

УДК 514.18:621.515

В.Д. БОРИСЕНКО

Миколаївський національний університет імені В.О. Сухомлинського

С.А. УСТЕНКО

Одеський національний технічний університет

І.В. УСТЕНКО

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

К.Т. КУЗЬМА

Миколаївський національний університет імені В.О. Сухомлинського

ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОФІЛЮ ЛОПАТКИ ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА S-ПОДІБНОЇ ФОРМИ

Пропонується метод геометричного моделювання профілю лопатки осьового компресора S-подібної форми, який передбачає розподіл добре відпрацьованого симетричного аеродинамічного профілю вздовж середньої лінії з її перегинном у вихідній ділянці модельованого профілю. Середня лінія профілю подається складеною кривою та формується з двох ділянок. Обидві ділянки складеної кривої моделюються у натуральній параметризації, де параметром виступає довжина дуги лінії, а також застосуванні певних законів розподілу кривини. Кривина першої ділянки підпорядковується квадратичній залежності від довжини дуги, друга ділянка моделюється із застосуванням поліноміальної залежності n 'ятого степеня. В точці стикування ділянок, розташованій в місці максимального підйому середньої лінії, забезпечується третій порядок гладкості, який передбачає в цій точці рівність значень функцій, її похідних, кривини та похідних від кривини по довжині дуги. Вихідними даними для моделювання середньої лінії виступають координати чотирьох точок, дві з яких знаходяться в початковій та кінцевій точках модельованої кривої, третя точка – в місці максимального підйому середньої лінії, четверта точка – в місці розташування перегину кривої. В початковій та кінцевій точках задаються кути нахилу дотичних, які визначаються в газодинамічному розрахунку осьового компресора та враховують кут установки профілю. В точці максимального підйому лінії кут нахилу дотичної дорівнює нулю. В точці перегину середньої лінії, що надає профілю S-подібність, кут нахилу дотичної не задається, оскільки він визначається в процесі моделювання кривої. Також у процесі моделювання ділянок кривої знаходяться невідомі коефіцієнти залежностей розподілу кривини та довжини дуг. Це реалізується шляхом мінімізації відхилення проміжно отриманих точок від заданих базових точок. На першій ділянці задача мінімізації є однокритеріальною, на другій – двокритеріальною, оскільки модельована лінія має пройти через задану проектантом точку перегину середньої лінії. Саме наявність перегину середньої лінії дозволяє отримувати профілі лопаток осьових компресорів S-подібної форми.

Ключові слова: осьовий компресор, профіль лопатки, середня лінія, S-подібна форма, натуральна параметризація.

В.Д. БОРИСЕНКО

Николаевский национальный университет имени В.А. Сухомлинского

С.А. УСТЕНКО

Одесский национальный технический университет

И.В. УСТЕНКО

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

Е.Т. Кузьма

Николаевский национальный университет имени В.А. Сухомлинского

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА S-ОБРАЗНОЙ ФОРМЫ

Предлагается метод геометрического моделирования профиля лопатки осевого компрессора S-образной формы, предусматривающий распределение хорошо отработанного симметричного аэродинамического профиля вдоль средней линии, имеющей перегиб в выходной области моделируемого профиля. Средняя линия профиля представляется составной кривой и формируется из двух участков. Оба участка составной кривой моделируются в натуральной параметризации, в которой параметром выступает длина дуги линии, а также применении определенных законов распределения кривизны. Кривизна первого участка подчиняется квадратичной зависимости от длины дуги, второй участок моделируется с применением полиномиальной зависимости пятой степени. В точке стыковки участков, расположенной в месте максимального подъема средней линии, обеспечивается третий порядок гладкости, предусматривающий в этой точке равенство значений функций, ее производных, кривизны и производных от кривизны по длине дуги. В качестве исходных данных для моделирования средней линии используются координаты четырех точек, две из которых находятся в начальной и конечной точках моделируемой кривой, третья точка – в месте максимального подъема средней линии, четвертая точка – в месте расположения перегиба кривой. В начальной и конечной точках задаются углы наклона касательных, которые определяются в газодинамическом расчете осевого компрессора и учитывают угол установки профиля. В точке максимального подъема линии угол наклона касательной равен нулю. В точке перегиба средней линии, что придает профилю S-образность, угол наклона касательной не задается, поскольку он определяется в процессе моделирования кривой. Также в процессе моделирования участков кривой находятся неизвестные коэффициенты зависимостей распределения кривизны и длины дуг. Это реализуется путем минимизации отклонения промежуточно полученных точек от заданных базовых точек. На первом участке задача минимизации является однокритериальной, на втором – двухкритериальной, поскольку моделируемая линия должна пройти через заданную проектантом точку перегиба средней линии. Именно наличие перегиба средней линии позволяет получать профили лопаток осевых компрессоров S-образной формы.

