

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ  
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного

**Бояршинов Олексій Юрійович**



УДК 621.165

**УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОБОЧИХ ЛОПАТОК  
ОСТАННІХ СТУПЕНІВ ПАРОВИХ ТУРБІН З МЕТОЮ  
ПОЛІПШЕННЯ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

Спеціальність 05.05.16 – «Турбомашини та турбоустановки»

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2016

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України.

**Науковий керівник:**

доктор технічних наук, професор,  
член-кореспондент НАН України  
**Шубенко Олександр Леонідович**,  
Інститут проблем машинобудування  
ім. А.М. Підгорного НАН України,  
завідувач відділом оптимізації  
процесів та конструкцій турбомашин

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, с.н.с.,  
**Усатий Олександр Павлович**,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
професор кафедри турбінобудування

кандидат технічних наук,  
**Гришин Микола Миколайович**,  
ПАТ «Турбоатом»  
перший заступник головного  
конструктора парових турбін

Захист відбудеться «24»\_березня\_2016 р. о 14<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.180.02 в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського 2/10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського 2/10.

Автореферат розісланий «15» лютого 2016 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради  
доктор технічних наук



Л.В. Колодязна

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Найбільш ефективним способом поліпшення техніко-економічних показників турбінного обладнання великої потужності є розробка та впровадження принципово нових конструктивних і технологічних рішень. При цьому передбачається інтенсифікація питомих масових, термодинамічних і аеродинамічних навантажень на елементи проточної частини та теплообмінне обладнання на основі впровадження нових ефективних конструкційних матеріалів і сучасних методів розрахунку та конструювання.

Збільшення одиничної потужності турбіни зв'язано зі збільшенням витрати пари на неї. Тому при створенні турбіни вирішальну роль має збільшення торцевої площі останнього ступеня, яка визначає максимально досяжний пропуск пари у конденсатор.

Останній ступінь є одним з найбільш складних та відповідальних елементів турбіни, оскільки значною мірою визначає рівень економічності і загальну конструктивну схему турбоагрегату. Конструкція лопатки суттєво залежить від рівня наукового забезпечення проектування, можливостей металургійної бази, застосованих матеріалів та існуючої технології обробки.

Важливу роль при проектуванні лопаток останніх ступенів відіграє вибір раціональних форм елементів її робочої частини, перехідних зон та хвостового з'єднання. Особливе значення має вибір ефективної конструкції міжлопаткових бандажних пов'язей, що сприяють підвищенню надійності робочих лопаток, а також збереженню у робочому (деформованому) стані проектних кутів установки профілів поперечних перетинів лопатки.

Оскільки розмір площі вихлопу останнього ступеня визначає максимально досяжну потужність агрегату та рівень вихідної втрати, розробка ефективних методів розрахунку і конструювання цих лопаток є актуальною задачею щодо підвищення надійності та економічності всього агрегату.

**Зв'язок з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконана згідно з енергетичною стратегією України на період до 2030 року (затверджена розпорядженням Кабінету Міністрів України №145-р від 15.03.2006 р.).

Робота є однією з складових комплексу досліджень, що проводяться в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за бюджетними темами «Розробка й удосконалення методів й засобів підвищення енергоефективності діючих і перспективних теплових турбоустановок та їх комплексів» (№ ДР 0108U001851), «Підвищення ефективності теплових турбоустановок на основі удосконалення термодинамічних циклів та робочих процесів у проточних частинах» (№ДР 0113U007656), «Розробка аеродинамічних, режимних та конструктивних заходів щодо підвищення ресурсу останніх ступенів енергетичних парових турбін, працюючих у зоні вологої пари» (№ ДР 0113U005011), де автор є виконавцем окремих підрозділів.

**Мета і задачі дослідження.** Мета дисертаційної роботи полягає в підвищенні ефективності останніх ступенів парових турбін за рахунок удосконалення конструктивних характеристик і надійності їх робочих лопаток.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі завдання:

- провести аналіз існуючих конструкцій та умов роботи останніх ступенів; вибрати напрямок досліджень;

- запропонувати рішення щодо удосконалення конструкції робочої лопатки шляхом підвищення демпфуючої здатності за рахунок двох поличних бандажних зв'язків;

- розробити математичну модель конструкції лопатки з двома полками та відповідні розрахункові рівняння; виконати аналіз результатів розрахунків в співставленні з існуючими конструкціями;

- виконати аналіз пружно-деформованого стану хвостових з'єднань ялинкового типу; розробити конструкцію, що сприяє підвищенню рівномірності розподілу напружень у хвостовому з'єднанні;

- провести дослідження характеру розподілу місцевих напружень у зонах різкої зміни регулярної форми лопатки і запропонувати пропозиції щодо зниження нерівномірності розподілу напружень та аеродинамічних збурень;

- провести дослідження впливу порушення плавності кривої кутів закрутки перетинів лопатки на її напружно-деформований стан (НДС), розробити пропозиції щодо попередження невідповідності проектних та дійсних кутів закрутки.

*Об'єкт дослідження* – робоча лопатка останнього ступеня потужних парових турбін.

*Предмет дослідження* – удосконалення конструкції з метою підвищення показників ефективності та надійності робочих лопаток останнього ступеня.

**Методи дослідження** – Для реалізації технічної теорії закручених стрижнів стосовно до запропонованої конструкції лопатки з поличними бандажами використані інтегральні рівняння та чисельні методи їх рішення; при дослідженнях НДС елементів лопатки використані методи на базі кінцевих елементів.

### **Наукова новизна отриманих результатів:**

1. Вперше запропонована оригінальна конструкція робочої лопатки останнього ступеня з двома ярусами поличних бандажних пов'язей та розроблена математична модель НДС такої конструкції.

2. Розвинені та удосконалені методи розрахункового аналізу напружно-деформованого стану елементів робочих лопаток останнього ступеня потужних парових турбін.

3. На базі комплексних чисельних досліджень встановлено картину місцевих напружень у перехідних зонах лопатки та одержані значення коефіцієнтів нерівномірності розподілу напружень в залежності від характеру спряження активної та хвостової частин лопатки.

4. Вперше встановлено вплив місцевого потовщення профільної частини лопатки у зоні установки стрижневої бандажної пов'язі на аеродинаміку потоку пари і вироблені рекомендації щодо формування цієї зони для зниження аеродинамічних втрат при збереженні показників міцності.

5. Запропонована оригінальна форма опорної поверхні зубців, яка забезпечує компенсацію технологічних зазорів у хвостовому з'єднанні та підвищення в ньому рівномірності розподілу напружень.

**Практичне значення отриманих результатів** полягає у наступному:

1. Запропонована удосконалена конструкція робочої лопатки останнього ступеня з двома ярусами поличних бандажних пов'язей та істотно підвищеною вібраційною надійністю і аеродинамічною якістю.

2. Удосконалена конструкція ялинкового хвостового з'єднання за рахунок покращення профіля з'єднання і спеціальної форми опорної поверхні, що забезпечує компенсацію технологічних зазорів.

3. Проведені розрахункові дослідження впливу кута скося опорної поверхні зубців хвостового з'єднання на його напружений стан. Вироблені рекомендації щодо вибору кута скося.

4. Вироблені рекомендації щодо профілювання підсилюючого пояса в зоні установки стрижневої бандажної пов'язі, які обумовлюють зниження газодинамічних втрат і, водночас, забезпечують необхідну міцність.

Розроблені науково-технічні рішення використовуються у наукових та практичних роботах відділу оптимізації процесів Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, а також у навчальному процесі для підготовки бакалаврів, спеціалістів, магістрів кафедри теплоенергетики та енергозбереження Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків, акт впровадження від 23.04.2015). Одержані методики і результати досліджень використовуються на ПАТ «Турбоатом» (м. Харків, акт впровадження від 18.05.2015) та у ХЦКБ «Енергопрогрес» (м. Харків, акт впровадження від 08.04.2015).

