УДК514.8

О.Г. Бідніченко
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв)

ГЕОМЕТРИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУЮВАННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ

В даній роботі наведені конструктивні особливості проточної частини відцентрових компресорів та надано деякі методи геометричного моделювання їх елементів .

***Ключові слова*:** *відцентровий компресор, робоче колесо, геометричне моделювання, проточна частина*

Форм. 1. Рис. 5. Літ. 3

Е.Г. Бидниченко

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

В данной работе приведены конструктивные особенности проточной части центробежных компрессоров и показаны некоторые методы геометрического моделирования их элементов.

Ключевые слова: *центробежный компрессор, рабочее колесо, геометрическое моделирование, проточная часть*

H. Bidnichenko

GEOMETRIC DESIGN FEATURES of flowing parts of CENTRIFUGAL COMPRESSORS

The paper presents the design features of flow parts of centrifugal compressors and shows some methods of geometric modeling of their elements

Keywords: *centrifugal compressor, impeller, geometric modeling, flow parts*

Постановка проблеми: Для реалізації задачі підвищення ефективності відцентрових компресорів необхідні відповідні сучасні методи геометричного моделювання, які враховують особливості геометрії елементів проточних частин. Сучасні математичні методи дають можливість оказувати локальний вплив на форму кривої обводів, яка реагує навіть на незначну зміну будь-якого геометричного параметра проточної частини. Застосування комплексного підходу до геометричного моделювання рухомих і нерухомих елементів, лопаток соплових апаратів, пристроїв підведення робочої речовини дозволяє поліпшити геометричні характеристики обводів і поверхонь, які формують течію робочої речовини в проточній частині, тобто впливають на ефективні показники відцентрового компресора.

Важливим резервом для вирішення задачі аеродинамічного вдосконалення елементів проточних частин компресорів на сучасному етапі є вдосконалення методів формування поверхонь їх проточних частин створенням надійних гнучких методів теоретичного визначення показників ефективності роботи машин, а також геометричних моделей, що їх реалізують.

Мета статті. Метою статті є аналіз геометричних особливостей елементів проточних частин відцентрових компресорів, огляд методів, алгоритмі і програм геометричного моделювання робочого колеса відцентрових компресорів (меридіональних обводів проточної частини та профілю лопаток на розгортці циліндричної поверхні зовнішнього радіуса колеса), а також оцінка якості змодельованих каналів робочих коліс відцентрових компресорів виходячи з аналізу форми отриманих меридіональних обводів, розрахунків площ прохідних перетинів та циліндричних перерізів колеса різних радіусів.

Виклад основного матеріалу. Підвищення перепадів тисків, зростання продуктивності відцентрових компресорів зумовили підвищений рівень швидкостей потоку, що часом досягає звукових і надзвукових значень. Це призвело до різкого підвищення вимог, що пред'являються до геометрії елементів проточної частини компресорів.

Всі елементи проточної частини одно- та багатоступінчатих відцентрових компресорів можуть бути розділені на елементи статора і ротора. Елементом ротора є робоче колесо із закріпленими на

© О.Г. Бідніченко

ньому лопатками. Статор включає корпус, вхідну систему, поворотне коліно, зворотний напрямний апарат і збірну відвідну камеру. Призначенням елементів статора є раціональна організація течії робочої речовини на вході в компресор, а також на виході з нього.

Вхідна система призначена для забезпечення рівномірного підведення потоку до робочого колеса і повинна створювати перед ним задану структуру потоку. Вона включає спрофільований прямолінійний або зігнутий патрубок, в якому можуть бути вмонтовані лопатки вхідного напрямного апарату і стійки. Вхідна система компресора може мати різні геометричні характеристики відповідно до її конструктивного оформлення. Осьова симетрія потоку перед колесом досягається застосуванням відповідного типу вхідної системи, а також ретельним профілюванням його каналу.

При профілюванні проточних частин відцентрових компресорів звичайно використовують порівняно прості математичні криві (дуги кіл, еліпсів, спіралі тощо), які вважалися задовільними. З появою нового технологічного обладнання, яке дозволяє виконувати високо якісні поверхні, виникла необхідність у вдосконаленні існуючих методик моделювання кривих обводів профілів. Перелічені геометричні особливості елементів проточних частин відцентрових компресорів вимагають розробки нових сучасних методів їх геометричного моделювання для підвищення ефективності та подовження терміну функціонування машин.

