

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

Ларін Олексій Олександрович

УДК 539.3

**КОЛИВАННЯ ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ РОБОЧИХ КОЛІС ПАРОВИХ
ТУРБІН З ДЕТЕРМІНОВАНИМ ТА ВИПАДКОВИМ РОЗЛАДОМ
ПАРАМЕТРІВ БАНДАЖНОГО ЗВ'ЯЗКУ**

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2009

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

Жовдак Валерій Олексійович,

Національний технічний університет

“Харківський політехнічний інститут”, м. Харків,

професор кафедри динаміки та міцності машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Воробйов Юрій Сергійович,

Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного

НАН України, м. Харків,

завідувач відділом нестационарних механічних процесів;

доктор технічних наук, професор

Зінковський Анатолій Павлович,

Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка

НАН України, м. Київ,

завідувач відділом коливань та вібраційної надійності.

Захист відбудеться **«28» жовтня 2009 р. о 16⁰⁰ год.** на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002 м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Автореферат розісланий **«24» вересня 2009 р.**

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 64.050.10

В.Г. Сукіасов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Надійність та довговічність турбомашин значною мірою визначається роботоздатністю лопаткових вінців робочих коліс, які є найбільш відповідальними та навантаженими елементами турбоагрегатів. Внаслідок цього розробці конструкцій лопаток приділяється особлива увага, як з погляду надійності, економічності, так і з високої технологічності виготовлення. А експлуатаційні вимоги щодо міцності та надійності в умовах суттєвих перевантажень ставлять перед дослідниками нові наукові задачі, що в першу чергу викликає необхідність у підвищенні вимог до точності розрахункових і експериментальних досліджень вібраційних характеристик лопаток.

Лопаткові вінці, не зважаючи на свою різноманітність, мають спільну властивість циклічної симетрії (ЦС). Дослідження таких систем може бути зведене до рішення задачі на основі одного сектора, що дає можливість застосовувати складні моделі, які дозволяють проводити детальний числовий аналіз їх напружено-деформованого стану (НДС). Разом із тим, реальні конструкції завжди відхиляються від строгої симетрії в більшій чи меншій мірі. В цьому випадку необхідно проводити моделювання всієї конструкції. Сучасні чисельні методи рішення задачі динаміки базуються на використанні скінченно-елементного (СЕ) підходу, який вимагає для отримання достовірних даних про вібраційні характеристики використовувати моделі великої розмірності, що в значній мірі ускладнює, а інколи унеможлиблює отримання числових результатів.

Зазначені обставини стають ще більш суттєвими, якщо врахувати, що окружна невизначеність параметрів системи, яка призводить до її розладу, виникає із-за стохастичної природи виробничих процесів або експлуатаційної деградації матеріалу і, як наслідок, також є випадковою. Внаслідок чого виникає необхідність вивчення динаміки таких об'єктів як систем із випадковими параметрами. В цьому випадку для аналізу поведінки системи звичайно використовується метод статистичного моделювання, що дозволяє одержати результати на основі числових експериментів необхідної для статистичної обробки кількості реалізацій параметрів розладу. Тому, навіть незважаючи на інтенсивний розвиток можливостей і ресурсів сучасних комп'ютерів, ведуться розробки методів ефективного моделювання і зниження порядку задач СЕ аналізу лопаткових апаратів робочих коліс із розладом.

Таким чином, актуальною проблемою є розробка методів дослідження коливань лопаткових апаратів із випадковим розладом для складних тривимірних скінчено-елементних моделей, що враховують усі їх конструктивні особливості, та вивчення на їх основі закономірностей впливу розладу параметрів бандажного зв'язку на надійність лопаткових вінців, що і визначило напрямки дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі динаміки та міцності машин НТУ «ХП» в рамках виконання науково-дослідних робіт по держбюджетним темам МОН України: «Розробка стохастичних підходів прогнозування та подовження ресу-

рсу лопаткових апаратів відцентрових компресорів та парових турбін» (№ Д.Р. 0103U007475) та «Розробка методів вирішення задач нелінійної механіки та надійності систем в магнітних полях та газодинамічних потоках» (№ Д.Р. 0106U001474), де здобувач був виконавцем окремих розділів

Мета і завдання дослідження. Мета роботи полягає у розробці методів аналізу та встановлення закономірностей впливу детермінованого та випадкового розладу параметрів бандажного з'єднання на формування коливань лопаткових вінців робочих коліс турбомашин, як систем із конструктивною циклічною симетрією.