**Особистий внесок здобувача.** Опубліковані матеріали повністю відображують зміст досліджень, що представлені в дисертаційній роботі. В роботах, які виконані в співавторстві, автору належать:

- постановка задачі і аналіз результатів дослідження [1];
- аналіз проблем створення останніх ступенів парових турбін [2,3];
- запропоновано спосіб впливу форми опорної поверхні зубців хвостовика на характер розподілу навантаження [5];
- постановка задачі та формулювання рекомендацій щодо практичного використання [6];
- пропозиції щодо конструкції зубців хвостового з'єднання та формулювання висновків і рекомендацій [4,9,10,12];
- аналіз впливу характеру кутів закрутки лопатки на рівень дотичних напружень і розробка рекомендацій щодо проектування [7];
- запропоновано конструкцію з двома поличними бандажними пов'язями [11];
- уточнення коефіцієнтів запасів міцності хвостових з'єднань робочих лопаток турбін [14];
- проведення аналізу впливу геометрії профіля ялинкового хвостового з'єднання на його напружений стан [15];
- постановка задачі та формування висновків дослідження розподілу напружень в зоні лопатки з отвором під бандажну пов'язь [16];

Роботи [8,13] виконані самостійно.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати досліджень за темою дисертації доповідались та обговорювались на: Всеукраїнській науково-

технічній конференції «Проблеми енергозбереження України та шляхи їх вирішення» (м. Харків, НТУ «ХП» 2011 р., 2013р); міжнародній науково-технічній конференції «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» (м. Харків, ППМаш НАН України, 2012 р.); конференціях молодих вчених і спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування», (м. Харків, 2008 р., 2011р., 2013р.); IV міжнародній науково-практичній конференції «Качество технологий–качество жизни», (м. Судак 2011 р.); XII міжнародній науково-практичній конференції студентів, магістрів та молодих вчених «Исследования и разработки в области машиностроения», (м. Гомель, 2012 г.); міжнародній науково-технічній конференції молодих вчених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (м. Тернопіль, 2012 р).

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи опубліковані у 16 наукових працях, з них 8 статей – у наукових фахових виданнях України, з яких 4 статті у виданнях, що входять до наукометричних баз даних, 4 патенти України, 4 роботи – матеріали міжнародних наукових конференцій.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 137 сторінок, з них: 121 сторінка основного тексту, 45 рисунків, 5 таблиць, 113 найменувань використаних джерел на 12 сторінках, 3 додатки на 3 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** наведено загальну характеристику роботи, присвяченої дослідженню одного з найважливіших елементів турбіни, сформульовано мету, задачі і методи дослідження. Обґрунтована актуальність теми, показана наукова новизна та практична цінність результатів, що отримав здобувач. Наведено інформацію про публікації, апробацію роботи на наукових форумах, зв'язок роботи з проектними розробками по створенню турбоагрегатів, та власний внесок автора.

У **першому розділі** на основі аналізу результатів отриманих досліджень різних авторів (Л.О. Шубенко-Шубіна, В.П. Сухініна, А.А. Тареліна, Ю.С. Воробйова, Б.Ф. Шорра, А.С. Лейкіна, Різа та інших) проведено огляд існуючих методів проектування останніх ступенів потужних парових турбін, проаналізовано еволюцію цих методів, послідовно розглянуто особливості методів дослідження та проектування на кожному етапі розвитку турбінобудування. Підкреслюється значення площі вихлопу на економічні показники всього турбоагрегату. Водночас показано вирішальний вплив площі вихлопу на кількість вихлопів і циліндрів низького тиску, тобто на конструктивну схему турбоагрегату.

Площа вихлопу, яка суттєво впливає на рівень економічності турбоустановки, залежить від довжини лопатки  $l$  та її середнього діаметру  $D_{\text{сер}}$ . Для досягнення максимального ефекту у сучасних крупних турбоустановках значення цього параметра складає  $D_{\text{сер}} / l \approx 2,5$ . Досягнення максимальної довжини лопатки можливо при виконанні її робочої частини у формі тіла рівного опору розтягненню відцентровими силами згідно з рівнянням

$$F_k = F_b e^{\frac{\rho \omega^2 (r_b^2 - r_k^2)}{2[\sigma]}}$$

де  $F_k$  – площа кореневого перетину;  $F_b$  – площа верхнього перетину;  $e$  – основа натурального логарифму;  $\rho$  – щільність матеріалу лопатки;  $\omega$  – кутова швидкість обертання;  $r_b$  – радіус верхнього перетину;  $r_k$  – радіус кореневого перетину;  $[\sigma]$  – допустиме напруження розтягнення матеріалу лопатки.

Після одержання аеродинамічно досконалих профілів, далі процес формування лопатки зводиться до рішення питань міцності та визначення її конструктивних форм.

На відміну від традиційних підходів, при розрахунку слабо закручених стрижнів, які підвержені тільки осьовій деформації, для робочих лопаток з суттєвою закруткою застосовують методи, що враховують природню закрутку. Це явище чинить свій вплив і на геометрію лопатки і на її деформований стан.

Робочі лопатки останнього ступеня сучасних потужних парових турбін характеризуються значною пружною деформованістю в окружному та осьовому напрямках, а також пружною деформацією розкрутки відносно радіальної лінії під дією відцентрових сил.

На цей час існують конструкції з периферійною поличною пов'язю. При цьому пружна розкрутка лопатки на периферії повністю усувається, але зберігається в середній зоні, навіть при наявності тут демпферної стрижневої пов'язі.

Не зважаючи на позитивний ефект демпфіювання коливань установка демпферної пов'язі потребує підсилення лопатки у зоні отвору для неї. Це ускладнює конструювання лопатки, а крім того, створює додаткові газодинамічні втрати.

Сучасні лопатки останніх ступенів потужних парових турбін є конструкції, до яких важко застосувати рішення плоских задач теорії пружності як з-за розвинених об'ємів, так і в зв'язку з тим, що зовнішні зусилля прикладені до зовнішнього контуру деталі з досить розвиненим об'ємом (наприклад, реакції від відцентрових зусиль на опорних поверхнях зубців хвостовика).

В дисертаційній роботі значна увага приділена визначенню напружено-деформованого стану елементів лопатки в об'ємній постановці задачі. Це, в першу чергу, відноситься до прикореневої зони, хвостового з'єднання та зони установки стрижневої бандажної пов'язі.

На основі проведеного чисельного аналізу сформульовано задачі дослідження.

У **другому розділі** на основі аналізу особливостей напружено-деформованого стану розглянуто можливості формування раціональної конструкції з нейтралізацією суттєвої пружної деформації розкрутки. Підкреслюється, що пружна розкрутка досягає при роботі значень, які негативно впливають на характеристики ступеня.

Розглядаються особливості НДС, а також спосіб визначення зігнутої вісі лопатки та її закрутки в робочому стані по відомим її величинам в стані покою, у тому числі з урахуванням бандажних пов'язей.

На рис. 1 зображена система координат природньо закрученої лопатки.

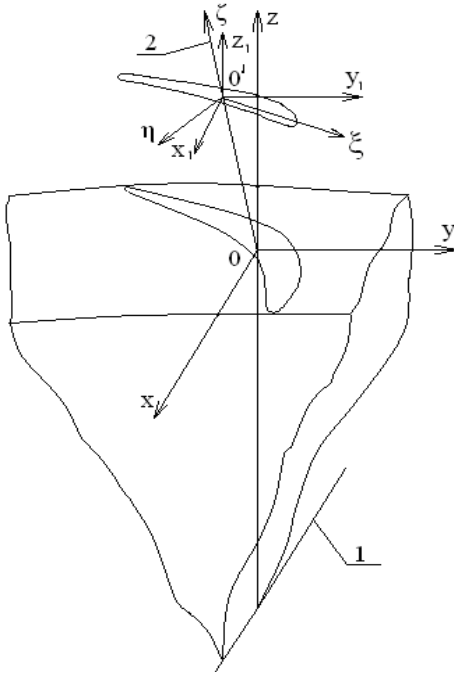


Рис. 1. Системи координат закрученної лопатки:  
1 – вісь турбіни; 2 – вісь лопатки

У цій матриці  $a_\varepsilon$ ,  $a_\tau$  – коефіцієнти податливості;  $N_\zeta$ ,  $M_\eta$ ,  $M_\xi$ ,  $M_\zeta$ , – моменти відносно відповідних осей.

