

В ролі критеріїв якості прийнято середньоінтегральні значення енергетичних характеристик робочого колеса (адіабатичного ККД $\eta_{p,k}^*$ і ступеня стиску повітря $\pi_{p,k}^*$) у деякому діапазоні зміни витрати повітря через колесо. Ці величини визначалися за результатами серії розрахунків просторової турбулентної течії в колесі на різних режимах по витраті повітря за граничних умов, відповідних течії в проточній частині вентилятора з вихідною формою лопаток робочих коліс. Для усереднення використовувалися формули

$$\hat{\eta}_{\partial,\partial}^* = \frac{2}{G_{\max} - G_{\min}} \int_{G_{\min}}^{\frac{G_{\min} + G_{\max}}{2}} \eta_{\partial,\partial}^* dG, \quad \hat{\pi}_{\partial,\partial}^* = \frac{2}{G_{\max} - G_{\min}} \int_{G_{\min}}^{\frac{G_{\min} + G_{\max}}{2}} \pi_{\partial,\partial}^* dG, \quad (6)$$

де $(G_{\min}, G_{\max})$ – інтервал значень витрати повітря через робоче колесо, визначений при чисельному моделюванні потоку в колесі.

Розглянуто ряд варіантів геометричної форми лопаток робочих коліс вентилятора, відповідних 16 точкам рівномірно розподіленої послідовності в одиничному кубі. У таблиці 1 приведено процентні зміни ступеня стиску повітря $\hat{\pi}_{\partial,\partial}^*$ і адіабатичного ККД $\hat{\eta}_{\partial,\partial}^*$ для робочого колеса першого ступеня вентилятора в порівнянні із значеннями цих величин при вихідній формі лопаток (точка № 1). У таблиці 2 показано значення відповідних величин для робочого колеса другого ступеня.

Таблиця 1

Номер точки	x_1	x_2	x_3	$\Delta\hat{\eta}_{\partial.\partial.}^*, \%$	$\Delta\hat{\pi}_{\partial.\partial.}^*, \%$
1	0,500	0,500	0,500	0,00	0,00
2	0,250	0,750	0,250	-0,90	0,88
3	0,750	0,250	0,750	0,11	-0,75
4	0,125	0,625	0,875	<u>0,00</u>	<u>1,81</u>
5	0,625	0,125	0,375	0,67	-2,06
6	0,375	0,375	0,625	0,34	-0,31
7	0,875	0,875	0,125	-3,59	0,56
8	0,063	0,938	0,688	<u>-2,13</u>	<u>2,38</u>
9	0,563	0,438	0,188	-0,45	-1,00
10	0,313	0,188	0,938	<u>1,12</u>	<u>-0,56</u>
11	0,813	0,688	0,438	-2,47	0,31
12	0,188	0,313	0,313	1,01	-1,13
13	0,688	0,813	0,813	-3,70	1,19
14	0,438	0,563	0,063	-0,45	-0,44
15	0,938	0,063	0,563	0,11	-2,00
16	0,031	0,531	0,406	<u>0,67</u>	<u>0,19</u>

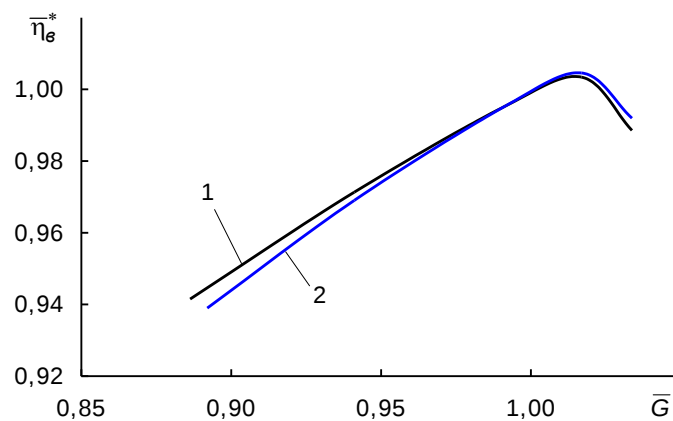
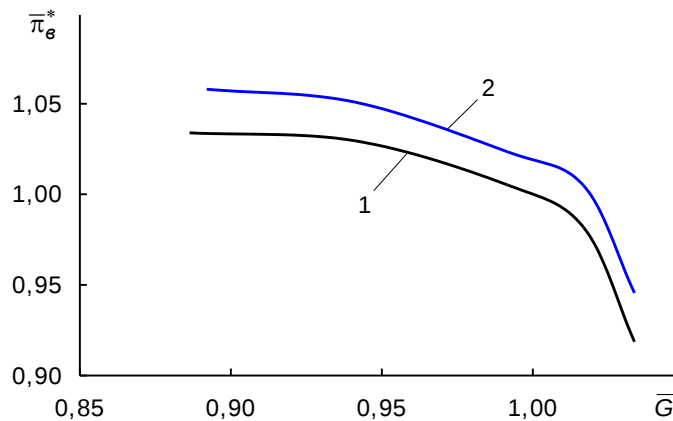
Таблиця 2