Для її досягнення поставлені наступні завдання:

1. Провести аналіз існуючих підходів до вивчення коливань лопаткових апаратів як циклічно симетричних конструкцій із детермінованим та випадковим розладом;

2. Розробити конденсаційні підходи для розрахунку усталених вимушених коливань ЦС механічних систем з детермінованим і випадковим розладом;

3. Розробити параметричні математичні моделі робочої лопатки та лопаткового апарату, які б дозволяли моделювати технологічні особливості з'єднання бандажних полиць на прикладі третьої ступені циліндру низького тиску парової турбіни;

4. Провести дослідження динамічних характеристик лопаткового апарату, як системи з ЦС, з урахуванням конструкційних та технологічних особливостей, що призводять до попередньої статичної контактної взаємодії роз'ємних елементів у бандажній полиці, а також провести аналіз закономірностей формування амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) лопаткового апарату із детермінованим та випадковим технологічним розладом параметрів бандажу;

5. Розробити рекомендації щодо зниження амплітуд можливих вібрацій в турбомашинах з технологічним розладом параметрів бандажного зв'язку у робочих колесах.

Об'єктом дослідження є коливання лопаткових апаратів робочих коліс із детермінованим та випадковим розладом параметрів бандажного з'єднання.

Предметом дослідження є детерміновані та імовірнісні характеристики усталених вимушених гармонічних коливань розлагоджених лопаткових вінців робочих коліс.

Методи дослідження. Основні теоретичні положення дисертації базуються на фундаментальних положеннях теорії пружності, теорії коливань та теорії ймовірностей, а саме: для аналізу НДС та власних коливань використовувався метод скінчених елементів, дослідження АЧХ систем з випадковими параметрами виконувалась на основі методів конденсації стохастичного базису, параметричного імовірнісного аналізу та Монте-Карло.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у наступному:

- вперше розроблено метод розв'язання задачі усталених вимушених гармонічних коливань ЦС механічних систем з випадковим розладом, що на відміну від традиційного підходу дає змогу проводити дослідження на основі тривимірної СЕ моделі сектору з можливістю конденсації його розмірності;

- вперше запропонована методологія побудови параметричних СЕ моделей лопаток та лопаткових вінців робочих коліс турбомашин з цільнофрезерованим бандажуванням;
- встановлено залежності впливу варіацій параметрів штифтованого бандажного з'єднання відповідно до особливостей їх конструкції на статичні і динамічні характеристики лопаткових апаратів парової турбіни;
- виявлено нові закономірності впливу малих випадкових технологічних відхилень в параметрах бандажного з'єднання на вібраційні характеристики робочих коліс, як системи з конструктивною циклічною симетрією.

Практичне значення одержаних результатів для галузі турбобудування складають розроблені математичні моделі, методики їх побудови, програмне забезпечення, а також проведенні на їх основі комплексні дослідження та числові результати й залежності.

До найбільш важливих практичних результатів можна віднести наступне:

- розроблено інтегровану комп'ютерну систему розрахунку АЧХ, а також їх імовірнісних показників, для систем із ЦС, детермінованим та випадковим розладом на базі тривимірної СЕ моделі одного сектору, що попередньо побудована у існуючих системах інженерного аналізу;
- створено методику побудови СЕ моделей лопаток парових турбін, які дозволяють врахувати особливості процесів контактної взаємодії роз'ємних елементів штифтованої цільнофрезерованої бандажної полиці;
- проведено числові дослідження статичних та динамічних характеристик лопаткових апаратів третього ступеня з урахуванням наявності неоднорідності кутового розподілу конструктивних міжбандажних зазорів;
- сформульовано рекомендації по зниженню вібрацій в лопаткових апаратах третього ступеня циліндру низького тиску за рахунок регламентації допустимих величин конструктивних міжбандажних зазорів.