Згідно цієї матриці компоненти деформації

$$\begin{aligned} \varepsilon &= a_\varepsilon N_\zeta + a_{\varepsilon\xi} M_\eta - a_{\varepsilon\eta} M_\xi + a_{\varepsilon\tau} M_\zeta, \\ \kappa_\xi &= a_{\xi\varepsilon} N_\zeta + a_\xi M_\eta - a_{\xi\eta} M_\xi + a_{\xi\tau} M_\zeta, \\ \kappa_\eta &= a_{\eta\varepsilon} N_\zeta + a_{\eta\xi} M_\eta - a_\eta M_\xi + a_{\eta\tau} M_\zeta, \\ \tau &= a_{\tau\varepsilon} N_\zeta + a_{\tau\xi} M_\eta - a_{\tau\eta} M_\xi + a_\tau M_\zeta. \end{aligned} \quad (3)$$

У складі матриці присутні коефіцієнти, які визначаються геометричними факторами, а також величини осьових сил і згинних моментів у відповідних перетинах лопатки.

З урахуванням матриці (3) одержані рівняння щодо визначення поперечних деформацій  $U$ ,  $V$ , кута повороту  $\Theta$ , а також подовжньої деформації  $W$

$$\begin{aligned} U &= -\int_0^z \int_0^z (\kappa_\eta \sin \alpha - \kappa_\xi \cos \alpha + y'' \int_0^z \tau \cdot dz) dz^2, \\ V &= \int_0^z \int_0^z (\kappa_\eta \cos \alpha + \kappa_\xi \sin \alpha + x'' \int_0^z \tau \cdot dz) dz^2, \\ \Theta &= \int_0^z (\tau + \xi' \kappa_\eta + \eta' \kappa_\xi) dz, \\ W &= \int_0^z [\varepsilon + x' \int_0^z (\kappa_\eta \sin \alpha - \kappa_\xi \cos \alpha) dz - y' \int_0^z (\kappa_\eta \cos \alpha + \kappa_\xi \sin \alpha) dz] dz. \end{aligned} \quad (4)$$

Кут пружної розкрутки є найбільш характерним показником НДС лопатки. Крім того при досягненні у верхній зоні лопатки декількох градусів він обумовлює прийняття заходів проти відхилень від розрахункових кутів потоку пари.

Згідно прийнятій теорії розрахунку нормальні і дотичні напруження в перерізах, нормальних до вісі лопатки

$$\begin{aligned} \sigma_\zeta &= E(\varepsilon - \kappa_\xi \xi - \kappa_\eta \eta + \tau \rho^2) \\ \sigma_{\zeta i} &= G \tau_i \delta_i. \end{aligned} \quad (1)$$

Осьове подовження  $\varepsilon$ , компоненти згинної деформації  $\kappa_\xi$ ,  $\kappa_\eta$  відносно головних осей  $\xi$  і  $\eta$ , та кручення  $\tau$  відносно осі стрижня  $\zeta$  пов'язані в загальному випадку для закручених лопаток з непрямою віссю з  $N_\zeta$ ,  $M_\xi$ ,  $M_\eta$  і  $M_\zeta$  матрицею

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \varepsilon \\ \kappa_\xi \\ \kappa_\eta \\ \tau \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} a_\varepsilon & a_{\varepsilon\xi} & a_{\varepsilon\eta} & a_{\varepsilon\tau} \\ a_{\xi\varepsilon} & a_\xi & a_{\xi\eta} & a_{\xi\tau} \\ a_{\eta\varepsilon} & a_{\eta\xi} & a_\eta & a_{\eta\tau} \\ a_{\tau\varepsilon} & a_{\tau\xi} & a_{\tau\eta} & a_\tau \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} N_\zeta \\ M_\eta \\ -M_\xi \\ M_\zeta \end{Bmatrix}. \end{aligned} \quad (2)$$



Конструкція бандажних пов'язей та характер їх з'єднання з лопатками впливають на НДС лопаток.

Відзначимо, що установка одного ряду стрижневої бандажної пов'язі демпферного типу несуттєво впливає на рівень напружень від відцентрових сил, але викликає необхідність виконання місцевого потовщення, яке ускладнює конструкцію цієї зони, та одночасно підвищує рівень дотичних напружень у лопатці. Крім того установка навіть одного ряду стрижневої бандажної пов'язі знижує ККД ступеня (за даними ЦКТИ) на значення не менш 1 %.

На рис. 2 представлена зміна напружень у лопатці останнього ступеня з довжиною активної частини 1030 мм з різними системами бандажних пов'язей.

На рис. 2а наведені криві напружень і деформацій лопатки з поличною бандажною пов'яззю, а також демпферною стрижневою пов'яззю.

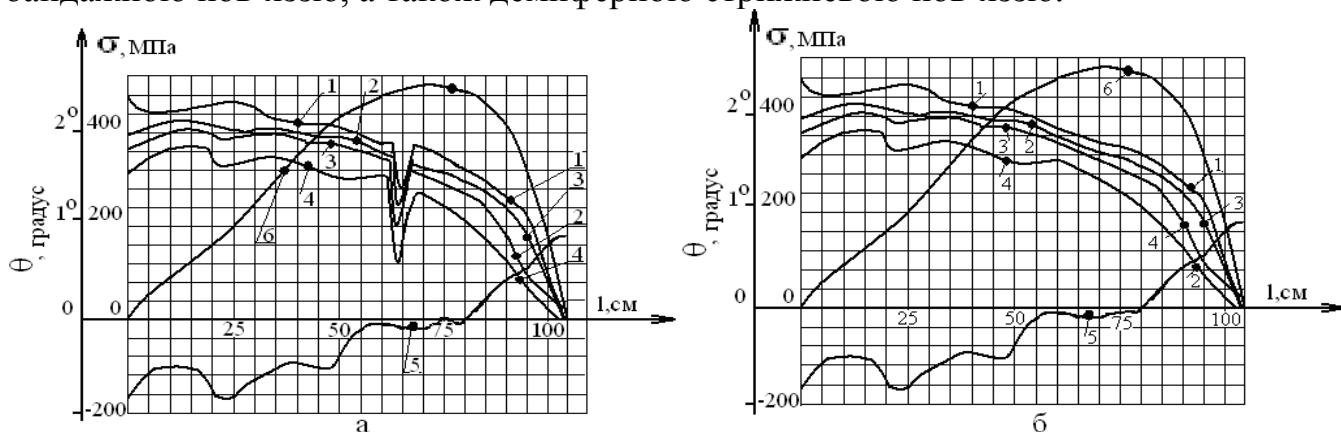


Рис. 2. Результати розрахунку лопатки довжиною 1030 мм: а – з поличним бандажем і трубчастим демпферним зв'язком; б – з поличним бандажем:  
1 – внутрішній контур; 2 – зовнішній контур; 3 – вхідна кромка; 4 – вихідна кромка;  
5 – дотичні напруження; 6 – кут пружної розкрутки

На рис. 2б демпферна пов'язь відсутня. При цьому в обох випадках характер напружень однаковий, крім зони стрижневого бандажу, що пов'язано з наявністю потовщення для компенсації втрати площі перетину з-за отвору під бандажну пов'язь.

З метою підвищення надійності та економічності останнього ступеня в дисертації виконано дослідження конструкції лопатки з двома поличними бандажними пов'язями. При цьому одна з них розміщена на периферії лопатки, друга, замість видаленої стрижневої бандажної пов'язі – в проміжному поперечному перетині. Запропонована автором дисертації конструкція лопатки захищена патентом на винахід.

На основі розроблених математичної моделі і розрахункових рівнянь силової взаємодії лопаток з такими пов'язями одержані чисельні результати і проведено їх аналіз стосовно до реальної лопатки довжиною 1030 мм. В порівнянні з іншими схемами з'єднання лопаток бандажними пов'язями тут знижується рівень пружної розкрутки і в проміжних (між поличними пов'язями) зонах лопатки. Характер НДС такої лопатки довжиною 1030 мм, представлений на рис.3, свідчить, що при наявності двох поличних пов'язей кут пружної розкрутки в обох частинах лопатки (розділених середнім бандажем) не перевищує  $0^{\circ} 50'$ .

Таким чином, в порівнянні з варіантом, де полична пов'язь є тільки на периферії і кут пружної розкрутки досягає  $2^{\circ} 30'$ , у варіанті з двома поличними бандажами пружна розкрутка у 3 рази нижче.

