

УДК 621.165

ЕФЕКТИВНА ФОРМАЛІЗАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ПРОЕКТУВАННЯ – ЯК ОСНОВНИЙ ФАКТОР У ДОСЯГНЕННІ ОПТИМАЛЬНИХ РІШЕНЬ ПРИ СТВОРЕННІ ОСТАННІХ СТУПЕНІВ ПАРОВИХ ТУРБІН

А. О. Тарелін,
член-кор. НАН України
tarelin@ipmach.kharkov.ua
ORCID: 0000-0001-7160-5726

І. Є. Аннопольська,
канд. техн. наук
annopolskaja@gmail.com
ORCID: 0000-0002-3755-5873

Інститут енергетичних машин
і систем ім. А. М. Підгорного
НАН України,
61046, Україна, м. Харків,
вул. Комунальників, 2/10

На основі наявного досвіду проектування й конструювання лопаток останнього ступеня великої (граничної) довжини й аналізу літературних джерел встановлені особливості методології формалізації процесів створення таких лопаток з урахуванням їх специфічних особливостей (великих радіальних розмірів, неоптимальних відносних шагів решітки $t = 0,25 - 1,0$, високих статичних і динамічних навантажень). Представлено параметричну формалізацію основних моделюючих залежностей процесів, на яких базується створення робочих лопаток: термогазодинамічного процесу, конструювання лопатки й технологічного процесу виготовлення. Обґрунтовано необхідність створення систем (підсистем) автоматизованого проектування лопаток великої довжини з наявністю в системі моделі технологічного процесу виготовлення лопатки. Вона базується на висновках про те, що навіть невеликі відхилення від проектного варіанта в межах допуску при виготовленні лопатки впливають на термогазодинамічні характеристики ступеня, особливо якщо йдеться про горлові перерізи. Розроблено формалізовану ймовірісно-статистичну математичну модель, яка дозволяє описати технологічні відхилення поверхонь лопаток з урахуванням режимів обробки, що використовуються при чистовому фрезеруванні із задовільною для практичних розрахунків достовірністю. Це дає змогу вже на етапі проектування взяти до уваги вплив похибок виготовлення і специфічних особливостей верстатного обладнання на показники міцності лопатки, її газодинамічні характеристики, а також на ефективність роботи ступеня. Запропоновано дворівневий підхід до процесу проектування, що дозволяє за двомірною моделлю вести спрямований пошук найкращого рішення в автоматизованому режимі, аналізуючи сотні варіантів з урахуванням широкого кола обмежень. У подальшому в результаті конструювання лопатки й розрахунку технологічних відхилень обирається варіант із найкращими термогазодинамічними характеристиками, показниками міцності, вібраційної надійності й з урахуванням похибок виготовлення. На наступному рівні він може бути скоригований з використанням тривимірних розрахункових моделей без втрати показників основних обраних характеристик. Такий підхід підвищує якість проектування і скорочує час отримання найкращого рішення.

Ключові слова: турбінні лопатки граничної довжини, формалізація, параметри формалізації, термогазодинаміка, конструювання, технологія виготовлення.

Вступ

Одним із основних завдань розвитку великої теплоенергетики є збільшення одиничної потужності енергетичних турбоустановок. Його виконання багато в чому залежить від можливості створення для парових турбін ефективних останніх ступенів, розміри й особливості конструкції яких визначають величину досяжної потужності в одному агрегаті, економічні показники й загальну структуру агрегату (кількість циліндрів, кількість ступенів та ін.). Створення таких ступенів – одна з найважчих задач, оскільки при її вирішенні набувають гостроти суперечності між факторами різної природи (термогазодинамічні, конструктивні, міцнісні, технологічні та ін.). Особливо це проявляється при проектуванні й конструюванні робочих лопаток. З огляду на це створення нового ступеня з робочою лопаткою великої (граничної) довжини є, як правило, новим етапом у розвитку турбобудування, появою енергоблоків із більш сучасними технологічними показниками. Суперечливість різних вимог і наявність у практиці суб'єктивних підходів до вирішення окремих задач перетворює проектування робочих лопаток на складний і послідовний процес пошуку (методом спроб і помилок) задовільного рішення. Якісне вирішення цієї проблеми можливе лише за максимальної формалізації процесу створення таких лопаток, що є ос-

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
© А. О. Тарелін, І. Є. Аннопольська, 2025

новою системи автоматизованого проєктування (САПР). Причому багаторівневе уявлення технічного об'єкта (у нашому випадку лопатки граничної довжини), при проєктуванні якого необхідно враховувати багато факторів і параметрів, вважається ключовим елементом САПР.

Такий підхід на стадії розрахунків дозволяє: систематизовано використовувати ефективний апарат проєктування; оптимізувати на всіх рівнях рішення, що одержуються; застосовувати розвинений апарат обчислювальної математики; значно зменшувати час і витрати ресурсів при проєктуванні [1].

Нині існує досить багато систем проєктування турбомашин, до яких входить і проєктування лопаток, включаючи ANSYS [2, 3].

Однак у жодній із систем повною мірою не взяті до уваги саме особливості проєктування лопаток максимальної довжини для останнього ступеня потужних парових турбін із формалізацією процесів їх створення, крім того, до цих систем не входить формалізована модель технологічного процесу виготовлення лопаток з урахуванням парку верстатів, що використовуються. Однак саме ці фактори, безумовно, відіграють важливу роль при виборі найкращого варіанта лопатки, особливо коли йдеться не про модернізацію існуючих ступенів, а про створення нових.

Автори статті мають досить великий досвід проєктування й конструювання таких лопаток, включаючи систематизацію цих процесів, на основі чого і підготовлено матеріали статті. Результати проведених досліджень викладено у ряді статей та монографій [4, 5, 6, 7].

Метою даної статті є розгляд основних аспектів й особливостей методології формалізації процесу створення лопаток великої (граничної) довжини для останніх ступенів турбіни з урахуванням їхньої специфіки: значних радіальних розмірів, високих швидкостей обертання, суттєвих статичних і динамічних навантажень.

Беручи до уваги появу нових підходів до проєктування лопаток і проточної частини турбіни, розвиток нових методів і програмних комплексів [8, 9], доцільно також узагальнити наявний досвід формалізації кожної зі стадій проєктування лопатки граничної довжини.

Підкреслимо, що під час створення системи проєктування й конструювання лопаток граничної довжини необхідно передбачити наявність моделей термогазодинамічного процесу; процесу конструювання; технологічного процесу виготовлення, а також підсистеми оптимізації та архіву проєктних рішень. Крім того, слід забезпечити розрахунок термогазодинамічних і конструктивних характеристик ступеня, міцності й вібраційної надійності робочої лопатки, газодинамічних втрат у решітках профілів та ін.