Робоче колесо є головним елементом, де відбувається підвищення тиску робочої речовини, та уявляє собою диск, з одного боку якого є канали, утворені спрофільованими і закріпленими на диску лопатками (рис. 1). Для забезпечення безвідривної течії міжлопаткові канали робочого колеса виконуються таким чином, що із збільшенням радіусу площі їх перерізів практично не змінюються. Це досягається зменшенням висоти каналів при віддаленні від осі обертання. З метою зменшення втрати на удар при вході потоку в робоче колесо вхідні кромки лопаток виконують загнутими вперед за ходом обертання ротора. За кут вигину береться кут між дотичною до середньої лінії лопатки на вході і напрямом обертання.

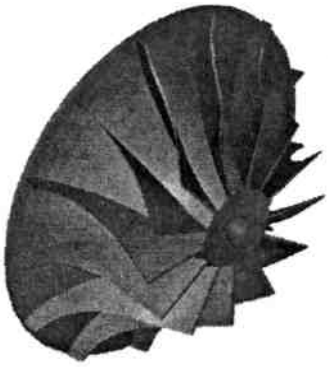

Рис. 1. **Робоче колесо відцентрового компресора**

Геометричне моделювання робочого колеса відцентрового компресора [1] складається із двох задач: профілювання меридіональних обводів та побудови профілю робочої лопатки на розгортці циліндричної поверхні зовнішнього радіуса колеса.

Алгоритм *моделювання меридіональних обводів* втулки та периферії пропонується базувати на модифікованих кривих Безьє, у вершинах ламаних яких автором вводяться додаткові вагові коефіцієнти. Такий підхід дозволяє реалізувати локальність впливу на форму обводів меридіонального перерізу колеса.

У першому наближенні меридіональний обвід апроксимується кривою Безьє, яка визначається вершинами деякої ламаної лінії (рис. 2). Зміною положення вершин ламаної лінії впливають на форму кривої. З метою забезпечення додаткових можливостей локального впливу на форму результуючої кривої пропонується використовувати вагові коефіцієнти вершин ламаної. З урахуванням цього крива Безьє описується рівнянням

$$B(\overline{P},t)=\sum_{k=0}^{n}\omega_k\cdot\overline{P}_k\cdot\Phi_{k,n}(t)\ ,\quad 0\le t\le 1, \qquad (1)$$

де ω_k – ваговий коефіцієнт k-ої вершини; $\overline{P}_k$ – функція компонент векторів вершин ламаної; $\Phi_{k,n}$ – багаточлен Бернштейна; n – кількість вершин ламаної; t – параметр.

Багаточлен Бернштейна $\Phi_{k,n}$ визначається виразом:

$$\Phi_{k,n}(t) = \frac{n!}{k!\cdot(n-k)!} t^k (1-t)^{n-k}, k \in [0, n].$$

Плоска крива описується параметричними співвідношеннями:

$$x(t) = \sum_{k=0}^{n} \omega_k x_k \Phi_{k,n}(t); \qquad y(t) = \sum_{k=0}^{n} \omega_k y_k \Phi_{k,n}(t),$$

де n – степінь апроксимуючого полінома, x_k, y_k, – координати вершин характеристичної ламаної лінії.

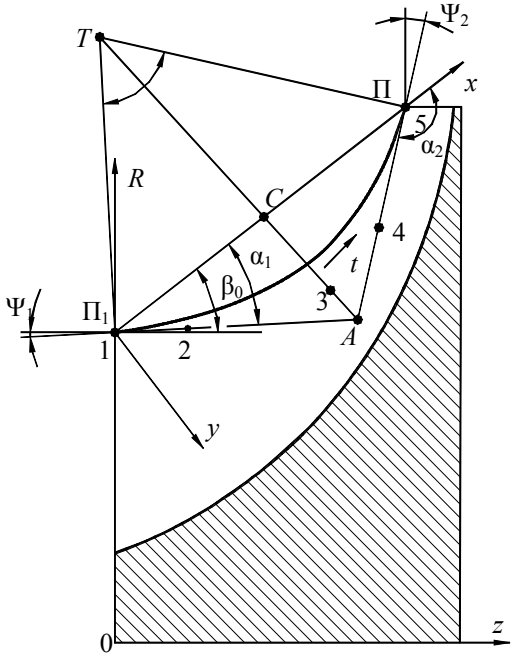

Рис. 2. **Побудова зовнішньої границі меридіонального перетину робочого колеса**

Виходячи із досвіду проектування робочих коліс можна задатися положенням п'яти вершин ламаної. Після визначення положення вершин ламаної лінії призначають значення вагових коефіцієнтів ω, які, в свою чергу, описують функціональну залежність (рис. 3). Інформації відносно функціональної залежності достатньо, щоб отримати її у вигляді поліному 6-го степеня:

$$\omega = At^6+Bt^5+Ct^4+Dt^3+Et^2+Ft+G.$$

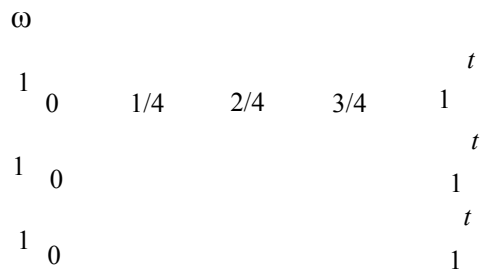

Рис.3. **Можливі варіанти графіків функції ω= ω(t)**

Для визначення невідомих коефіцієнтів полінома розв'язується система лінійних рівнянь.

Аналіз якості здобутих результатів моделювання кривої меридіонального обводу здійснюється за допомогою епюр першої та другої похідних, а також радіуса кривини кривої.

Геометричне *моделювання лопатки робочого колеса* починають з моделювання скелетної лінії лопатки на розгортці циліндричної поверхні зовнішнього радіуса колеса (рис. 4). Профіль цієї лінії пропонується моделювати таким, що складається із двох сегментів раціональної кубічної кривої [2], яка описується рівнянням

$$R\left(\overline{P},t\right)=\frac{\sum\limits_{k=0}^{3}\omega_k\cdot\overline{P}k\cdot\Phi_{k,3}\left(t\right)}{\sum\limits_{k=0}^{3}\omega_k\cdot\Phi_{k,3}\left(t\right)},0\le t\le 1,$$

де ω_k – індивідуальні ваги вершин триланковика; $\overline{P}_k$ – функція компонент векторів вершин; $\Phi_{k,3}$ – багаточлен Бернштейна.

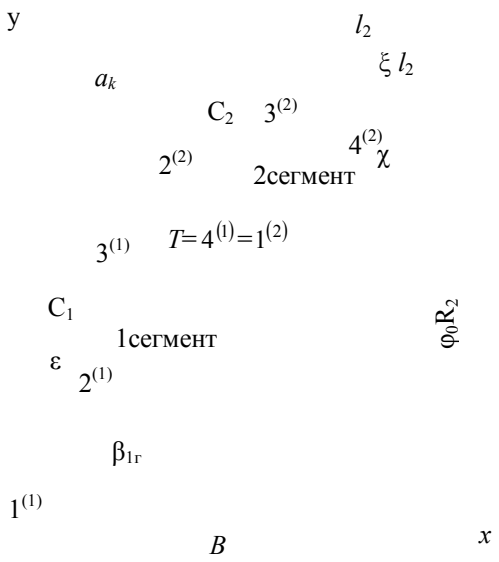

Рис. 4. **Побудова середньої лінії лопатки робочого колеса на розгортці циліндричної поверхні зовнішнього радіуса**

Для попереднього аналізу якості змодельованої кривої автором отримано вирази для визначення перших й других похідних та кривини кривої.

Форма отриманої кривої та її характеристики залежать не тільки від положення вершин триланковика, а також від значень індивідуальних вагових коефіцієнтів ω_k у його вершинах. Суттєвий вплив на зміну форми кривої відбувається в межах вершин з відкоригованою вагою. Цей фактор є важливим при моделюванні відцентрових компресорів, особливо під час локального впливу на форму кривої з метою отримання задовільних епюр розподілу параметрів потоку.

З'єднання сегментів кривої здійснюється на колі горла каналу a_k, що автоматично забезпечує його величину та кут відгину профілю ε.

Аналіз якості змодельованої кривої здійснюється за допомогою епюр розподілу першої та другої похідних та кривини лінії.

Для отримання реального тілесного профілю лопатки задаються товщиною вхідної δ_1 та кінцевої δ_2 кромок, а також законом розподілу товщини профілю вздовж його середньої лінії. Зважаючи на те, що обриси тілесного профілю лопатки є дуже близькими до середньої лінії, то достатньо використати квадратичний закон змінення товщини. При такому підході задається в абсолютному вигляді тільки товщина δ_1 на вході в колесо.

Робоче колесо відцентрового компресора, яке наведено на рис. 1, було змодельоване з використанням наведеного методу.

Аналіз якості змодельованого каналу [3] здійснюється шляхом побудови ліній току, квазіортогоналей та еквіпотенціалей. Якщо характер проходження змодельованої кривої є незадовільним, тобто на ній мають місце перегини або відсутня монотонність тощо, то потрібно скорегувати значення геометричних параметрів, що визначають форму меридіонального перерізу, та повторити процес моделювання меридіональних обводів.