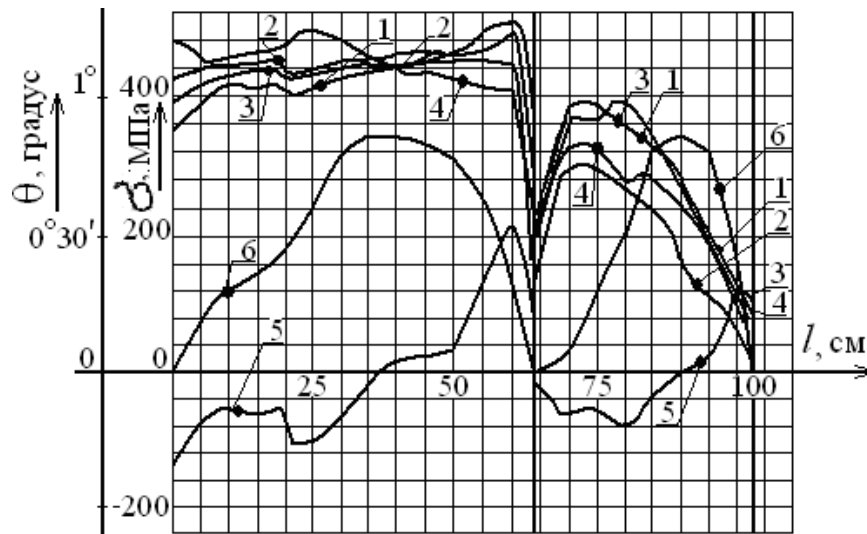


Рис. 3. Результати розрахунку лопатки 1030 мм з двома поличними бандажами:  
1 – внутрішній контур; 2 – зовнішній контур; 3 – вхідна кромка; 4 – вихідна кромка;  
5 – дотичні напруження; 6 – кут пружної розкрутки

В окремих зонах такої лопатки спостерігаються зміни характеру напружень порівняно з іншими варіантами, однак їх загальний рівень знаходиться у допустимих межах, а по характеру гасіння коливальних коливань вона суттєво виграє, оскільки друга полка помітно підвищує демпфуючу здатність конструкції. Крім того, конструкція з двома поличними пов'язями забезпечує по всій довжині лопатки практично повну відповідність геометрії лопатки кутам натікання потоку пари і отже підвищує економічність.

У третьому розділі представлені розробки щодо удосконалення конструкції хвостового з'єднання з урахуванням факторів нерівномірності розподілення навантажень на окремі пари зубців, а також впливу геометрії прикореневої зони.

Хвостове з'єднання ялинкового типу характеризується значною кількістю опорних поверхонь, що сприймають зовнішнє навантаження від відцентрових сил лопатки та власних навантажень елементів хвостовика.

Велике значення для забезпечення надійності хвостових з'єднань мають питання вибору раціональної геометрії, з урахуванням того, що конструкція відрізняється складною геометрією, наявністю концентраторів напружень, та складнонапруженим характером у зоні спряження активної частини лопатки і хвостовика.

В роботі проведено розрахункове дослідження впливу геометрії хвостового з'єднання на розподіл діючих зусиль, та на характер концентрації напружень. Встановлено взаємовплив профільної частини лопатки та хвостовика на нерівномірність розподілу напружень у прикореневій зоні.

Оскільки площину опорної поверхні зубця виконують по нормалі до бокової твірної (виходячи з міркувань технології і збірки), з вертикальною віссю вона складає в цьому випадку кут  $\alpha$ , який дорівнює половині кута клина хвостовика  $\alpha = \varphi_{\text{л}}/2$  (рис. 4).

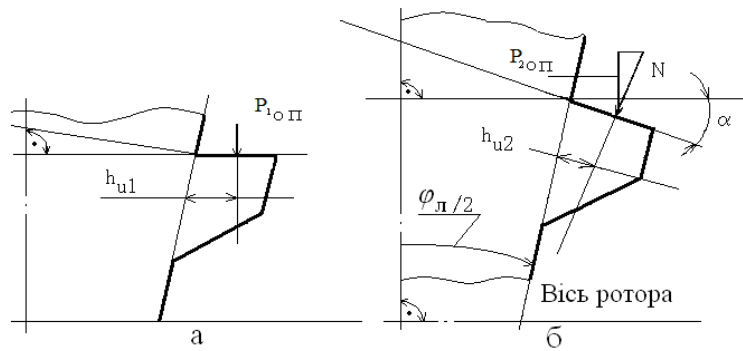


Рис. 4. Схема силового навантаження хвостовика: а – опорна поверхня зубця виконана по нормалі до вісі хвостовика; б – існуючий зубець хвостовика

Ця обставина приводить до деякого зросту сили  $N$ , згинаючої зубець хвостовика. Зріст цієї сили в межах допустимих кутів  $\alpha$ , який приводить до зросту згинаючого моменту, дає значно менше зростання напружень згину від сили  $N$  (проти моменту від сили  $P_{оп}$ ) за рахунок зменшення плеча згинаючого моменту  $h_{u_2}$  проти моменту від сили  $P_{оп}$  ( $h_{u_2} < h_{u_1}$ ).

Розрахункове дослідження дозволило встановити, що підвищення кута  $\alpha$  призводить до зниження теоретичного  $K_t$  та ефективного  $K_a$  коефіцієнтів концентрації (рис.5). Зазначимо, що згідно рівняння Хейвуда на більш суттєве зниження ефективного коефіцієнту концентрації впливають, крім кута  $\alpha$ , властивості матеріалу хвостовика.

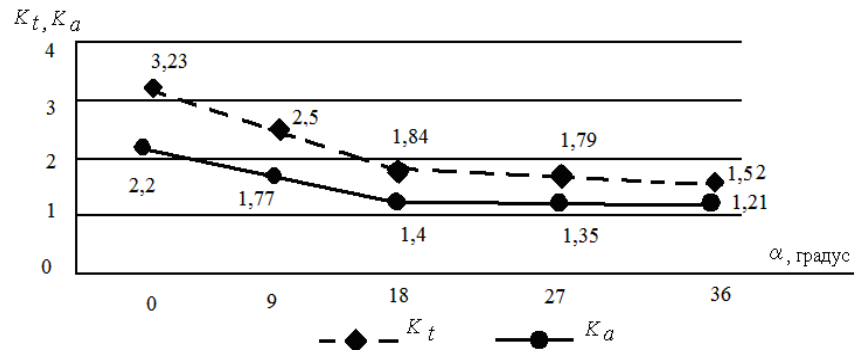


Рис. 5. Криві коефіцієнтів концентрації напруження  $K_t$  і  $K_a$  в залежності від кута скосу робочої поверхні зубця

При всіх перевагах хвостових з'єднань ялинкового типу, які обумовили їх розповсюдження для лопаток з великим навантаженням відцентровими силами, ще існують питання, що не вирішені.

Особливе значення у питаннях надійності цих хвостових з'єднань має нерівномірний розподіл навантажень по зубцях, пов'язаний з немінучими технологічними зазорами по опорних поверхнях, що призводить до перевантаження окремих пар зубців і, як слідство, до підвищення напружень в окремих перетинах хвостовика і у відповідних зубцях.

Дослідження показують, що здійснити наперед задані зазори, які б забезпечили досить рівномірний розподіл навантажень по зубцях, за рахунок пружних деформацій виявляється неможливим.

Для усунення небажаних зазорів в дисертації запропонована форма опорної поверхні зубців, яка забезпечує під нагрузкою зминання поверхні на значення відповідне технологічним зазорам (рис. 6).

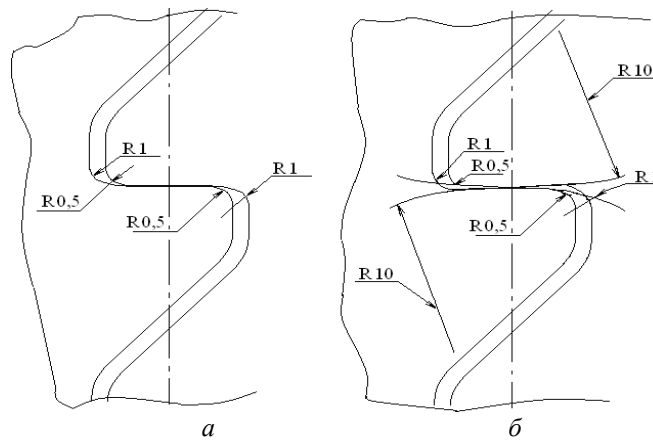


Рис. 6. Формування контактних поверхнь зубців:  
*a* – існуюча конструкція; *б* – запропонована конструкція

Згідно задачі Герца при контакті зубців з запропонованою формою контактної поверхні під навантаженням виникає деформація опорної поверхні на площадці шириною 0,2 мм і на глибині 0,02 мм, що помірно до зазорів, які виникають при обробці. Оцінка теоретичних результатів згідно задачі Герца підкреслюється одержаними розрахунками з допомогою розрахункового комплексу на базі методу кінцевих елементів для різних варіантів наявності зазорів по опорах.