Доцільним уявляється наявність у системі як спрощених моделей (двовимірних або квазітривимірних), які можуть використовуватися на початковому етапі проєктування для вибору оптимального (раціонального) варіанта робочої лопатки, так і складніших тривимірних моделей. Такі підходи до проєктування з дворівневим розв'язанням задач застосовуються багатьма авторами [10, 11] і показують добрі результати.

Визначальну роль у досягненні ефективності викладеного підходу відіграє якість і достовірність формалізації процесів у всіх математичних моделях САПР.

Нижче представлені основні аспекти й розробки авторів щодо формалізації математичних моделей та методологія вибору оптимального (раціонального) варіанта робочих лопаток останніх ступенів із відповідним аналізом результатів.

Модель термогазодинамічного процесу

Термодинамічна досконалість останнього ступеня характеризується ефективністю перетворення енергії, тобто внутрішнім коефіцієнтом корисної дії (ККД).

Саме внутрішній ККД ступеня (η_{oi}) приймається як домінуючий критерій якості і визначається в процесі вирішення алгебраїчних і нелінійних диференціальних рівнянь, що описують просторову течію робочого тіла в області, обмеженій радіальними і осьовими розмірами ступеня. При цьому можуть використовуватися як моделі розрахунку в тривимірній постановці, так і осесиметричні.

У загальному вигляді залежність його визначення можна представити так

$$\eta_{oi}=f(\lambda, X_{\text{тд}}, [D]),$$

де λ – вихідні дані, такі як частота обертання ротора, витрата пари, тиск і ентальпія пари перед ступенем та ін.; $X_{\text{тд}}$ – незалежні характеристики: розподіл кутів виходу з напрямної та робочої лопаток $\alpha_1(r)$, $\beta_2(r)$; $[D]$ – область визначення домінуючого критерію якості.

На першому етапі проектування й конструювання створюваної лопатки при оптимізації термогазодинамічних характеристик доцільно обмежитися осесиметричним розрахунком із визначенням характеристик потоку по перерізах міжвінцевих зазорів. Це значно спрощує вирішення системи рівнянь, що формалізують процес течії потоку в ступеню. Замикаючим систему рівнянь у цьому випадку є розподіл по висоті лопатки кутів $\alpha_1(r)$, $\beta_2(r)$ (законів закрутки лопаткових апаратів). Саме вказані закони суттєво впливають на рівень втрат у решітках і втрати з вихідною швидкістю, і, відповідно, значною мірою визначають величину внутрішнього ККД ступеня. Крім того, вони входять до вихідних даних для профілювання й конструювання лопаткових апаратів і є сполучною ланкою між термодинамічними розрахунками і конструюванням робочої лопатки.

У результаті аналізу існуючих у практиці проектування останніх ступенів розподілів $\alpha_1=f(r)$ і $\beta_2=f(r)$ визначено клас цих функцій та відповідні їм аналітичні залежності, які приймаються як базові на етапі формалізації. При цьому розподіли кутів визначаються в функції відносної висоти лопатки $\bar{l} = l/L$ і низки коефіцієнтів, за допомогою яких можна отримати весь спектр законів закрутки $\alpha_1(r)$ та $\beta_2(r)$, які реально існують у практиці проектування. У формалізованому вигляді ці залежності видаються так

$$\alpha_1(\bar{l})=f(\alpha_{1cp}, \alpha_{1k}, \alpha_{1n}, a_1, a_2, \dots, a_i); \quad \beta_2(\bar{l})=f(\beta_{2k}, \beta_{2n}, b_1, b_2, \dots, b_i), \quad (1)$$

де α_{1cp} , α_{1k} , α_{1n} – кути виходу із соплового апарату на середній, кореневій та периферійній ділянці лопатки відповідно; β_{2k} , β_{2n} – кути виходу з робочої лопатки у кореновому та периферійному перерізах відповідно; $a_1, a_2, \dots, a_i, b_1, b_2, \dots, b_i$ – коефіцієнти, що визначають реперні точки кривих, які описують закони розподілу кутів по висоті лопатки.

Більш детально залежності для визначення $\alpha_1(r)$, $\beta_2(r)$ представлені у [5].

Наступний етап – етап параметричної формалізації. Параметрами формалізації, що забезпечують варіацію кутів α_1 і β_2 за висотою лопатки є α_{1cp} , α_{1k} , α_{1n} , $a_1, a_2, \dots, a_i, \beta_{2k}, \beta_{2n}, b_1, b_2, \dots, b_i$. Початкові значення цих параметрів задаються у межах діапазонів їх зміни (обмеження на параметри формалізації).

Також на цьому ж етапі задаються діапазони зміни характеристик ступеня – область $[D]$: величина кореневої реактивності R_k ; обмеження щодо відносної швидкості входу W_1 ; швидкості виходу потоку з робочого колеса в абсолютному русі C_2 ; наявність конфузорності в міжлопаткових каналах; величина удару потоку при вході на робочу лопатку та ін.

Усі ці обмеження визначаються, як правило, концепціями, що впливають із фізичної природи досліджуваного термогазодинамічного процесу та накопичених знань про створення лопаток граничної довжини й відповідних їм аналітичних залежностей.

Забезпечення цих обмежень дозволяє врахувати вже на першій стадії проектування, коли визначаються термогазодинамічні характеристики, ряд вимог, що розглядаються як зв'язки, які йдуть від інших моделей системи: конструювання й технологічної моделі.

Термодинамічна досконалість ступеня може бути досягнута на черговому етапі – етапі оптимізації ряду її параметрів і характеристик.

У результаті спрямованого пошуку оптимального рішення з використанням відповідних математичних методів оптимізації, шляхом варіації параметрів формалізації з урахуванням широкого кола обмежень визначаються розподіли кутів $\alpha_1(r)$, $\beta_2(r)$ і термогазодинамічні характеристики ступеня, що забезпечують максимум його ККД. Використання залежності (1) підвищує якість оптимізаційного процесу.

Слід підкреслити, що розподіл конструктивного кута входу на робочу лопатку $\beta_1(r)$ або вважається заданим і є своєрідним обмеженням при пошуку оптимальних законів закрутки $\alpha_1(r)$, $\beta_2(r)$, або задається орієнтовно, як перше наближення і, будучи залежною змінною, уточняється в ітераційному процесі під час вирішення задачі оптимізації.

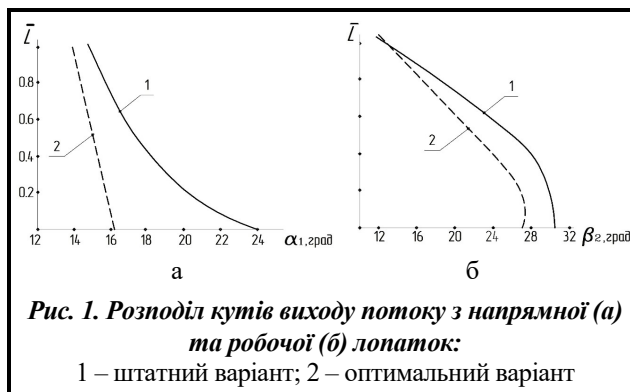
Простота моделі, що використовується на цьому етапі, дозволяє в процесі оптимізації вести спрямований пошук найкращого рішення в автоматизованому режимі, аналізуючи сотні, а то й тисячі варіантів. Це особливо важливо, коли йдеться про створення нової лопатки граничної довжини і потребу аналізувати безліч варіантів лопаток, приділяючи особливу увагу статичній міцності й вібраційній надійності.