Ключевые слова: осевой компрессор, профиль лопатки, средняя линия, S-образная форма, натуральная параметризация.

V.D. БОРИСЕНКО
V.O. Sukhomlinsky Mykolayiv National University
S.A. USTENKO
Odessa National Technical University
I.B. USTENKO
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
K.T. KUZMA
V.O. Sukhomlinsky Mykolayiv National University

GEOMETRIC MODELING OF THE BLADE AIRFOIL OF AN AXIAL FLOW COMPRESSOR OF THE S-SHAPED FORM

A method of geometric modeling of the airfoil of an S-shaped axial flow compressor blade is proposed, which provides the distribution of a well-developed symmetric aerodynamic airfoil along the camber line, which has an inflection point in the outlet region of the modeled airfoil. The camber line of the airfoil is represented by a constructed curve and is formed from two sections. Both sections of the compound curve are modeled in natural parameterization, in which the parameter is the length of the arc of the line, as well as the application of certain laws of curvature distribution. The curvature of the first section obeys a quadratic dependence on the arc length; the second section is modeled using a polynomial dependence of the fifth degree. At the point of joining of the sections, located at the place of the maximum rise of the camber line, the third order of smoothness is provided, which provides for the equality of the values of functions, its derivatives, curvature and derivatives of curvature along the arc length at this point. The coordinates of four points are used as the initial data for modeling the camber line, two of which are located at the leading and trailing points of the modeled curve, the third point is at the place of the maximum rise of the camber line, the fourth point is at the location of the inflection of the curve. At the leading and trailing points, the angles of inclination of the tangents are set, which are determined in the gas-dynamic calculation of the axial flow compressor and take into account the stagger angle of the airfoil. At the point of maximum rise of the line, the angle of inclination of the tangent is zero. At the inflection point of the camber line, which gives the airfoil an S-shape, the angle of inclination of the tangent is not specified, since it is determined during the modeling of the curve. Also, in the process of modeling the sections of the curve, unknown coefficients of the dependences of the distribution of curvature and length of arcs are found. This is done by minimizing the deviation of the intermediate points from the given base points. In the first section, the minimization problem is one-criterion, in the second, it is two-criterion, since the modeled line must pass through the inflection point of the camber line specified by the designer. It is the presence of the bend in the camber line that makes it possible to obtain S-shaped axial flow compressor blade airfoils.

Keywords: axial flow compressor, blade airfoil, camber line, S-shape, natural parameterization.

Постановка проблеми

Одним із основних компонентів газотурбінних двигунів є компресори осьового типу, які забезпечують подачу стиснутого повітря в камеру згоряння. Продукти згоряння палива розширюються в турбіні, що надає можливість отримувати корисну роботу. Із трьох перелічених компонентів газотурбінного двигуна найбільший вплив на його ефективні показники оказує компресор. Тому в багатьох науково-дослідних і проектних організаціях проводяться інтенсивні роботи, пов'язані з підвищенням ККД осьових компресорів. Компресори – це газодинамічні пристрої, в яких рух

стиснуваного повітря має дифузорний характер зі всіма негативними явищами, до яких, в першу чергу, відноситься відрив повітря в вихідних ділянках решітчастого апарату, що знижує ефективні показники роботи компресорів. Одним із ефективних засобів розв'язання існуючої проблеми є зниження градієнтів тиску повітря в вихідних ділянках решіток лопаткових апаратів. Конструктивно це реалізується наданням профілям лопаток так званої *S*-подібної форми, що обумовлює моделювання їх середніх ліній з перегином на виході із решітки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Проектування лопаткових апаратів осьових компресорів є складним багатоетапним процесом. З метою підвищення їх ефективних показників роботи застосовуються заходи, пов'язані зі зміною геометрії лопаток: навал [1], стрілоподібність [2], парусність [3], зміна конфігурації вхідної кромки [4], використання профілів з «керованою» дифузорністю [5] тощо. Але ключовою, дуже важливою, складовою розробки проектів компресорів є побудова решіток профілів їх лопаткових апаратів.