На рис. 7 в якості прикладу показано характер розподілення напружень при контакті всіх пар зубців з плоскими опорними поверхнями і відсутності їх деформації.

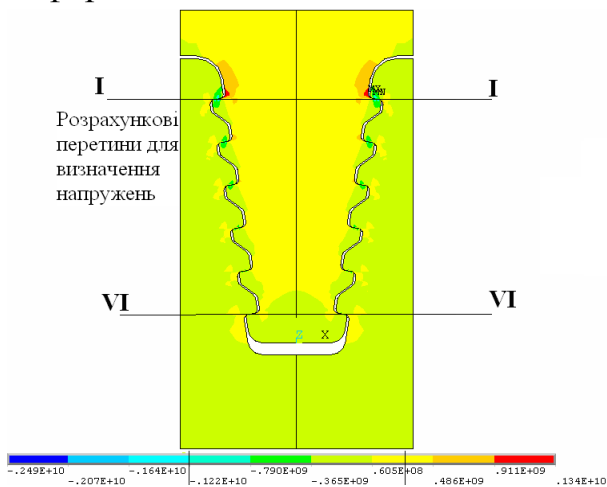


Рис. 7. Розподіл напружень у ялинковому хвостовому з'єднанні (в радіальному напрямку) при контакті всіх пар зубців

Відповідний цьому варіанту розподіл напружень у перетинах хвостового з'єднання, представлено на рис. 8, що свідчить про значну їх нерівномірність.

При виконанні опорних поверхнь запропонованої циліндричної форми розподіл напружень покращується, що показано на рис. 9.

Також встановлено взаємовплив профільної частини лопатки та хвостовика на характер нерівномірності розподілу напружень у прикореневій зоні.

На рис. 10 представлена схема перетинів у прикореневій зоні, в яких з використанням програмного комплексу на базі методу кінцевих елементів встановлено характер розподілу напружень і одержані значення коефіцієнтів нерівномірності розподілу напружень у першому перетині хвостовика.

В таблиці 1 наведено значення теоретичних ( $K_t$ ) та ефективних ( $K_a$ ) коефіцієнтів концентрації напружень, та коефіцієнтів нерівномірності розподілу напружень  $K_c$  у зазначеному перетині хвостовика, які ілюструють вплив характеру спряжиння кореневої зони лопатки та хвостовика.

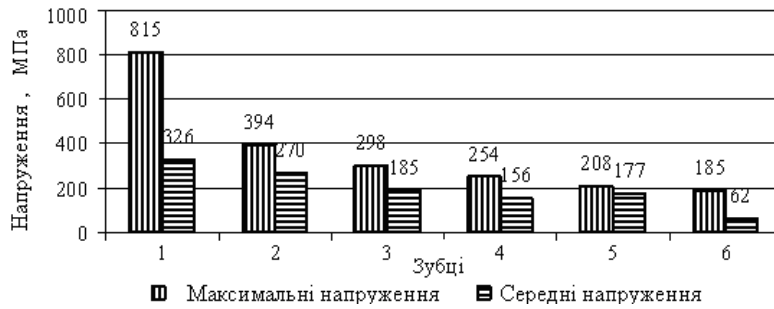


Рис. 8. Розподіл напружень по перетинах хвостовика при контакті по всіх опорних площинах пласкої форми

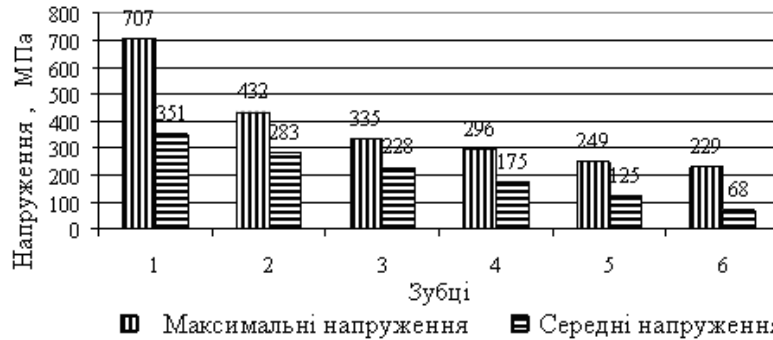


Рис. 9. Розподіл напружень по перетинах хвостовика при контакті по всіх опорних площинах циліндричної форми

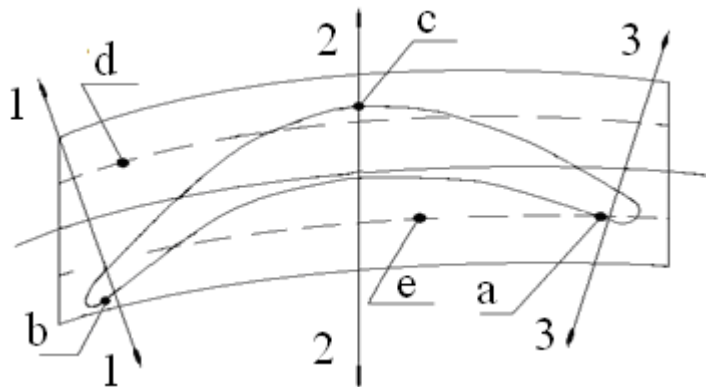


Рис. 10. Схема прикореневої зони лопатки:  
 а – вхідна кромка; б – вихідна кромка; с – спинка профілю;  
 d – наружний контур перетину хвостовика по першим западинам;  
 e – внутрішній контур перетину хвостовика; 1 – перетин по вихідній кромці;  
 2 – перетин по спинці; 3 – перетин по вхідній кромці

З цього виходить, що встановлений розподіл напруг у вищезазначеному перетині хвостовика залежить від інтенсивності навантаження і відцентрових сил профільної частини лопатки.

В четвертому розділі представлено рекомендації щодо вибору основних параметрів конструкції лопатки у зоні установки стрижневої бандажної пов'язі.

Наведені рекомендації обґрунтовані проведеними при виконанні роботи дослідженнями. Питання надійності робочих лопаток останнього ступеня мають

Таблиця 1

Коефіцієнт	Перетин		
	1 – 1	2 – 2	3 – 3
$K_t$	2,65	2,65	2,65
$K_a$	1,77	1,77	1,77
$K_\sigma$	2,57	3,97	1,48

особливе значення, оскільки від цього залежить стабільність показників надійності та економічності всього турбоагрегату.

При конструюванні лопатки на перший план виходять питання вибору форм нерегулярних елементів, до яких відносяться зона установки стрижневої бандажної пов'язі, прикоренева зона та характер проектної закрутки лопатки.

При розробці конструкції робочої лопатки приймаються заходи щодо підвищення вібраційної надійності. Одним з них є установка бандажної стрижневої пов'язі на відстані 0,6-0,9 довжини лопатки від її кореневого перетину.

Для перетину лопатки, що ослаблений отвором під бандажну стрижневу пов'язь, запропоновано підсилююче потовщення з ефективним розміщенням його мас, яке забезпечує помірний рівень загальних та місцевих напружень. На рис. 11 представлені результати експериментального дослідження підсиленої зони лопатки методом фотопружності, які свідчать, що коефіцієнт концентрації напружень на гострих кромках края отвору (точки  $A_1$ ,  $B_1$ ) складає значення  $\alpha_\sigma \approx 2$  при реальних значеннях кутів  $\alpha$  від  $40^\circ$  до  $45^\circ$ .