Обраний оптимальний варіант законів закрутки напрямних і робочих лопаток передається в підсистему профілювання й конструювання робочих лопаток. Такий підхід дає можливість значно підвищити ефективність пошуку оптимальної конструкції в цілому, зменшити час проектування завдяки

виключенню з розрахунків великої кількості свідомо незадовільних варіантних опрацювань.

На рис. 1 як приклад наведено оптимальні розподіли кутів $\alpha_1(r)$, $\beta_2(r)$, отримані в процесі проробки й оптимізації одного з існуючих ступенів із робочою лопаткою довжиною $L=1030$ мм.

Слід наголосити, що штатний варіант обраний його розробниками в результаті аналізу великої кількості варіантних опрацювань як найкращий, і в даному випадку зроблена спроба його подальшого вдосконалення з використанням запропонованих



підходів. Оптимізація проводилася за запропонованою методикою з урахуванням режимів роботи турбоагрегату. Функція якості η_{oi} визначалася як адитивна, складові якої відображають ефективність роботи ступеня на номінальному й найбільш представницьких часткових режимах з ваговими коефіцієнтами, що відповідають числу годин роботи агрегату на відповідних режимах ($G_i - 1; 0,8; 0,5$; $t_i - 0,15; 0,8; 0,05$ відповідно).

Як показали дослідження, зміна законів закрутки лопаткових апаратів з урахуванням режимів роботи ступеня дозволяє підвищити сумарний ККД ступеня на 1,2%.

На наступному етапі вже можливе проведення оптимізаційних розрахунків у тривимірній постановці з використанням результатів, отриманих по осесиметричній моделі, де як початкова точка обирається варіант лопатки з найкращими термогазодинамічними, вібраційними характеристиками та міцністю.

Модель процесу конструювання

На етапі конструювання лопатці надаються форма й розміри, які повинні забезпечувати течію потоку відповідно до параметрів, отриманих у процесі термогазодинамічних розрахунків, а також задовольняти вимоги технологічності, статичної та динамічної міцності.

Найбільш актуальною і трудомісткою є розробка методів оптимального конструювання робочих лопаток, що включають формалізовані способи опису поверхонь лопаток, розрахунків їх напруженого стану, вібраційних і газодинамічних характеристик. Особистими критеріями якості на етапі конструювання робочої лопатки пропонується вважати два – мінімум інтегральних профільних втрат енергії ξ_L

$$\xi_L = \min \left(1 / G \int_0^G \xi_{Li} dG_i \right),$$

де ξ_{Li} – профільні втрати енергії на i -му перерізі лопатки; G – витрата пари.

Другим критерієм виступає той, що відповідає вимогам надійності, – максимум віддалення власних частот лопатки f_i від резонансних f_j , відповідних j кратності

$$\Delta f_i = \max \{ \min [f_i - (f_j \pm \Delta f_j)] \},$$

де Δf_j – допустимий до резонансної частоти інтервал.

Наведені особисті критерії якості, передусім другий, не повинні суперечити домінантному, максимальному значенню ККД ступеня, що досягається відповідним профілюванням робочих лопаток з обов'язковим виконанням всіх основних газодинамічних вимог, що висуваються до решіток профілів. При цьому слід брати до уваги природне прагнення конструктора отримати якомога більше значення площі вихлопу турбіни, а отже, і розміру ступеня, у зв'язку з чим робочі лопатки повинні профілюватися близькими до рівномірних, з досягненням мінімально можливих значень відцентрових сил C_L при заданому рівні максимально допустимого напруження σ_p з урахуванням матеріалу виготовлення лопатки.

Мінімально можливе значення відцентрових сил лопатки може визначатися за наступною залежністю

$$C_L = F_L [\sigma_p] \exp \left[\frac{k_\delta}{2[\sigma_p]} (r_n^2 - r_k^2) - 1 \right], \quad (2)$$

де F_n – площа периферійного перерізу; $k_8 = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 = \frac{\gamma \omega^2}{g}$; g – гравітаційне прискорення; γ – щільність матеріалу; ω – кутова швидкість; r_n, r_k – радіуси кореневого й периферійного перерізів лопатки відповідно.

Шляхом нескладних перетворень рівняння (2) і його розв'язку щодо довжини лопатки отримаємо залежність визначення її максимальних розмірів за умови статичної міцності

$$L = \sqrt{r_k^2 + \frac{2[\sigma_p]g}{\gamma\omega^2} \left(1 - \ln \frac{F_n}{F_k} \right)} - r_k. \quad (3)$$

У разі наявності поличкових бандажів і дротяних зв'язків рівняння (3) з урахуванням статистичних даних можна подати в дещо іншому вигляді

$$L = \sqrt{r_k^2 + \frac{2g[\sigma_p](1-\lambda)}{\gamma\omega^2} \left(1 - \ln \frac{F_n}{F_k} \right)} - r_k, \quad (4)$$

де $\lambda=0$ – лопатка без зв'язків; $\lambda=0,05$ – поличковий бандаж; $\lambda=0,15$ – поличковий бандаж і проміжний зв'язок.

Залежності (3, 4) наочно показують, що для отримання лопаток максимальної довжини і, як наслідок, досягнення великої пропускної спроможності агрегату при $n=\text{const}$ необхідно: максимально зменшити співвідношення F_n/F_k за рахунок вдосконалення конструкції дисків, здатних нести великі навантаження; мінімізувати кількість зв'язків; обирати питому міцність матеріалу σ_p/γ максимально можливою.

Підкреслимо, що питання забезпечення надійності нерухомих елементів соплового апарату, дисків, хвостовиків, бандажів досліджуються багатьма авторами [8, 9]. Оскільки останній ступінь працює в області пари низького тиску, для нерухомих елементів ця задача є менш складною, ніж аналогічна задача при створенні лопаток граничної довжини.

Розподіл напружень $\sigma_p=f(L)$, що відповідає залежності (2) (прямі 1, 2, 3), представлено на рис. 2.

Однак, як показує практика, такий розподіл із зломом негативно позначається на плавності поверхні лопатки. Найбільш доцільно обирати закон розподілу напружень по лініях 1, 4, 5, 3 (як це показано на рис. 2) із використанням еліптичних кривих, що торкаються граничних ліній. У загальному вигляді це представляється як

$$\sigma_{pi}=f[D(r), \sigma_{pk}, L_e, F_n], \quad (5)$$

де $D(r)$ – вихідні дані лопатки; σ_{pk} – напруження розтягування у кореновому перерізі лопатки; L_e – ділянка рівномірної лопатки, на якій теоретично може забезпечуватись умова $\sigma_{pk}=\text{const}$; F_n – площа периферійного перерізу.