Традиційно профілі формуються шляхом розподілу добре відпрацьованих аеродинамічних профілів вздовж деякої середньої лінії (рис. 1). Середня лінія має забезпечувати задані кути входу потоку в решітку профілів і виходу з неї, що досягається відповідними кутами нахилу дотичних в початковій і кінцевій точках цієї лінії.

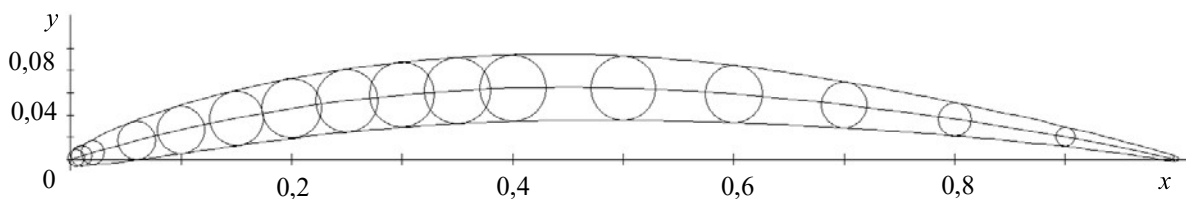


Рис. 1. Традиційний профіль лопатки осьового компресора.

З підвищенням швидкості руху течії робочої речовини проектанти компресорів почали надавати середнім лініям *S*-подібну форму, що призводить до так званої "керованої" дифузорності. Це забезпечує безградієнтність руху робочої речовини на виході з міжлопаткових каналів.

У практиці створення лопаткових апаратів компресорів застосовуються різні аналітичні методи моделювання середніх ліній профілів лопаток, які відрізняються між собою, головним чином, математичними залежностями, покладеними в їх основу. У деяких з цих методів використовуються дуги кіл, сполучення двох дуг кіл різного радіусу, ділянок експоненціальних кривих, поліноміальні криві, ділянки гіпербол, дрібно-раціональні криві тощо.

Починаючи з раннього етапу розробки проектів осьових компресорів і до сих пір середню лінію профілів лопаток часто описують дугою кола [6]. Сполучення двох дуг кіл дозволяє побудувати складену криву *S*-подібної форми, забезпечити задані кути входу і виходу потоку, а також перегин і кут нахилу дотичної в заданій проектантом точці складеної кривої [7]. Але при цьому впливати на кут установки профілю в решітці також немає ніякої можливості, крім того в точці стикування дуг кіл відбувається стрибкоподібна зміна радіусів кривини. При невисоких швидкостях течії робочої речовини подібна ситуація не була критичною.

При аналітичному поданні середньої лінії профілю лопатки осьового компресора дуже часто застосовуються параболічні криві, як правило, не вище другого степеня. Приклад застосування параболи можна зустріти в роботі [8]. Відомо, що парабола

другого степеня є унімодальною кривою, тому, зрозуміло, вона не може забезпечити побудову *S*-подібної середньої лінії.

У роботі [9] передбачається середню лінію профілю лопатки осьового компресора описувати дрібно-раціональною функцією, яка, на жаль, також не надає можливості будувати *S*-подібну лінію.

У роботі [10] середню лінію профілю лопатки пропонується подавати поліномом п'ятого степеню у наступному вигляді:

$$Y=a+bX+cX^2+dX^3+fX^4+eX^5.$$

Коефіцієнти a, b, c, d, f, e цього поліному знаходяться розв'язанням системи з восьми рівнянь. Перші п'ять рівнянь відповідають геометричному поданню середньої лінії в системі координат, в якій початкова і кінцева точки середньої лінії знаходяться на осі абсцис, розташованій горизонтально, а вісь ординат орієнтована перпендикулярно до цієї осі. Шосте і сьоме рівняння системи передбачають, що вхідна ділянка середньої лінії описується дугою кола. І тільки восьме рівняння надає можливість забезпечити вихідній ділянці модельованій середній лінії *S*-подібну форму. Відносно методу, описаному в роботі [10], можна відмітити, що середня лінія профілю лопатки компресора не повністю описується поліноміальною кривою. Вхідна ділянка подається дугою кола. В місці сполучення дуги кола з поліноміальною кривою є розрив кривини, тобто сполучення кривих виконується із забезпеченням першого порядку гладкості. Крім того, поліноміальним кривим високих степенів інколи притаманні так звані осциляційні ефекти, що у випадку середніх ліній профілів лопаток є небажаним явищем.