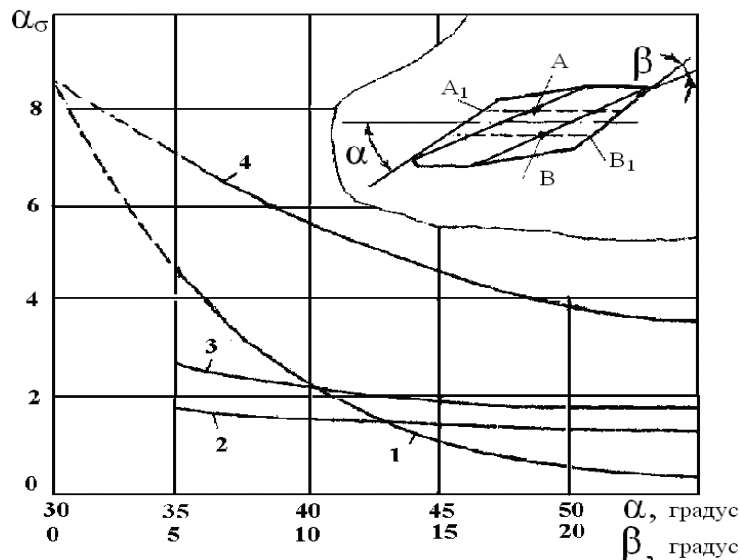


Рис. 11. Залежність коефіцієнтів концентрації напружень від кута  $\alpha$  нахилу вісі отвору до торцевої площини потовщення та кута  $\beta$  нахилу цієї площини до площини лопатки:

1 – в гострокутних скосах перетину з потовщенням (точки  $A_1$ ;  $B_1$ ); 2,3 – в місці переходу основного контуру лопатки у галтель потовщення; 4 – в гострокутних скосах перетину без потовщення (точки A и B)

Звичайно така форма, навіть при обмеженій висоті вздовж лопатки, створює зайві газодинамічні втрати.

З урахуванням викладеного на основі сучасних методів дослідження газодинамічних характеристик розглянуто два варіанти потовщення: варіант, розроблений виходячи тільки з міркувань міцності і відсутності в експлуатації пошкоджень, та варіант, виконаний таким чином, що відповідає вимогам міцності і, разом з тим, обумовлює зниження профільних втрат.

На рис. 12 приведена різниця залежності відносних розрахункових коефіцієнтів профільних втрат при реальному кроці лопаток в зоні установки стрижневої пов'язі на трансзвуковому режимі найбільш довготривалому в перерізі року (дослідження проведені сумісно з кафедрою «Турбінобудування», НТУ «ХП»).

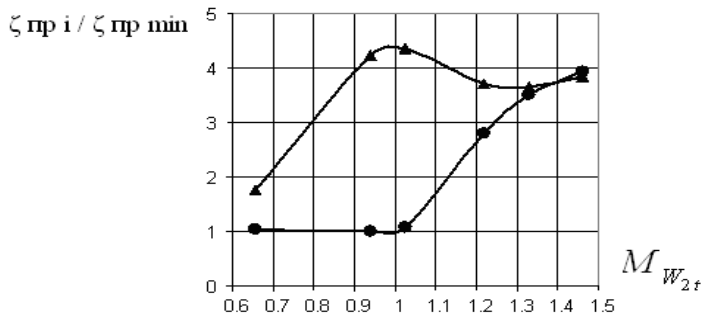


Рис. 12. Залежність відносного коефіцієнту профільних втрат від  $M_{w_{2t}}$  :

▲ – похідний профіль; ● – новий профіль

На рис. 13 показані результати чисельного дослідження характеру течії робочого тіла в каналах решітки профілів при  $M_{w_2} = 0,935$ .

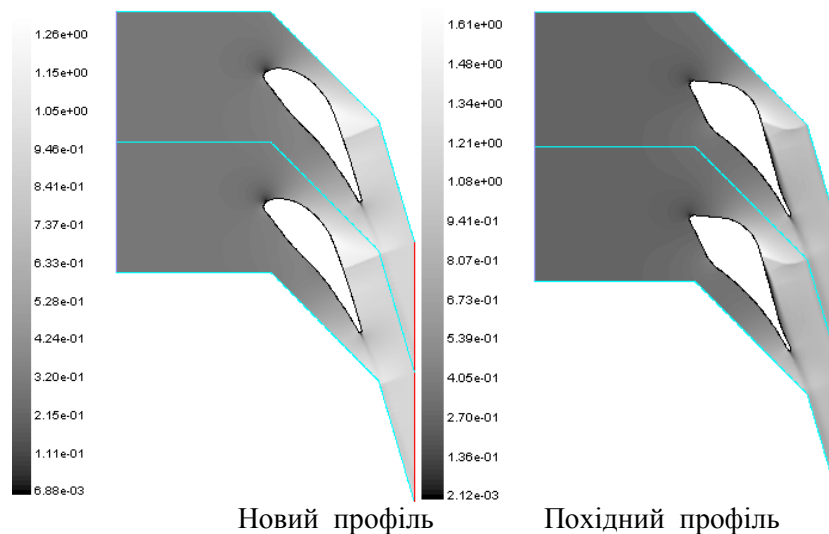


Рис. 13. Розподілення чисел Маха в міжлопаткових каналах при  $M_{w_{2t}} = 0,935$

Таким чином новий профіль, спроектований для робочої лопатки останнього ступеня в зоні установки бандажної пов'язі стрижневого типу, задовольняє вимогам міцності та умовам мінімуму профільних втрат в реальних режимах роботи.

Однією з недостатньо досліджених зон лопатки є прикоренева зона, де має місце спряження різко відмінних щодо форми елементів (профільна частина та перехідна полка) під прямим кутом. Для зниження концентрації напруження у цій зоні перехід від профільної частини до плоскої поверхні полки здійснюється галтеллю. В існуючих конструкціях радіус галтелі приймають досить довільно, виходячи з міркувань зниження концентрації напружень. Наприклад, в лопатках довжиною зверх 1000 мм такий радіус приймається до десятків міліметрів. Так, перехід від профільної частини до полки хвостовика лопатки довжиною 1030 мм ПАТ «Турбоатом» виконаний радіусом 45 мм.

Великий радіус галтелі приводить до захарачення каналів прикореневої частини лопатки, витіснення парового потоку у верхню зону і погіршення роботи лопатки. У роботі проведено дослідження щодо можливості зменшення радіусу галтелі для зниження газодинамічних втрат без погіршення НДС цієї зони лопатки.

Картина розподілу напружень, яка одержана з використанням програмного комплексу на базі методу кінцевих елементів, у перетині, проведеному через

прикореневу зону та хвостове з'єднання (рис. 14), свідчить, що рівень середніх та максимальних напружень при радіусах галтелі 45 і 30 мм зберігається практично однаковим. Таким чином, радіус галтелі може бути зменшений до 30 мм без зміни НДС цієї зони.

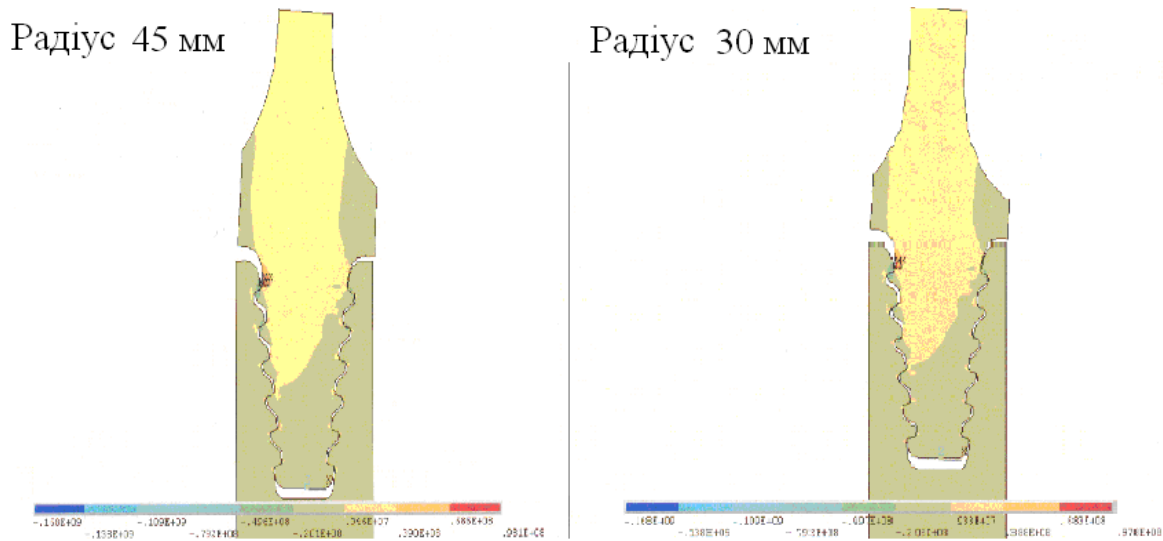


Рис. 14. Картина пружно-деформованого стану в перетині 2 при радіусах галтелі 45 і 30 мм

Для оцінки ефекту впливу галтелі на аеродинаміку прикореневої зони проведені розрахункові дослідження течії робочого тіла у каналі решітки профілів. На рис. 15 представлені результати досліджень, які свідчать, що при зменшенні радіуса галтелі від 45 до 30 мм на відстані 20 і 30 мм від кореня профільні втрати знижуються у 2 – 2,5 рази.