Прийнявши далі як базовий на етапі формалізації закон розподілу $\sigma_p=f(L)$ в аналітичному вигляді саме таким, тобто близьким до рівномірного, площі F_i відповідних перерізів лопатки можна визначити залежно від значень σ_{pi} і відцентрових сил ділянки в кожному перерізі за умови інформації про початкову периферійну ділянку лопатки. У нашому випадку приймаємо $F_n=F_{n-1}$, що відповідає прагненню досягти мінімальних відцентрових сил. Таким чином, з урахуванням сказаного вище в загальному вигляді можна подати закон розподілу площ вздовж радіусу в функції вихідних даних і параметрів, що варіюються, у вигляді (Аналітичні залежності для розрахунку σ_{pi} та F_i надані в [4, 5])

$$F(r)=f[\lambda_k(r), \sigma_p(r)]=f[D(r), \sigma_{pk}, F_n], \text{ при } L_e=\text{const}.$$

Подальшим завданням формування контуру лопатки є побудова (розрахунок) профілів її перерізів у прямій залежності від прийнятих значень параметрів σ_{pk} та F_n (етап параметричної формалізації), тобто необхідно за значеннями площ, що попередньо розраховані у функції заданого рівня статичної міцності, спроектувати решітку профілів, яка забезпечує заданий за результатами термогазодинамічного розрахунку поворот потоку з мінімальними втратами енергії.

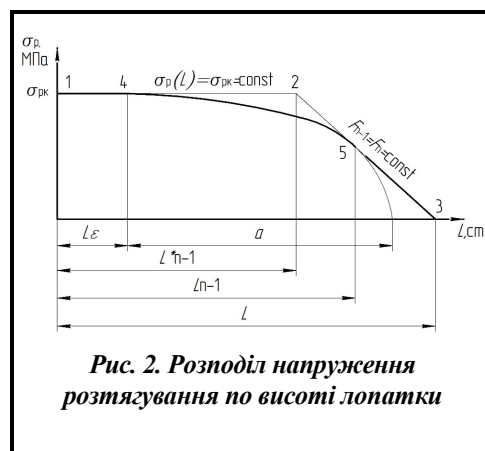


Рис. 2. Розподіл напруження розтягування по висоті лопатки

Слід зазначити, що процес формалізації побудови решіток профілів у запропонованій вище постановці конструювання відіграє найважливішу роль у формуванні поверхні одиначної лопатки. З огляду на це коротко зупинимося на основних особливостях і вимогах до розробки таких методів. В основу цих методів для їх формалізації покладено уявлення про конфігурацію профілю, що базується на застосуванні численних рекомендацій, експериментальних і довідкових даних, йдеться, наприклад, про забезпечення конфузорності каналу решітки; плавність обводів профілю; побудову вихідної ділянки залежно від швидкості потоку та ін., що дасть змогу отримати вже на цьому етапі варіанти із задовільними газодинамічними характеристиками. Однією з найважливіших вимог є умова, щоб розрахунок профілів здійснювався в однозначній залежності від вихідних даних і фіксованих профільних параметрів.

На підставі вказаних вище вимог авторами розроблені методи, наприклад, за допомогою дуг кіл (дво- і трипараметричний) або з використанням видозміненого рівняння лемніскати (трипараметричний) –

$$\rho = a \sqrt{2 \left[2 \cos^2(\varphi + \gamma) - \lambda \right]}.$$

Це рівняння описує за зміни λ криві різної конфігурації ($\lambda=1$ рівняння відповідає лемніскаці, а при $\lambda=0$ – кола). Дані методи були успішно реалізовані при реальному конструюванні лопаток великої довжини [5]. І перший, і другий методи дозволяють, на відміну від багатьох існуючих, будувати решітки профілів єдиним способом по всій довжині лопатки, у тому числі, що дуже важливо, і при відносних шагах решітки $\bar{t}=0,25-1,0$, що значно відрізняються від оптимальних.

Безумовно, на цьому етапі можуть бути використані інші параметричні методи побудови профілів, наприклад [10, 11, 12], що відповідають вказаним вище вимогам.

На третьому етапі процесу формалізації (оптимізаційний етап) передбачається оцінка газодинамічних і геометричних характеристик і вибір оптимальних із точки зору мінімальних втрат енергії параметрів решіток профілів у широкому діапазоні значень площ та інших характеристик міцності.

Методи, викладені в [4], а також можливості сучасних автоматизованих систем дозволяють представити таку безліч профілів із визначеними параметрами й характеристиками у вигляді номограм (рис. 3).

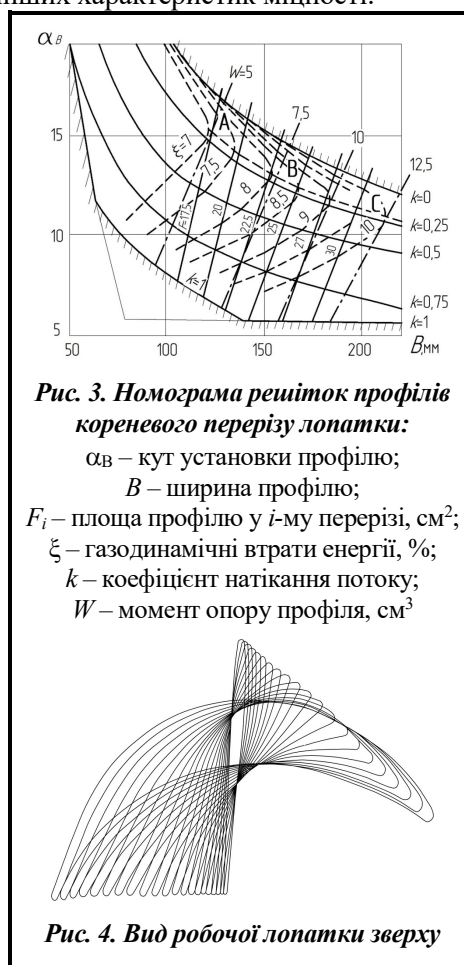
На цьому рисунку крива ABC ($k=0,25$) відповідає решіткам двопараметричних профілів кореневого перерізу з мінімальними втратами енергії в інтервалі площ 17–27 см². Подібні номограми розраховуються для всіх розрахункових перерізів.

Далі процедура формування поверхні лопатки представляється так: для площі перерізу лопатки – F_i , розрахованої із застосуванням заданого закону напружень (5), однозначно по лінії газодинамічного оптимуму (крива ABC на рис. 3) визначаються параметри $X_i(L)$, а саме B_i і α_i , за допомогою яких можуть бути відтворені конкретні оптимальні профілі в розрахункових перерізах, та на їх основі в автоматизованому режимі формується вся поверхня лопатки (рис. 4).