Мета дослідження

Метою роботи є розробка методу геометричного моделювання *S*-подібних профілів плоских перерізів лопаток осьових компресорів, середні лінії яких подаються складеною з двох ділянок кривою із забезпеченням перегину в прикінцевій частині лінії. Ділянки цієї кривої подаються у натуральній параметризації із заданими законами розподілу кривини від довжини власної дуги. Кривина першої ділянки має підпорядковуватися квадратичній залежності від довжини дуги, друга ділянка має моделюватися із застосуванням поліноміальної залежності п'ятого степеня. В точці стикування ділянок, розташованій в місці максимального підйому середньої лінії, забезпечується третій порядок гладкості.

Викладення основного матеріалу дослідження

Середня лінія профілю лопатки осьового компресора будується у відносних координатах із забезпеченням заданих кутів нахилу дотичних φ_{T_0} і φ_{T_3} в точках перетину з віссю абсцис (рис. 2). Указані кути визначаються з урахуванням кутів входу і виходу потоку з решітки профілів та кута їх установки.

На рис. 2 позначені чотири точки T_0-T_3 , які є базовими при моделюванні середньої лінії профілю лопатки компресора. Координати точок T_1 і T_2 задаються з вихідними даними. Точка T_1 відповідає максимальному підйому середньої лінії, кут нахилу в ній дотичної дорівнює нулю. Точка T_2 визначає місце розташування перегину кривої.

Базуючись на ідеях роботи [11], розробимо метод геометричного моделювання профілю плоского перерізу лопатки осьового компресора розподілом товщин симетричного аеродинамічного профілю вздовж середньої лінії *S*-подібної форми, модельованої у натуральній параметризації із застосуванням законів розподілу кривини другого та п'ятого степенів.

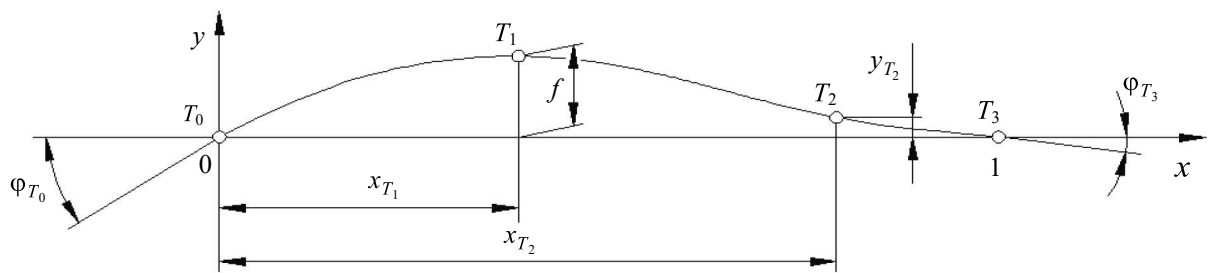


Рис. 2. Середня лінія профілю лопатки S-подібної форми та вихідні дані для її побудови.

Ділянка ділянки T_0T_1 будується за умови, що її кривина k_1 підпорядковується квадратичному закону розподілу від довжини дуги:

$$k_1 = a_1 s^2 + b_1 s + c_1, \quad (1)$$

де s – довжина модельованої дуги кривої;

a_1 , b_1 і c_1 – невідомі коефіцієнти, які знаходяться в процесі моделювання кривої.

Для визначення кривини в точці T_1 треба знайти три невідомих коефіцієнти a_1 , b_1 і c_1 закону розподілу кривини (1) та довжину S_1 дуги ділянки T_0T_1 . Для їх знаходження застосовуються три інтегральних рівняння:

$$\varphi(s) = \varphi(0) + \int_0^s k(s) ds; \quad (2)$$

$$x(s) = x(0) + \int_0^s \cos \varphi(s) ds; \quad (3)$$

$$y(s) = y(0) + \int_0^s \sin \varphi(s) ds,$$

де $\varphi(0)$, $x(0)$, $y(0)$ – кут нахилу дотичної та координати початкової точки модельованої кривої.