Наочне зображення про форму міжлопаткового каналу можна отримати з використанням множини плоских перерізів, які перпендикулярні осі компресора (рис. 5). Канал у перерізі уявляє собою трапецію, форма якої змінюється за ходом робочої речовини. На початку каналу вона має подовжену форму, яка розширюється від осі колеса до периферійного радіусу. В подальших перерізах трапеція змінюється зменшенням за висотою. Потрібно відзначити зміну просторового положення перерізів. Вони повертаються на кут, що дорівнює куту закрутки лопатки.

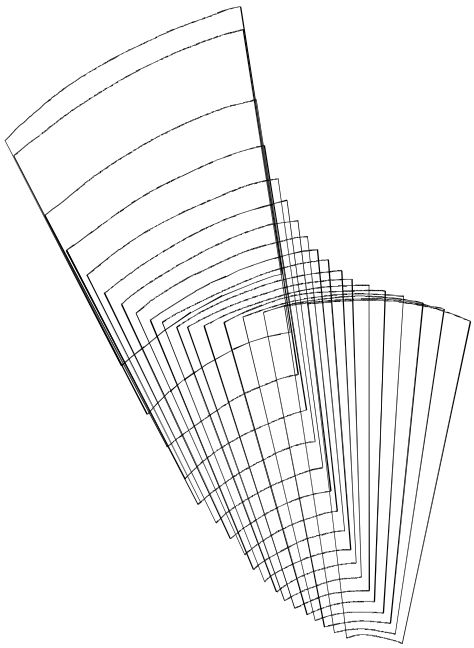

Рис. 5. **Плоскі перерізи між лопаткового каналу робочого колеса**

Під час побудови меридіональних обводів робочого колеса необхідно забезпечити не тільки цілесообразний закон змінення площ, але також і раціональний розподіл меридіональних швидкостей вздовж меж каналу. Такий розподіл може бути отриманий плавністю змінення кривини кривих внутрішньої та зовнішньої меж каналу. Якщо кривина кривої змінила знак, то на цій ділянці має місце малопомітна вм'ятина. Відсутність плавного змінення кривини на поверхні відтворює шорсткість, тому потрібно отримати максимальний порядок гладкості кривої.

Всі перелічені вище положення дозволяють змоделювати меридіональні обводи робочого колеса відцентрового компресора із задовільними епюрами розподілу параметрів потоку. Однак остаточний висновок про ефективні показники робочого колеса, що прогнозуються, можна зробити лише за результатами розрахунку просторової течії у ступені.

Висновки. 1. Проведений аналіз геометричних особливостей елементів проточних частин відцентрових компресорів показав необхідність розробки нових сучасних методів геометричного їх моделювання. 2. Використання кривих Безьє та їх модифікація ваговими коефіцієнтами дозволили отримати локальний вплив на форму кривої обводу для гнучкого моделювання меридіонального перетину робочого колеса. Використання раціональної кубічної кривої з введеними ваговими коефіцієнтами для моделювання середньої лінії лопатки робочого колеса на розгортці циліндричної поверхні зовнішнього радіуса колеса дає змогу оказувати суттєвий вплив на зміну форми кривої з метою отримання задовільних епюр розподілу параметрів потоку у проточній частині. 3. Аналіз якості змодельованого каналу доводить ефективність наведених методів геометричного моделювання елементів проточних частин відцентрових компресорів.

1. Бідніченко О.Г. Геометричне моделювання робочих коліс відцентрових компресорів [Текст] / О.Г. Бідніченко // Геометричне та комп'ютерне моделювання. Зб. наук. праць. Харк. держ. університет харчування та торгівлі. – Харків, 2007. – Вип. 20. – С. 14–18.
2. Бідніченко О.Г. Особливості геометричного моделювання з використанням раціональних кубічних кривих [Текст] / О.Г.Бідніченко // Прикладна геометрія та інженерна графіка. Праці: Таврійський державний агротехнологічний університет. – Вип. 4, т. 42. – Мелітополь: ТГАТА, 2009. – С. 73–76.
3. Борисенко В.Д. Метод оцінювання якості міжлопаткового каналу робочих коліс відцентрових компресорів [Текст] / В.Д. Борисенко, О.Г. Бідніченко // Міжвідомчий науково-технічний збірник Прикладна геометрія та інженерна графіка". Вип..84. – К.: КНУБА, 2010р. – С. 114–118.

© *О.Г. Бідніченко*