Слід зауважити, що розглянуті ланки підсистеми конструювання робочих лопаток, що стосуються оптимізації їх газодинамічних форм, можуть бути рекомендовані також для пошуку оптимальних форм направляючих лопаток.

На підставі представленого вище матеріалу можна констатувати, що розглянуті формалізовані методи проєктування решіток профілів дозволяють відповідно до вихідних даних $D(r)$ і базових параметрів (у нашому випадку σ_p , F_n) однозначно визначити ефективні профілі в розрахункових перерізах лопатки. Виходячи з цього, вираз для формалізованої форми лопатки у загальному вигляді можна записати як

$$\Phi = f[D(r), \sigma_{pki}, F_{pi}] = f[D(r), F_i(L)] = f[D(r), X_i(L)]. \quad (6)$$



Перевагою викладеного формалізованого підходу до конструювання лопаток є можливість опису всієї поверхні лопатки в аналітичному вигляді в функції вихідних даних і параметрів σ_p , F_n . Це дає змогу на етапі оптимізації, варіюючи обраними параметрами, отримувати безліч варіантів конструкцій лопаток із повним пакетом їх характеристик (статична й динамічна міцність, ККД ступеня, собівартість та ін.), що зберігаються в архіві проєктних рішень САПР. Можливості системи й методи, що використовуються, детально викладені в [5]. Вони дозволяють візуалізувати стан конструкції при різноманітному поєднанні помірної кількості параметрів і збудувати масив лопаток у вигляді номограм, як це представлено на рис. 5.

Кожна точка такої номограми відповідає конкретній лопатці з визначеними характеристиками, заштриховані області – неприпустимим зонам по вібрації.

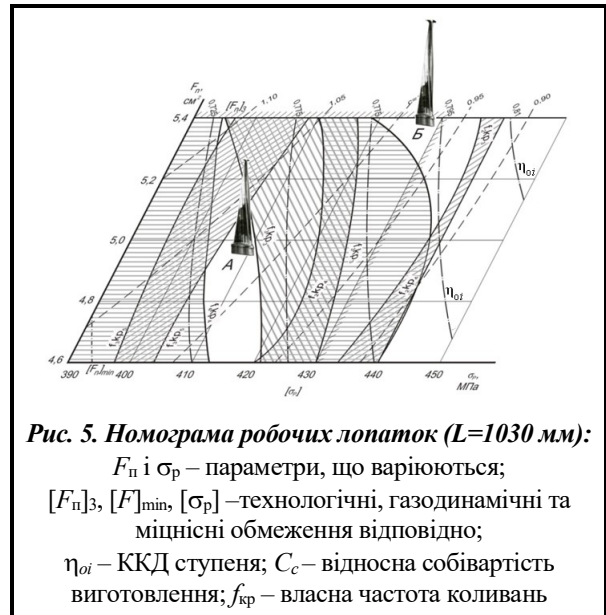


Рис. 5. Номограма робочих лопаток ($L=1030$ мм):

F_n і σ_p – параметри, що варіюються;
 $[F_n]_3$, $[F_n]_{\min}$, $[\sigma_p]$ – технологічні, газодинамічні та міцнісні обмеження відповідно;
 η_{oi} – ККД ступеня; C_c – відносна собівартість виготовлення; $f_{кр}$ – власна частота коливань

Очевидно, що зона «Б» на діаграмі за основними критеріями якості (ККД, максимальне віддалення від резонансних частот, собівартість) є найкращою. Оптимальною (раціональною) слід вважати конструкцію з параметрами $\sigma_p=430$ МПа, $F_n=5,4$ см², що відповідає зоні «Б». За вказаним вище алгоритмом (6) неважко відновити конструкцію лопатки, що відповідає цим базовим параметрам (рис. 5, варіант Б).

На завершальному етапі процесу проєктування робочої лопатки необхідно провести тривимірний розрахунок термогазодинамічних характеристик ступеня з урахуванням отриманого варіанта раціональної лопатки. При цьому у разі необхідності корекція поверхні (профілів) лопатки здійснюється так, щоб зберегти рівень статичної міцності, що означає збереження раніше розрахованих значень площ перерізів F_i . У даному випадку відцентрові сили не змінюються, а вібраційні характеристики, якщо і змінюються, то незначною мірою в зоні допустимих обмежень.

На основі розглянутої в статті методології ефективної формалізації процесу створення робочої лопатки конструкторами АТ «Українські енергетичні машини» (раніше «Турбоатом») спроектована і виготовлена перспективна робоча лопатка зі сталі граничної довжини (1100 мм), що дозволяє значно збільшити одиничну потужність агрегату, або істотно знизити металомісткість турбоустановки.

Модель технологічного процесу

Оскільки технологічні операції є невід'ємною частиною всього процесу створення лопаткових апаратів і можуть дуже помітно впливати на основні характеристики ступеня, виникає нагальна необхідність у формалізації цього виробничого етапу, включенні його з усіма зв'язками до загальної системи пошуку оптимального (раціональних) варіанта робочої лопатки. У першу чергу необхідно розглянути питання про ступінь впливу технологічних похибок на основні показники ефективності й надійності робочих лопаток, оскільки, як показують дослідження, навіть невеликі похибки можуть призвести до відчутних змін деяких характеристик ступенів [13].

Оцінити відхилення, що відповідають конкретному технологічному процесу, можна за допомогою статистико-імовірнісних методів за наявності достатньої кількості статистичної інформації.

У даний час спостерігається суттєвий технологічний прогрес у виготовленні елементів ротора і передусім лопаток турбін різного призначення (парових, газових, авіаційних та ін.) [14, 15]. Проте при виробництві лопаток великої довжини потужних парових турбін найчастіше, як і раніше, використовують 4–5-шпиндельні фрезерні верстати фірми FOREST [16].

У цій роботі як об'єкт дослідження обрана серія робочих лопаток довжиною 960 мм. Їх чистове фрезерування велося на вказаному вище верстаті.

У процесі досліджень виконано близько 10000 вимірів на серіях виготовлених лопаток, які проводилися з використанням спеціального вмонтованого щупа. Подібні процедури можуть бути

здійснені також за допомогою систем 3D-сканування. Однак на кінцевий результат досліджень не впливає, яким чином отримано інформацію про технологічні відхилення від проекту.

Для обробки великого обсягу вимірювань, їх систематизації та аналізу розроблена спеціальна програма, яка дозволяє візуалізувати інформацію про випадкову технологічну похибку поверхні реальної турбінної лопатки у звичному для конструктора або технолога вигляді.

Виконання чисельних досліджень здійснювалося за допомогою даної програми і САПР «Останній ступінь» [5], в якій передбачена можливість розрахунку термогазодинамічних та міцнісних характеристик ступеня з урахуванням технологічних відхилень при виробництві лопаток.