Четвертою умовою, необхідною для побудови ділянки кривої T_0T_1 , виступатиме забезпечення мінімального значення різниці між кривиною в кінцевій k_{T_1} та початковій k_{T_0} точках ділянки кривої.

Це дозволяє знайти вираз для коефіцієнта b_1 :

$$b_1 = -2a_1 S_1.$$

У початковій точці ділянки кривої, де $s = 0$, коефіцієнт c_1 залежності (1) дорівнює кривині кривої k_{T_0} , тобто $c_1 = k_{T_0}$.

Інтегруванням виразу (2) з урахуванням закону розподілу кривини (1) і того, що $c_1 = k_{T_0}$, матимемо:

$$\varphi_{T_1} = \varphi_{T_0} + \frac{a_1 S_1^3}{3} + \frac{b_1 S_1^2}{2} + k_{T_0} S_1.$$

Приймаючи до уваги залежність для коефіцієнта b_1 , отримуємо вираз для розрахунку коефіцієнта a_1 :

$$a_1 = \frac{3}{2S_1^2} \left(k_{T_0} - \frac{\varphi_{T_1} - \varphi_{T_0}}{S_1} \right).$$

З урахуванням цього вираз для коефіцієнта b_1 остаточно набуде вигляду:

$$b_1 = \frac{3}{S_1} \left(\frac{\varphi_{T_1} - \varphi_{T_0}}{S_1} - k_{T_0} \right).$$

Таким чином, для побудови ділянки T_0T_1 кривої необхідно знайти значення довжини дуги S_1 і кривини k_{T_0} в точці T_0 . Застосовувавши рівняння (3) будемо мати:

$$\begin{aligned} x_{T_1} &= x_{T_0} + \int_0^{S_1} \cos \varphi(s) ds; \\ y_{T_1} &= y_{T_0} + \int_0^{S_1} \sin \varphi(s) ds. \end{aligned}$$

Наявність цих рівнянь дозволяє числовим методом мінімізації цільової функції, яка встановлює відстань між проміжно отриманою кінцевою точкою та її вихідною величиною, знайти значення невідомих k_{T_0} і S_1 для моделювання потрібної кривої лінії.

При моделюванні ділянки T_1T_3 враховується те, що крива, яка починається в точці T_1 , має пройти через проміжну точку T_2 і закінчитися в точці T_3 . Для її побудови застосовано закон розподілу кривини у вигляді поліному п'ятого степеня:

$$k_2 = a_2s^5 + b_2s^4 + c_2s^3 + d_2s^2 + e_2s + f_2, \quad (4)$$

де $a_2, b_2, c_2, d_2, e_2, f_2$ – невідомі коефіцієнти, які підлягають визначенню в процесі моделювання кривої.

При $s = 0$ коефіцієнт f_2 дорівнює кривині в кінцевій точці першої ділянки середньої лінії профілю лопатки осьового компресора. Тобто,

$$f_2 = k_{T_1}.$$

Похідна від кривини k_2 , яка визначається за виразом (4), по довжині дуги s має вигляд

$$\frac{dk_2}{ds} = 5a_2s^4 + 4b_2s^3 + c_2s^2 + 2d_2s + e_2.$$

При $s = 0$ похідна дорівнює нулю, що впливає з умови моделювання першої ділянки середньої лінії із забезпеченням мінімальної різниці кривини в кінцевій і початковій її точках. За цих обставин коефіцієнт e_2 дорівнює нулю, тобто $e_2 = 0$.

Залежність розподілу кута нахилу дотичної від точки T_1 до точки T_3 має вигляд:

$$\varphi_{T_3} = \varphi_{T_1} + \frac{a_2S^6}{6} + \frac{b_2S^5}{5} + \frac{c_2S^4}{4} + \frac{d_2S^3}{3} + f_2S. \quad (4)$$

У цьому виразі під S розуміється довжина дуги кривої між точками T_1 і T_3 , яка складається з довжин двох ділянок T_1T_2 і T_2T_3 , які позначені, як S_2 і S_3 , відповідно.