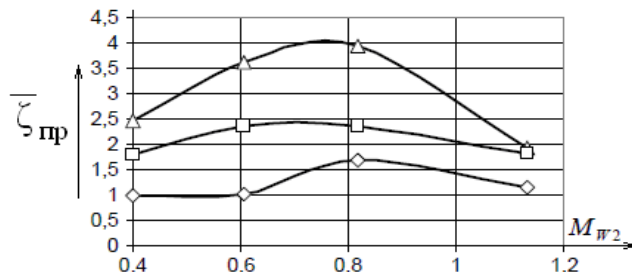


Рис. 15. Залежність відносного коефіцієнту профільних втрат  $\bar{\zeta}_{pr} = \zeta_{pr1} / \zeta_{pr \min}$  від числа Маха ( $M_{W2}$ ):  
 $\diamond$  –  $\bar{\zeta}_{pr}$  в каналі кореневої зони - на відстані 30 мм від корня при  $R = 30$  мм;  $\square$  –  $\bar{\zeta}_{pr}$  в каналі на відстані 20 мм від кореня при  $R = 30$  мм;  $\Delta$  –  $\bar{\zeta}_{pr}$  в каналі на відстані 30 мм від кореня при  $R = 45$  мм

Таким чином вирішується комплексна задача підвищення аеродинамічної якості цієї зони лопатки при забезпеченні показників міцності конструкції.

Конструювання природньо закручених лопаток необхідно вести з урахуванням деформацій, які вони одержують в роботі. Дослідження свідчать, що найбільш суттєвою з них виявляється деформація кручення, яка визначає рівень дотичних напружень і зміни геометричної форми. Аналіз, проведений згідно методики розробленої на основі теорії закручених стрижнів Б.Ф. Шорра, показує, що помірний рівень дотичних напружень може бути лише при плавній зміні геометричних параметрів перетинів лопатки.

Це свідчить про недопустимість порушення плавності кутів закрутки робочої частини лопатки, що може виникати при проектуванні, або виробництві.

На рис. 16 показано графік зміни максимальних сумарних напружень реальної лопатки останнього ступеня з урахуванням дотичних напружень від деформації кручення.



Скачок напружень викликано порушенням плавності кривої зміни кутів нахилу вісі моменту інерції профілів, що викликано порушенням технології обробки на короткій ділянці лопатки.

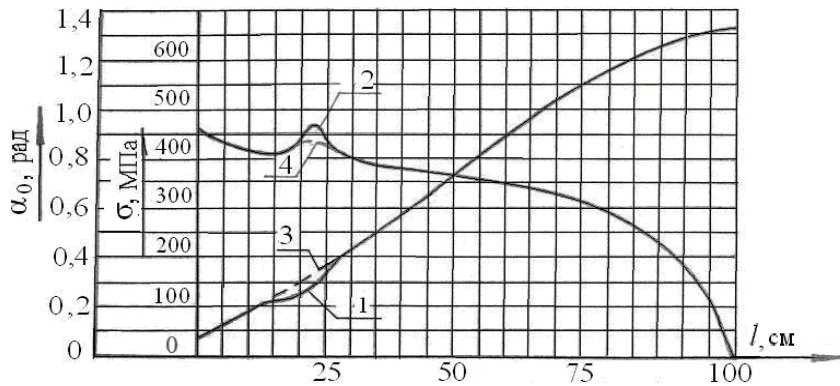


Рис. 16. Залежність напружень в лопатці та кута нахилу вісі мінімального моменту інерції  $\alpha_0$  по висоті лопатки: 1 – крива  $\alpha_0$  до коригування; 2 – крива напружень в лопатці у похідному стані; 3 – крива скоригованих кутів  $\alpha_0$ ; 4 – напруження, відповідні скоригованій кривій (3) кутів  $\alpha_0$

Наприкінці розділу наведено рекомендації щодо вибору допустимих напружень від дії відцентрових сил та згину від парових зусиль, що засновані на аналізі експлуатаційного досвіду та результатів досліджень.

Розглянуті також питання вибору матеріалів.

## ВИСНОВКИ

У дисертації поставлена та розв'язана науково-практична задача, що спрямована на удосконалення конструкції робочих лопаток останнього ступеня парових турбін з метою поліпшення їх експлуатаційних характеристик.

Рішення цієї задачі дозволило одержати наступні наукові та практичні результати:

1. Запропонована оригінальна конструкція лопатки зі збільшеними міцностними та деформаційними характеристиками, яка оснащена двома поличними бандажами.

2. Уперше розроблена математична модель НДС і проведені дослідження такої конструкції, яка може бути застосована для робочих лопаток останніх ступенів широкого ряду типорозмірів.

3. Проаналізовано характер об'ємного пружного стану та розроблено рекомендації щодо поліпшення аеродинаміки та міцностних показників профільної частини у зоні установки стрижневої бандажної пов'язі.

4. Розглянуте коло питань формування активної і прикореневої зон лопатки та проаналізовано вплив на ці елементи різних геометричних факторів. Запропоновано можливість зменшення радіуса прикореневої галтелі з 45 до 30 мм.

5. Встановлено вплив на НДС хвостового з'єднання кута скошу робочої поверхні зубця, що компенсує обмеженість змінювання кута розкриття хвостовика.

Визначено, що помітне зниження коефіцієнту концентрації спостерігається в діапазоні від  $9^\circ$  до  $18^\circ$  кута нахилу поверхні зубця. Запропонована оригінальна (скруглена) форма опорної поверхні зубців, яка дозволяє підвищити рівномірність розподілення навантажень по зубцях і, як слідство – надійність конструкції.

6. Проведено аналіз характеру пружної розкрутки лопаток зі вільною верхівкою і вироблено рекомендації щодо збереження розрахункових вхідних та вихідних кутів профілів поперечних перетинів.

7. По тематиці дисертаційної роботи отримано 4 патенти на корисну модель. Рекомендації по удосконаленню конструкції робочих лопаток останніх ступенів передані ПАТ «Турбоатом» та ХЦКБ «Енергопрогрес». Результати дисертації використовуються в учбовому процесі кафедри теплоенергетики та енергозбереження Української інженерно-педагогічної академії.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Повышение эффективности конструкции рабочих лопаток паровых турбин / Е.В. Левченко, В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, А.Ю. Бояршинов // Проблемы машиностроения. – 2010. – Т.13, №2. – С. 10-15.

2. Шубенко А.Л. Проблемы создания последних ступеней паровых турбин большой мощности / А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, А.Ю. Бояршинов // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. тр. Серия «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». – Харьков, 2011. – №6 – С. 5-13.

3. Частота вращения, надежность, экономичность, выбор параметров последней ступени турбин АЭС / В.П. Сухинин, Г.И. Канюк, А.Ю. Бояршинов, Т.Е. Погонина // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – 3/8 (57). – С. 15-19.

4. О влиянии угла скоса опорных поверхностей зубцов хвостовых соединений лопаток турбин на характер их напряженного состояния / А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Тематичний випуск «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування»: збірник наукових праць. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – №7. – С. 112 - 116.

5. Улучшение равномерности распределения напряжений в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин / А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник наукових праць. Серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – №12. – С. 120-127.

6. Исследование прикорневой зоны рабочей лопатки турбины / В.П. Субботович, Ю.А. Юдин, А.Ю. Юдин, А.Ю. Бояршинов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник наукових праць. Серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – №13. – С. 34-37.

7. Шубенко А.Л. Деформации кручения длинных лопаток паровых турбин / А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, А.Ю. Бояршинов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – 3/8(63). – С. 21-24.

8. Бояршинов А.Ю. Совершенствование геометрии и повышение надежности елочных хвостовых соединений длинных лопаток паровых турбин / А.Ю. Бояршинов // Проблемы машиностроения. – 2014. – Т.17, вып 1. – С. 42 – 47.