Кількісна оцінка впливу технологічних відхилень на результативні характеристики лопаток виконана на прикладі розглянутої вище лопатки. Аналіз отриманих даних показав, що їх вплив доволі значний і нехтувати ним не можна. Так, по відцентрових силах розкид складав $\Delta C_L = 40$ кН, а порівняно з проектною лопаткою $\Delta C_L = 90$ кН, за напруженням вигину від парового навантаження – $\Delta \sigma_B = 15$ МПа, (20 МПа), сумарні напруження – $\Delta \sigma_\Sigma = 20$ МПа (44 МПа), частоти власних коливань $\Delta f_1 = 6$ Гц (7,5 Гц), $\Delta f_2 = 13$ Гц (15 Гц), $\Delta f_3 = 12,3$ Гц (24 Гц). У дужках наведено відхилення від проектної лопатки.

Також було проведено оцінку впливу незначної зміни форми лопатки на економічність ступеня. ККД ступеня із середньостатистичними відхиленнями робочої лопатки відрізнявся від проектного на $\Delta \eta_o = 0,35\%$, а варіант із максимальним відхиленням – на 0,43%. Найбільш чутливим зростання втрат виявилось до відхилень від розрахункових товщин вихідної кромки (δ_k) і горла перерізу (δ_r).

Основний практичний висновок, який впливає з проведених досліджень, полягає в тому, що навіть невеликі відхилення форми й розмірів профілів робочої частини лопаток від теоретичних, які мають місце при будь-якому технологічному процесі виготовлення лопаток, впливають як на міцнісні, так і на економічні показники ступеня. Причому, як показали розрахунки, даються в знаки навіть відхилення, що змінюються у межах прийнятих допусків. З огляду на це завданням дослідника, конструктора і технолога є віднайдення таких методів і техпроцесів, які максимально зменшували б ці впливи [16], або враховували б їх на етапі проектування ступенів турбомашин, що вимагає створення відповідних математичних моделей оцінки технологічних похибок.

У зв'язку з цим великий інтерес викликає можливість створення на базі експериментального і статистичного матеріалу математичних моделей, які пов'язують геометричні розміри лопатки з основними чинниками виготовлення й проектування.

Такі формалізовані підходи можуть бути реалізовані ймовірнісними методами, які дозволяють здійснювати прогнозування похибок за допомогою мінімальної кількості відомостей про конфігурацію лопатки, паспортних даних верстата, довідкових матеріалів та наявних експериментальних даних. Зокрема, одне з таких співвідношень [17] отримано з умови теореми теорії ймовірності про складання дисперсії при припущенні, що розподіл сумарних похибок здійснюється за нормальним законом у припущенні незалежності один від одного факторів, що розглядаються, і при рівності настроювального розміру з проектними значеннями координат лопатки

$$\partial_{\Sigma ij} = K_1 t^* / 2 \sqrt{\lambda_{1ij}^* \delta_{1ij}^* + \lambda_{2ij}^* \delta_{2ij}^* + \dots + \lambda_{nij}^* \delta_{nij}^*} + K_2 \Delta C_{ij}^*, \quad (7)$$

де λ^* – коефіцієнт відносного розсіювання; $\partial_{\Sigma ij}$ – сумарна лінійна похибка j -го перерізу лопатки i -ї точки профілю; K – емпіричний коефіцієнт, що коригує розрахункову залежність з урахуванням експериментальних даних; δ_{ij}^* – елементарні випадкові похибки; t^* – коефіцієнт, що встановлюється залежно від відсотка ризику, що приймається; ΔC^* – систематичні похибки.

Ця аналітична залежність (7) є базовою у наших подальших дослідженнях. З її допомогою можуть визначатися можливі максимальні відхилення від нормованого розміру при механічній обробці, за умови нормального розподілу сумарних похибок. У загальному вигляді сумарні відхилення від проектних можна записати так

$$\Phi \delta_\Sigma = f(\sum \delta_{ij}, \Delta C). \quad (8)$$

Далі проаналізуємо можливість представлення залежності (8) у параметричному вигляді з визначенням домінуючих факторів впливу на похибки (етап параметричної формалізації).

Випадкові похибки формуються здебільшого з урахуванням довідкових (паспортних) матеріалів і апріорних залежностей, зважаючи при цьому й на статистичні залежностей, а систематичні –

априорно-аналітичних залежностей. Наприклад, похибки від зносу інструменту $\delta_{\text{зн}}$ і температурних деформацій $\delta_{\text{т}}$ можуть визначатися так: $\delta_{\text{зн}} = a_1 l / L$; $\delta_{\text{т}} = b_0 + b_1 l / L$, де a_1 , b_0 , b_1 – коефіцієнти регресії.

Як показав виробничий досвід, найбільшу (до 60%) частку при обробці довгих лопаток становлять систематичні похибки, які найчастіше визначаються пружними й залишковими деформаціями заготівлі $\delta_{\text{відж}}$ (похибки від залишкових деформацій у роботі не розглядалися).

Для визначення похибок відтискання може використовуватися априорна залежність виду

$$\delta_{\text{відж}} = C_0 + C_1 l / L + C_2 (l / L)^2 + C_3 (\delta_{\text{пр}} / \delta_{\text{max}}) + C_4 (\delta_{\text{пр}} / \delta_{\text{max}})^2 + C_5 (l / L) (\delta_{\text{пр}} / \delta_{\text{max}}),$$

де $\delta_{\text{пр}}$, δ_{max} – поточна й максимальна товщина профілю перерізу, що піддається фрезеруванню; C_i – коефіцієнти регресії.

Однак найбільший інтерес викликає можливість точнішого чисельного, у функціях геометричних перерізів лопатки, визначення системної похибки. Розглянемо це питання докладніше. Значення величини $\Delta C' \approx \delta_{\text{відж}}$, як показує практика, головним чином залежить від жорсткості лопатки, щонайменше від інструмента. Абсолютні ж значення прогинів деталі (пружних деформацій) розглядаються у функції сили, що виникає в результаті фрезерування, і жорсткості лопатки. Отже, математична модель технологічної операції повинна включати в себе в цьому випадку алгоритм розрахунку жорсткості аналізованої конструкції в умовах даного технологічного процесу і величин податливості від дії одиничної сили в характерних точках профілю перерізів лопатки за її висотою. Для аналізу напруженого стану лопаток турбомашин з урахуванням впливу статичних навантажень використовувався комплекс програм, розроблений ІЕМС НАН України на основі методу кінцевих елементів [18].

Розрахунки з допомогою цих програм дозволяють отримати «масив податливості», тобто величини переміщень у характерних точках лопатки при впливі на цю ділянку 1 кгс. У результаті задача визначення похибки відтискання $\delta_{\text{відж}}$ зводиться до розрахунку величини діючої сили різання, що залежить передусім від режимів обробки і конструкції поверхні лопатки. Окружна складова сили різання P_z з достатньою точністю для наших досліджень може бути розрахована [19] за наступною емпіричною залежністю:

$$P_z = C_p t^{xp} S_z Z_{\text{фр}} B_{\text{фр}}^{R_p} D_{\text{фр}}^{Z_p} X_p, \quad (9)$$

де C_p , K_p – емпіричні коефіцієнти, що залежать від матеріалу деталі; S_z – подача на один зуб фрези; $Z_{\text{фр}}$ – число зубів фрези; $B_{\text{фр}}$ – ширина фрезерування; $D_{\text{фр}}$ – діаметр фрези; X_p , Y_p , R_p , Z_p – показники ступеня, які залежать від матеріалу деталі.