Номер точки	x_1	x_2	x_3	$\Delta\hat{\eta}_{\partial.\partial.}^*, \%$	$\Delta\hat{\pi}_{\partial.\partial.}^*, \%$
1	0,500	0,500	0,500	0,00	0,00
2	0,250	0,750	0,250	-0,66	0,94
3	0,750	0,250	0,750	0,22	-1,01
4	0,125	0,625	0,875	<u>-0,11</u>	<u>1,82</u>
5	0,625	0,125	0,375	0,66	-2,43
6	0,375	0,375	0,625	0,55	-0,40
7	0,875	0,875	0,125	-2,54	0,94
8	0,063	0,938	0,688	<u>-1,66</u>	<u>2,63</u>
9	0,563	0,438	0,188	-0,22	-1,01
10	0,313	0,188	0,938	<u>0,99</u>	<u>-0,94</u>
11	0,813	0,688	0,438	-1,66	0,47
12	0,188	0,313	0,313	0,88	-1,28
13	0,688	0,813	0,813	-2,32	1,82
14	0,438	0,563	0,063	-0,22	-0,40
15	0,938	0,063	0,563	0,11	-2,49
16	0,031	0,531	0,406	<u>0,55</u>	<u>0,27</u>

У таблиці 1 жирним шрифтом з підкресленням виділено точки, що складають множину Парето [9], таку ж множину вказано і в таблиці 2. Збіг вказаних точок в таблицях є, мабуть, результатом однакових підходів до проектування робочих коліс першого і другого ступеня вентилятора. Представлені в таблицях результати дозволили виділити в області незалежних змінних точку

номер 4, в якій реалізуються найбільш прийнятні в порівнянні з початковими поєднання значень $\hat{\pi}_{\partial.\partial.}^*$ і $\hat{\eta}_{\partial.\partial.}^*$ для обох робочих коліс. Проте результати подальшого розрахунку енергетичних характеристик вентилятора з модифікованими лопатками робочих коліс, відповідними параметрам точки 4, свідчили про значне зменшення запасу газодинамічної стійкості [10] вентилятора. Розгляд цього питання показав, що прийнятним варіантом може бути модифікація лопаток лише робочого колеса другого ступеня відповідно до параметрів точки 4 в таблиці 2.

На рисунку показано енергетичні характеристики вентилятора при вихідній (позиція 1) і модифікованій (позиція 2) просторовій формі лопаток робочого колеса другого ступеня. Величини ступеня стиску повітря $\bar{\pi}_a^*$, ККД $\bar{\eta}_a^*$ і витрати повітря $\bar{G}$ через вентилятор віднесено до їх значень в робочій точці вентилятора з вихідною формою лопаток робочих коліс. Просліджується помітне збільшення ступеня стиску повітря в модифікованому вентиляторі в порівнянні з цією величиною для вентилятора з вихідною формою лопаток робочих коліс. Обчислення за формулами (6), де інтеграли розраховувалися в межах від $G_{\min}$ до $G_{\max}$, показали, що усереднений ступінь стиску повітря в модифікованому вентиляторі збільшився на 2,1 %, а усереднений адіаба-



тичний ККД помітно не змінився.

Висновки. На основі чисельного моделювання просторових турбулентних газових течій проведено аеродинамічне вдосконалення двоступінчастого вентилятора авіаційного газотурбінного двигуна. Показано, що при варіюванні кута установки профілю по висоті лопатки стосовно робочого колеса другого ступеня вентилятора ступінь стиску повітря у вентиляторі може бути помітно підвищений у всьому робочому діапазоні зміни витрати повітря через вентилятор при збереженні рівня його адіабатичного ККД.

Отримані результати передбачається використовувати при аеродинамічному вдосконаленні багатоступінчастих компресорів газотурбінних двигунів.

1. Матвеев В. Н., Батурич О. В., Попов Г. М. Улучшение характеристик многоступенчатого компрессора за счет использования методов оптимизации. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2013. № 8. С. 103–107.
2. Батурич О. В., Попов Г. М., Горячкин Е. С., Смирнова Ю. Д. Перепрофилирование трехступенчатого осевого компрессора с помощью методов математической оптимизации. *Труды МАИ*. 2015. № 82. С. 1–33.
3. Шелковский М. Ю. Аэродинамическое совершенствование осевого десятиступенчатого компрессора стационарного ГТД. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2014. № 9. С. 27–32.
4. Schnoes M., Voß C., Nicke E. Design optimization of a multi-stage axial compressor using throughflow and a database of optimal airfoils. *J. Glob. Power Propuls. Soc.* 2018. Vol. 2. P. 516–528. <https://doi.org/10.22261/JGPPS.W5N91I>
5. Jinxin Cheng, Zhaohui Dong, Shengfeng Zhao, Hang Xiang. Research on Aerodynamic Optimization Method of Multistage Axial Compressor under Multiple Working Conditions Based on Phased Parameterization Strategy. *Mathematical Problems in Engineering*. 2021. <https://doi.org/10.1155/2021/5518507> URL: <https://www.hindawi.com/journals/mpe/2021/5518507/> (Last accessed: 26.04.2021).
6. Кваша Ю. А. Расчет пространственного турбулентного потока в межлопаточных каналах сверхзвуковых компрессорных ступеней. *Техническая механика*. 1999. № 1. С. 9–13.
7. Кваша Ю. А., Зиневич Н. А. К выбору расчетных сеток при численном моделировании пространственных турбулентных течений в рабочих колесах сверхзвуковых компрессорных ступеней. *Техническая механика*. 2013. № 3. С. 34–41.
8. Соболев И. М., Статников Р. Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука, 1981. 110 с.
9. Ногин В. Д. Множество и принцип Парето: Учебное пособие. СПб.: Издательско-полиграфическая ассоциация высших учебных заведений, 2020. 100 с.
10. Казанджан П. К., Тихонов Н. Д., Янко А. К. Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1983. 217 с.

Отримано 25.05.2021,
в остаточному варіанті 20.09.2021