9. Пат. 54905 Україна, МПК (2009), F01D 5/28. Контактний вузол ялинкового хвостового з'єднання робочої лопатки з диском ротора / О.Л. Шубенко, В.П. Сухинин,

Т.М. Фурсова, О.Ю. Бояршинов; заявник і патентовласник Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА). - №4 а 2010 07002; заявл.07.06.2010; опубл. 25.11.2010, бюл. № 24.

10. Пат. 58421 Україна, МПК(2011) F01D 5/00 (2011.04). Хвостове з'єднання високонавантажених лопаток турбін / В.П. Сухінін, Т.М. Фурсова, О.Ю. Бояршинов; заявник і патентовласник Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА) № а 4 2010 11655, заявл.30.09.2010; опубл. 11.04.2011, Бюл. № 7.

11. Пат. 59192. Украина, МПК F01D5/14 Робоча лопатка останнього ступеня турбіни з проміжним поличним бандажем / Шубенко О.Л., Сухінін В.П., Бояршинов О.Ю. - № U 2010 11647, заявл. 30.09.2010; опубл. 10.05.2011, бюл. №9.

12. Пат. 77969 Україна, МПК (2012) F01D 5/28 (2006.01). Контактний вузол хвостового з'єднання робочої лопатки парової турбіни / О.Л. Шубенко, В.П. Сухінін, Т.М. Фурсова, О.Ю. Бояршинов; заявник і патентовласник Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА) – №4 а 2012 06732; заявл 01.06.2012; опубл. 11.03.2013, Бюл. №5.

13. Бояршинов А.Ю. Совершенствование конструкций рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин большой мощности / А.Ю. Бояршинов // Тези доповідей конференції молодих вчених і спеціалістів. Харків, ІПМаш НАН України, – 3-6 листопада 2011 р.: – С.46.

14. Фурсова Т.Н. К выбору коэффициентов запасов прочности хвостовых соединений рабочих лопаток турбин / Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов // IV Международная научно-практическая конференция «Качество технологий – качество жизни» 15-19 сентября 2011г., г. Судак, Украина. – С 37.

15. Фурсова Т.Н. Влияние геометрии профиля елочного хвостового соединения рабочих лопаток паровых турбин на его напряженное состояние / Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов // Материалы XII Международной научно-практической конференции студентов, магистров и молодых ученых: «Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления». Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого, 26–27 апреля 2012 г. – С.157–160.

16. Фурсова Т.Н. Распределение напряжений в зоне лопатки турбины с отверстием под бандажную связь / Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов // Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ» 19-20 грудня 2012 року, Збірник тез доповідей. Україна, Тернопіль., – С. 33-34.

## АНОТАЦІЯ

Бояршинов О.Ю. Удосконалення конструкції робочих лопаток останніх ступенів парових турбін з метою поліпшення їх експлуатаційних характеристик. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки. – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – Харків, 2016.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-технічної задачі підвищення ефективності та надійності останніх ступенів частини низького тиску парових турбін великої потужності.

В роботі проведено аналіз розвитку конструкцій робочих лопаток останніх ступенів, методів проектування та особливостей НДС конструкцій. Розглянута еволюція методів проектування, починаючи від стрижневих методів до теорії природньо закручених стрижнів, яка покладена в основу методів, що розвинено у даній роботі. Запропоновано нові конструктивні форми, що сприяють підвищенню надійності та економічності останнього ступеня і всього турбоагрегату.

Запропонована нова конструкція робочої лопатки останнього ступеня з двома поличними бандажами, що запобігають пружній розкрутці лопатки та зберігають близьке до розрахункового положення її профільної частини під час обертання ротору.

Досліджено вплив радіусу галтелі у прикорневій зоні лопатки і запропоновано зменшення радіусу галтелі, що сприяє зниженню профільних втрат у цій зоні без погіршення показників міцності.

На основі чисельних досліджень запропонована нова форма опорних поверхонь зубців хвостового з'єднання, що забезпечує контакт усіх пар зубців та підвищення надійності роботи.

У дисертації отримані нові результати, які свідчать про важливість забезпечення плавності закрутки лопатки при проектуванні та обробці, порушення якої приводить до зросту дотичних напружень.

Одержано нові результати, які дозволяють удосконалювати конструкцію робочої лопатки останнього ступеня і, одночасно, суттєво впливають на загальну конструкцію турбоагрегату, його надійність та економічність.

*Ключові слова:* парова турбіна, останній ступень, робоча лопатка, природньо закручений стрижень, полочний бандаж, закрутка лопатки.

## АННОТАЦІЯ

Бояршинов А.Ю. Совершенствование конструкции рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин с целью улучшения их эксплуатационных характеристик. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.16 - турбомашин и турбоустановки. - Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины. - Харьков, 2016.

Диссертация посвящена решению важной научно-технической задачи повышения эффективности последних ступеней части низкого давления паровых турбин большой мощности.

В работе проведен анализ развития конструкций рабочих лопаток последних ступеней, методов проектирования и особенностей НДС конструкций. Рассмотрена эволюция методов проектирования, начиная от стержневых методов теории естественно закрученных стержней, которая положена в основу методов развитых в данной работе. Предложены новые конструктивные формы, способствующие повышению надежности и экономичности последней ступени и всего турбоагрегата.

Предложена новая конструкция рабочей лопатки последней ступени с двумя полочными бандажами, предотвращающими упругую раскрутку лопатки и сохраняющими близкое к расчетному положение ее профильной части при вращении ротора.

Исследовано влияние радиуса галтели в прикорневой зоне лопатки и предложено уменьшение радиуса галтели, способствующее снижению профильных потерь в этой зоне без ухудшения прочностных показателей.

На основе численных исследований предложена новая форма опорных поверхностей зубцов хвостового соединения, обеспечивающая контакт всех пар зубцов и повышение надежности работы.

В диссертации получены новые результаты, свидетельствующие о важности обеспечения плавности закрутки лопатки при проектировании и изготовлении, при нарушении которой возрастают касательные напряжения.

Полученные новые результаты позволяют совершенствовать конструкцию рабочей лопатки последней ступени, оказывая существенное влияние на общую конструкцию турбоагрегата, его надежность и экономичность.

*Ключевые слова:* паровая турбина, последняя ступень, рабочая лопатка, естественно закрученный стержень, полочный бандаж, закрутка лопатки.

## ABSTRACT

Boiarshynov O.Y. Design improvement of steam turbine's last stages blades with intent to increase operation parameters. – Manuscript.

The thesis for degree of candstat of sciences in technicue in speciality 05.05.16 - turbomachines and turbine plants. - Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine. - Kharkov, 2016.

The thesis is devoted to important scientific and technical problem solution for low-pressure part of high power steam turbines' efficiency increase.

Steam turbine's last stage blades' design methods and stress-strain state elaboration and evaluation are presented in the work. Overview of design methods evolution starting from theory of naturally curved shafts is included into this paper. New constructive forms enhancing reliability and efficiency of the last stage and the entire turbine unit are proposed.

Last stage blade design with two shelving bandage is proposed. These bandage prevents elastic promotion and helps to keep calculated position of blade's profile during rotor rotation.

Fillet radius affect on profile losses in blade's root zone was investigated. Radius reduction is proposed to decrease profile losses without strength characteristics degradation.

Innovational blade tail prong bearing surface shape is proposed.

This shape is based on numerical studies and provides contact of all prong pairs having reliability increase as result. Results obtained in dissertation indicate importance of spin smoothness of blade during manufacturing. Spin smoothness violations lead to tangential stress increase.

Obtained investigation results allow to improve last stage blade design with affect on turbine unit overall design, reliability and efficiency.

*Keywords:* steam turbine, last stage, rotor blade, naturally curved shaft, shelving bandage, blade twist.

Формат 60x84/16. Ум. Друк. Арк. 0.9 Тир. 100 прим. Зам. 060-16.  
Підписано до друку 08.02.16. Папір офсетний.

Надруковано з макету замовника у ФОП Бровін О.В.  
01022, м. Харків, вул. Трінклера, 2, корп.1, к19. Т. (057) 758-01-08, (066) 822-71-30  
Свідоцтво про внесення суб'єкта до Державного реєстру  
видавців та виготовників видавничої продукції серія ДК 3587 від 23.09.09 р.

СТИЛЬ-  
-ИЗДАТ

Типографія  
[www/stsl-szdat.com](http://www/stsl-szdat.com)