Для того, щоб точка T_2 була точкою перегину необхідно в ній отримати нульове значення кривини, а це означає, що

$$a_2 S_2^5 + b_2 S_2^4 + c_2 S_2^3 + d_2 S_2^2 + k_{T_1} = 0. \quad (5)$$

I

з рівнянь (4) і (5) знаходимо вирази для коефіцієнта a_2 , прирівнявши які отримуємо залежність для розрахунку коефіцієнта b_2 наступного вигляду:

$$b_2 = \frac{FS^3 S_2^3 - c_2 S S_2 (1,5 S_2^2 - S^2) - d_2 (2 S_2^3 - S^3)}{S^2 S_2^2 (1,2 S_2 - S)},$$

$$\text{де } F = \frac{6}{S^6} (\varphi_{T_3} - \varphi_{T_1}) + \frac{k_{T_1}}{S_2^5} - \frac{6k_{T_1}}{S^5}.$$

Визначивши коефіцієнт b_2 , розраховуємо коефіцієнт a_2

$$a_2 = - \left(\frac{b_2}{S_2} + \frac{c_2}{S_2^2} + \frac{d_2}{S_2^3} + \frac{k_{T_1}}{S_2^5} \right).$$

Отже, для моделювання ділянки T_1T_3 середньої лінії профілю лопатки осьового компресора необхідно знайти значення коефіцієнтів c_2 і d_2 закону (4) розподілу кривини та довжини S_2 і S_3 ділянок T_1T_2 і T_2T_3 кривої.

Для визначення координат точок T_2 і T_3 скористуємося залежностями (3), які послідовно застосуємо для точок T_2 і T_3 :

$$\begin{aligned} x_{T_2} &= x_{T_1} + \int_0^{S_2} \cos \varphi(s) ds; & y_{T_2} &= y_{T_1} + \int_0^{S_2} \sin \varphi(s) ds; \\ x_{T_3} &= x_{T_2} + \int_{S_2}^{S_3} \cos \varphi(s) ds; & y_{T_3} &= y_{T_2} + \int_{S_2}^S \sin \varphi(s) ds. \end{aligned}$$

Як і у першій ділянці середньої лінії, невідомі коефіцієнти та довжини дуг знаходять шляхом розв'язання задачі мінімізації відхилення модельованої кривої від базових точок T_2 і T_3 .

На рис. 3 наведено приклад побудованої S -подібної середньої лінії профілю лопатки компресора.

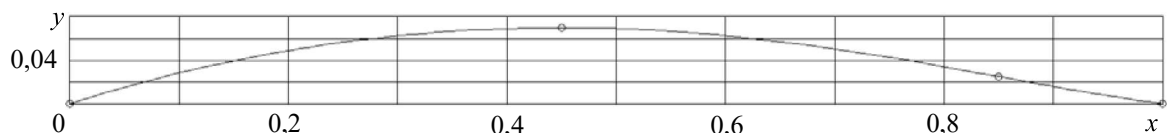


Рис. 3. Середня лінія профілю лопатки осьового компресора.

На рис. 4 для розглянутого прикладу S -подібної середньої лінії профілю лопатки показані графіки розподілу кривини (крива 1) та її похідної від відносної довжини дуги (крива 2).

Крива розподілу кривини монотонно зростає по мірі збільшення довжини дуги. Вона проходить через центр маленького кола, розташованого на осі з нульовим значенням кривини, що підтверджує наявність перегину змодельованої лінії в точці T_2 .

Графік розподілу похідної від кривини на початковій ділянці T_0T_1 середньої лінії має лінійний характер, що узгоджується з законом (1) розподілу кривини. Маленьке коло на графіку відповідає точці T_1 , в якій стикуються похідні двох ділянок

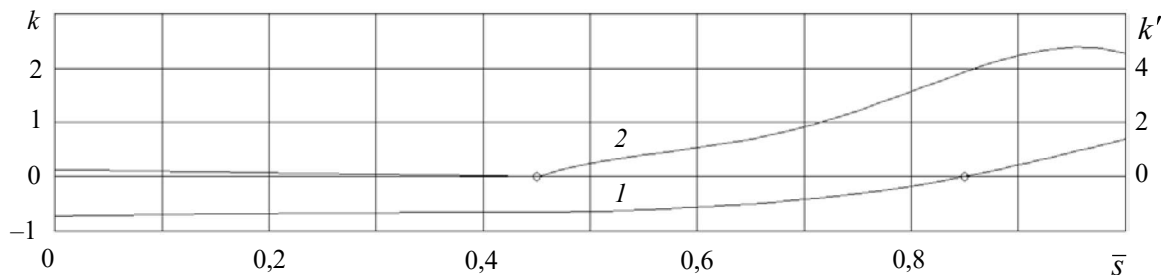


Рис. 4. Графіки розподілу кривини та її похідної.