З урахуванням вищевикладеного, при відомих значеннях «масивів податливості», залежність (9) дозволяє визначити можливу величину систематичної похибки в кожній характерній точці лопатки при фіксованих параметрах різання й табличних (паспортних) відомостях про граничні похибки верстата і його пристосувань.

Отримані результати розрахунків наведено на рис. 6.

Із рис. 6 видно, що значення сумарних похибок, розрахованих за методом кінцевих елементів (крива 2), досить близькі до показників статичних відхилень реальної лопатки.

Таким чином, до практичного використання на підставі численних зіставлень рекомендується залежність (7), що включає ймовірнісну оцінку випадкових похибок і чисельний метод визначення систематичних відхилень.

Отже, залежність визначення похибки під час виготовлення лопатки $\Phi_{\delta\Sigma}$ у загальному вигляді можна представити так

$$\Phi_{\delta\Sigma} = f(\sum \delta_{ij}, \Delta C) = f(\sum \delta_{ij}, S_z, B_{\text{фр}}, D_{\text{фр}}, Z_{\text{фр}}).$$

У нашому випадку на даному етапі параметризації для більшої наочності й простоти були прийняті параметри S_z і $B_{\text{фр}}$ як найбільш домінуючі.

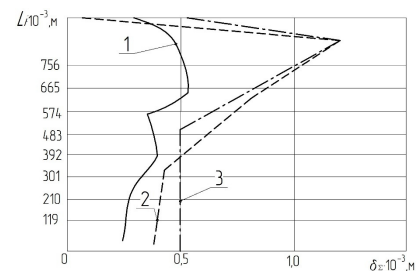


Рис. 6. Розподіл сумарних похибок:
1 – ΔC визначена априорно за формулою 13;
2 – розраховані методом скінченних елементів під впливом сили різання;
3 – статистичні дані реальної лопатки

Розроблені засоби розрахунку технологічних моделей формування поверхні лопатки в результаті похибок виготовлення дають можливість ставити задачу оптимізації режимів різання на стадії проектування й технологічної підготовки з метою визначення як допусків на відхилення лінійних розмірів з урахуванням впливу їх на експлуатаційні характеристики, так і раціональних параметрів обробки у рамках заданих конструкторських допусків та інших обмежень (етап оптимізаційний).

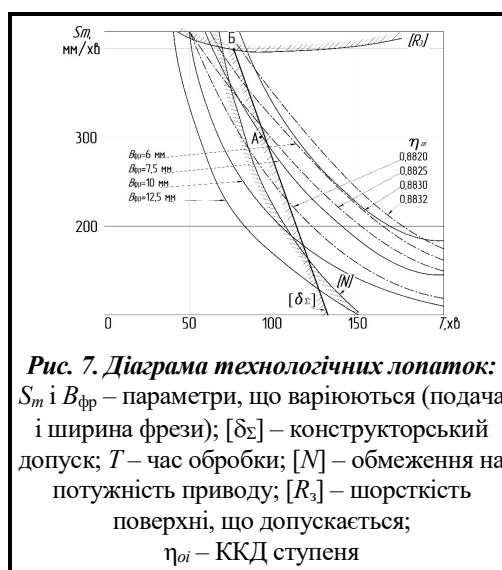
Оскільки на етапі вибору раціональних режимів функція якості – собівартість рівноцінна продуктивності (в даній статті повна оцінка собівартості виготовлення лопатки не розглядається), то в основу оптимізації в даному варіанті може бути покладена функція визначення часу чистової обробки лопатки T при фрезеруванні, що знаходиться як відношення довжини шляху L_{ni} до подачі S_m : $T=L_{ni}/S_m$.

При визначенні довжини шляху використовувався B – кубічний сплайн, за допомогою якого встановлювалися контури проміжних перерізів лопаток із кроком, що дорівнює ширині фрезерування $B_{фр}$.

Варіація режимних параметрів (S_m , $B_{фр}$) викликає зміни сил різання у точці її застосування на лопатці і величини сумарної похибки, зміна якої відбувається передусім за рахунок зміни систематичної похибки $\delta_{відж}$.

Нижче, на прикладі лопатки з $L=960$ мм, у вигляді номограми (рис. 7) у координатах подачі S_m і часу обробки T представлені результати дослідження всіх режимів, що варіюються. Тут же нанесено режим із параметрами $S_m=300$ мм/хв, $B_{фр}=7,5$ мм, $T=90$ хв (точка А), що відповідають часу обробки, подачі, ширині фрезерування, які закладені в реальному технологічному процесі чистового фрезерування лопаток, а також обмеження й функція якості. (ККД ступеня). Слід підкреслити, що саме зв'язок через базу даних із САПР дозволяє оцінювати вплив похибок на експлуатаційні характеристики лопатки, у тому числі і ККД.

У результаті використання викладеного підходу теоретичного визначення похибок й аналізу взаємозв'язків режимних параметрів, обмежень і продуктивності можливий вибір більш раціональних параметрів, наприклад: $B_{фр}=6$ мм, $T=80$ хв, $S_m=400$ мм/хв. Дане призводить до скорочення часу обробки



однієї лопатки на 10 хвилин у порівнянні з реальним технологічним процесом. Це за собівартістю на 6% нижче, ніж регламентований варіант. При цьому такий режим (точка Б, рис. 7) на відміну від початкового (точка А, рис. 7), забезпечує рівень допустимих похибок.

Розглянутий підхід дає конструктору й технологу змогу ефективно здійснювати аналіз всього процесу створення турбінних лопаток (проектування + виготовлення), оскільки з'являється реальна можливість оцінки впливу режимів і продуктивності механообробки лопаток на показники надійності й ефективності роботи ступеня. Водночас такий взаємозв'язок дозволяє врахувати ще на етапі формування поверхні лопатки особливості технологічного процесу і при необхідності здійснити відповідну корекцію або за рахунок режимів різання, або шляхом зміни контуру профілю (без зниження ефективності його обтікання).