середньої лінії профілю лопатки осьового компресора. На ділянці T_1T_3 похідна від кривини спочатку зростає і тільки наприкінці середньої лінії дещо зменшується. Обидва графіки є сприятливими, вони підтверджують третій порядок гладкості стикування ділянок T_0T_1 і T_1T_3 .

На рис. 5 показано профіль лопатки компресора S -подібної форми, отриманий розподілом вздовж середньої лінії, показаної на рис. 3, товщин взятого для прикладу симетричного профілю ВС-10, поширеного у вітчизняній практиці розробки проектів лопаткових апаратів осьових компресорів.

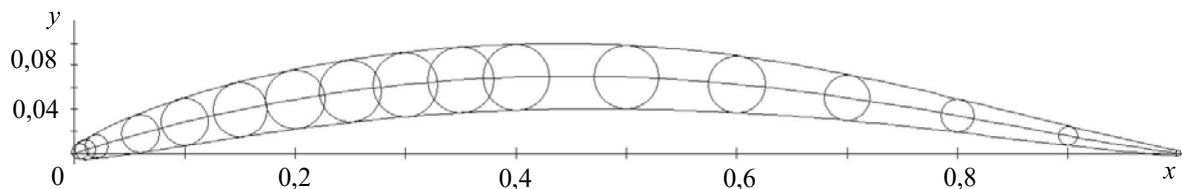


Рис. 5. Профіль S -подібної лопатки осьового компресора.

Запропонований метод дозволить проектувати профілі лопаток осьових компресорів S -подібної форми з прийнятними з газодинамічної точки зору графіками розподілу кривини, що призведе до зменшення втрат енергії при обтіканні лопаток стискуванням в компресорі середовищем.

Висновки

Розроблено метод геометричного моделювання S -подібних профілів плоских перерізів лопаток осьових компресорів, який передбачає розподіл товщин симетричного аеродинамічного профілю вздовж середньої лінії, модельованої у вигляді складеної з двох ділянок кривої з перегиним в прикінцевій її частині. Кожна ділянка подається у натуральній параметризації, застосуванням законів другого і п'ятого степенів розподілу кривини від довжини власної дуги та забезпеченням третього порядку гладкості в точці стикування ділянок.

Метод моделювання профілю лопатки осевого компресора S-подібної форми реалізовано у вигляді програмного коду. Проведені тестові розрахунки підтвердили його працездатність. Метод може бути корисним організаціям, які займаються проектуванням осевих компресорів газотурбінних двигунів.

Список використаної літератури

1. Denton J. D., Xu L. The Effects of Lean and Sweep on Transonic Fan Performance. *TASK QUARTERLY*. 2002. Vol. 6. № 1. P. 7–23.
2. Biollo R., Benini E. Aerodynamic Behavior of a Novel Three-Dimensional Shaped Transonic Compressor Rotor Blade. *Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air: 6th International Conference of ASME*. Vol. 6: *Turbomachinery*. Parts A, B, C. (Germany, Berlin, June 9–13, 2008). P. 695–706.
3. Гостелю Дж. Аэродинамика решеток турбомашин. Москва: Мир, 1987. 385 с.
4. Liu H., Liu B., Li L., Jiang H. Effect of Leading-Edge Geometry on Separation Bubble on a Compressor Blade. *Turbo Expo 2003: Power for Land, Sea, and Air: International Joint Power Generation Conference of ASME*. Vol. 6. Parts A and B. (USA, Atlanta, June 16–19, 2003). P. 387–395.
5. Бекнев В. С., Василенко С. Е., Сорокалетов М. Ю. и др. Исследование компрессорных решеток с управляемой формой средней линии профиля. *Теплоэнергетика*. 1997. № 4. С. 38–42.
6. Виноградов Л. В. Профилирование лопаток компресора. *Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования*. 2009. № 2. С. 87–91.
7. Frost G. R., Hearsey R. M., Wennerstrom A. J. A Computer Program for the Specification of Axial Compressor Airfoils. *Aerospace Research Laboratories*, 1972. 158 p. URL: <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/756879.pdf>
8. Panchal S., Mayavanshi V. Experimental Study of Flow through Compressor Cascade. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2017. Vol. 10. P. 234–243.
9. Giesecke D., Bullent M., Friedrichs J., Stark U. Optimization of High Subsonic, high Reynolds Number Axial Compressor Airfoil Sections for Increased Operating Range. *Proceedings of the Global Power and Propulsion Society Forum 18*. (Montreal, May 7–9, 2018). 9 p. DOI: 10.5281/zenodo.1343465
10. Шелковский М. Ю. Параметрическое исследование газодинамических характеристик компрессорных решеток. *Проблемы машиностроения*. 2012. Т. 15, № 3–4. С. 27–36.
11. Борисенко В. Д., Устенко С. А., Устенко І. В. Геометричне моделювання кривих ліній і поверхонь у натуральній параметризації. Миколаїв: МНУ, 2018. 220 с.