Висновки

Представлено методологію формалізації процесів створення лопаток останнього ступеня максимальної довжини з урахуванням особливостей проектування лопатки, включаючи технологію її виготовлення. Показано доцільність і необхідність створення системи автоматизованого проектування саме лопаток граничної довжини, беручи при цьому до уваги особливості проектування та виготовлення, дотримання ієрархії матмоделей, прямих й зворотніх зв'язків між моделями. На підставі проведених досліджень визначено (позначено) загальні підходи до ефективної формалізації математичних моделей, притаманних кожній стадії проектування останнього ступеня:

– обґрунтований вибір базової домінантної умови й базової аналітичної функції для кожної з моделей розглянутої підсистеми;

– параметрична формалізація всіх моделюючих аналітичних залежностей, що входять до загального процесу проєктування, з максимальним залученням накопиченого досвіду, рекомендацій та довідкового матеріалу;

– оптимізація параметрів і характеристик останнього ступеня на кожному з етапів його створення з урахуванням широкого кола обмежень.

При формалізації термогазодинамічної моделі враховано можливість при пошуку оптимального рішення розглянути всі існуючі в практиці проєктування закони закруток лопаткових апаратів, що значно підвищує якість оптимізаційного процесу.

Основною перевагою запропонованої формалізації на етапі конструювання є можливість аналізувати великий масив варіантів лопаток, що відповідають технічному завданню, з урахуванням усіх обмежень й інформації про всі основні характеристики кожної лопатки. Інформація представлена у вигляді номограм, що дозволяють конструктору з безлічі варіантів обрати один із найкращих.

Розроблено формалізовану ймовірнісну математичну модель, скориговану з урахуванням реальних статистичних даних, яка із задовільною для практичних розрахунків достовірністю описує технологічні відхилення поверхонь лопаток з урахуванням режимів обробки, що використовуються при чистовому фрезеруванні. Це дає можливість проєктувальнику на етапі пошуку оптимального рішення розглядати конструкцію не ідеальну, а близьку до реальної, яка отримана в результаті розрахунку в рамках моделей конструювання й технологічної, оцінити і врахувати вплив похибок виготовлення на міцнісні й газодинамічні характеристики лопатки, а також на ефективність роботи ступеня в цілому. Крім того, з'являється можливість здійснювати у процесі технологічної підготовки раціональний вибір режимних параметрів обробки, а на етапі конструювання при формоутворенні поверхні лопатки врахувати специфічні особливості верстатного обладнання.

Передбачено дворівневий підхід до вирішення задачі, коли на першому рівні при оптимізації з використанням більш простих математичних моделей з безлічі варіантів обирається найкращий, який може бути скоригований (або ще покращений) на наступному рівні.

Розглянута методологія формалізації процесів створення робочих лопаток граничної довжини дозволяє отримувати оптимальні рішення при проєктуванні нових лопаток з урахуванням специфіки їх створення й широкого спектра обмежень.

Література

1. Бондаренко Г. А., Бага В. М. Основи проєктування турбокомпресорів: навчальний посібник. Суми: Сумський державний університет, 2022. 203 с.
2. Авдеева О. П., Усатий О. П., Пальков І. А., Пальков С. А., Іщенко О. І. Застосування комплексної методології для оптимізації проточних частин парових турбін. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2020. № 1 (3). С. 49–53. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2020.01.08>.
3. ANSYS-Fluent: Fluid Simulation Software. ANSYS: official site, 2018. <https://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-Fluent>.
4. Шубенко-Шубин Л. А., Тарелин А. А., Антипцев Ю. П. Оптимальное проектирование последней ступени мощных паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. Киев: Наукова думка, 1980. 228 с.
5. Тарелин А. А., Антипцев Ю. П., Аннопольская И. Е. Основы теории и методы создания оптимальной последней ступени паровых турбин. Харьков: Контраст, 2001. 224 с.
6. Суботін В. Г., Левченко Є. В., Швецов В. Л., Шубенко О. Л., Тарелін А. О., Суботович В. П. Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт. Харків: Фоліо, 2009. 256 с.
7. Тарелин А. А., Кашубин С. П., Аннопольская И. Е. Система автоматизированного проектирования рабочих лопаток последних ступеней турбины. *Проблемы машиностроения*. 1988. Вып. 30. С. 57–61.
8. Rusanov A. V., Shvetsov V. L., Alyokhina S. V., Pashchenko N. V., Rusanov R. A., Ishchenko M. H., Slaston L. O., Sherfedinov R. B. The efficiency increase of the steam turbine low pressure cylinder last stage by the blades spatial profiling. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy mashinobuduvannia*. 2020. Vol. 23. No. 1. P. 6–14. <https://doi.org/10.15407/pmach2020.01.006>.
9. Sherfedinov R., Ishchenko M., Slaston L., Alyokhina S. Working blades development for the last stages of steam turbine low pressure cylinder. *Academic Journal of Manufacturing Engineering*. 2023. Vol. 21. Iss. 1. P. 126–131.
10. Устенко С. А. Оптимізація геометричних параметрів профілю лопатки із застосуванням генетичного алгоритму. *Вісник Національного університету кораблебудування*. 2010. № 4.

11. Русанов А. В. Наукові проблеми створення турбін нового покоління з покращеними техніко-економічними показниками. *Вісник НАН України*. 2017. № 8. С. 47–52. <https://doi.org/10.15407/visn2017.08.047>.
12. Борисенко В. Д., Устенко І. В., Устенко А. С. Моделирование профилей лопаток осевых турбомашин эллипсами Ламе. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2019. Т. 30 (69). Ч. 1. № 5. С. 56–62. <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2019.5-1/09>.
13. Eret P., Hoznedl M. Analysis of geometric errors of throat sizes of last stage blades in a mid-size steam turbine. *Journal of Machine Engineering*. 2022. Vol. 22. No. 3. P. 132–147. <https://doi.org/10.36897/jme/151118>.
14. Шашко Ю. А., Кулик О. В., Санін А. Ф. Використання адитивних технологій для отримання заготовок дисків турбін турбонасосних агрегатів. *Системне проектування та аналіз аерокосмічної техніки: збірник наукових праць Дніпровського національного університету імені Олеся Гончара*. 2019. Т. 27. № 2. С. 169–176. <https://doi.org/10.15421/471937>.
15. Масягін В. І., Григоренко А. М., Конох К. М., Хахалкіна О. А. Визначення факторів, які знижують показники надійності дисків ГТД та розробка заходів по їх підвищенню. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2021. Т. 3. № 65. С. 50–55. <https://doi.org/10.26906/SUNZ.2021.3.050>.
16. Іщенко Г. І. Технологічне забезпечення якості виготовлення складнопрофільних поверхонь турбінних лопаток з титанових сплавів: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08. Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2021. 184 с.
17. Епифанов С. В. Анализ современных подходов к идентификации математических моделей ГТД. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2001. Вып. 23. С. 169–174.
18. Воробьев Ю. С., Шепель А. И., Романенко Л. Г., Водченко В. Н., Сапелкина З. В. Конечноеэлементный анализ собственных колебаний статически напряженных лопаток турбомашин. *Проблемы прочности*. 1990. № 7. С. 88–94.
19. Касилова А. Г., Мещерякова Р. К. Справочник технолога машиностроителя. М.: Машиностроение, 1985. 496 с.

Надійшла до редакції 16.01.2025