References

1. Denton, J. D., & Xu, L. (2002). The Effects of Lean and Sweep on Transonic Fan Performance. *TASK QUARTERLY*. 6, 1, 7–23.
2. Biollo R., Benini E. Aerodynamic Behavior of a Novel Three-Dimensional Shaped Transonic Compressor Rotor Blade. *Proceedings of the Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air: 6th International Conference of ASME*. Vol. 6: *Turbomachinery*. Parts A, B, C. (Germany, Berlin, June 9–13, 2008), pp. 695–706.
3. Gostelou, Dzh. (1987). *Aerodinamika reshetok turbomashin*. Moscow: Mir.
4. Liu, H., Liu, B., Li, L., & Jiang, H. (2003). Effect of Leading-Edge Geometry on Separation Bubble on a Compressor Blade. *Proceedings of the Turbo Expo 2003: Power for Land, Sea, and Air: International Joint Power Generation Conference of ASME*. Vol. 6. Parts A and B. (USA, Atlanta, June 16–19, 2003), pp. 387–395.

5. Beknev, V. S., Vasilenko, S. E., & Sorokaletov, M. Yu. et. al. (1997). Issledovanie kompressornykh reshetok s upravlyаемoy formoy sredney linii profilya. *Teploenergetika*, **4**, 38–42.
6. Vinogradov, L. V. (2009). A compressor blade profile. *Vestnik RUDN. Seriya: Inzhenernye issledovaniya*. **2**, 87–91.
7. Frost, G. R., Hearsey, R. M., Wennerstrom, A. J. (1972). A Computer Program for the Specification of Axial Compressor Airfoils. *Aerospace Research Laboratories*. URL: <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/756879.pdf>
8. Panchal, S., Mayavanshi, V. (2017). Experimental Study of Flow through Compressor Cascade. *Case Studies in Thermal Engineering*. **10**, 234–243.
9. Giesecke, D., Bullent, M., Friedrichs, J., & Stark, U. (2018). Optimization of High Subsonic, high Reynolds Number Axial Compressor Airfoil Sections for Increased Operating Range. *Proceedings of the Global Power and Propulsion Society Forum 18*. (Montreal, May 7-9, 2018). 9 p. DOI: 10.5281/zenodo.1343465
10. Shelkovskiy M. Yu. (2012). Parametricheskoe issledovanie gazodinamicheskikh harakteristik kompressornykh reshetok. *Problemy mashinostroeniya*. **15**, 3-4, 27–36.
11. Borysenko, V. D., Ustenko, S. A., Ustenko, I. V. (2018). Heometrychne modeliuvannia kryvykh liniy i poverkhon u naturalniy parametryzatsiyi. Mykolaiv: MNU.

Борисенко Валерій Дмитрович – д.т.н., професор, професор кафедри інформаційних технологій Миколаївського національного університету імені В.О. Сухомлинського, e-mail: borisenko.valery@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0857-0708.

Устенко Сергій Анатолійович – д.т.н., доцент, професор кафедри проектного навчання в інформаційних технологіях Одеського національного політехнічного університету, e-mail: ustenko.s.a@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4968-1233.

Устенко Ірина Валеріївна – к.т.н., доцент, доцент кафедри програмного забезпечення автоматизованих систем Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, e-mail: ustenko.irina@gmail.com, ORCID: 0000-0003-1541-2414.

Кузьма Катерина Теодозіївна – к.т.н., старший викладач кафедри інформаційних технологій Миколаївського національного університету імені В. О. Сухомлинського, e-mail: katushke2017@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0937-7299.