Результати цих досліджень впроваджені в практику проектно-дослідних робіт ВАТ «Турбоатом» (м. Харків).

Особистий внесок здобувача. Основні результати, що надані в дисертації, одержано здобувачем особисто. Серед них: побудовано параметричні тривимірні скінчено-елементні моделі лопаткового апарату; проведення досліджень впливу монтажних технологічних відхилень у бандажних полицях на статичні та динамічні характеристики робочого колеса; розроблено методи та програмне забезпечення для розрахункових дослідження усталених вимушених гармонічних коливань циклічно симетричних систем, систем із детермінованим, а також із випадково заданим розладом на основі моделі одного сектору; проведено аналіз результатів та визначено закономірності впливу розладу бандажного з'єднання на вібраційні характеристики лопаткових вінців.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації, результати та висновки обговорено на: XIII-XVI-й міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2005 - 2009 рр.); міжнародній науково-практичній

конференції «Динаміка, міцність і ресурс машин та конструкцій» (м. Київ, 2005 р.); III-й міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми динаміки і міцності в газотурбобудуванні» (м. Київ, 2007 р.); на II-й міжнародній конференції, що присвячено 150-й річниці з дня народження академіка О.М. Ляпунова «Nonlinear dynamics 2007» (м. Харків, 2007 р.); міжнародній конференції пам'яті академіка В.І. Моссаковського «Актуальні проблеми механіки суцільного середовища та міцності конструкцій» (м. Дніпропетровськ, 2007 р.); а також на конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій - 2008» (м. Львів, 2008 р.).

Публікації. Основні наукові положення і результати досліджень по темі дисертаційної роботи опубліковано в 13 наукових працях, серед яких 8 у наукових фахових виданнях ВАК України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4-х розділів, висновків і додатків. Повний обсяг дисертації складає 159 сторінки, з них 50 рисунок по тексту, 33 на 22 окремих сторінках; 6 таблиць по тексту, 1 додаток на 1 сторінці і 127 найменувань використаних літературних джерел на 14 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність, теоретичну та практичну цінність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету та задачі дослідження роботи, охарактеризовано новизну і практичну значимість наукових результатів, представлено дані про зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами, наведено інформацію про апробацію роботи та публікації основних результатів.

У **першому розділі** надано результати аналізу літературних джерел стосовно особливостей коливань лопаткових вінців з детермінованим та випадковим розладом. Розглянуто причини його виникнення, природу та існуючі математичні моделі. Проведено класифікацію динамічних явищ, що можуть мати місце в розлагоджених системах. Наведено основні методи досліджень зазначених конструкцій, в тому числі і для систем з випадковими параметрами.

Відзначені внески вітчизняних та закордонних науковців в ці проблеми, серед яких: Борішанській К.М., Воробйов Ю.С., Журавльова А.М., Зіньковський А.П., Іванов В.П., Костюк А.Г., Левін А.В., Петров Е.П., Шереметьєв А.В., Шубенко-Шубін Л.А., Afolabi D.H., Castanier M.P., Campbell W., Ewins D.J., Griffin J.H., Huang B.W., Mignolet M.P., Piere C., Rao J.S., Rzadkowski R., Sanliturk K.Y., Sinha A., Soize C., Whitehead D.S. та інші. На основі цих досліджень встановлено, що більшість відомих робіт використовують інтегральні показники розладу у вигляді зосереджених параметрів, як правило, елемент із масою. В деяких роботах одразу задається значення відхилення між власною частотою системи зі строгою симетрією та частотою, що відшарувалась у розлагодженій системі. Разом із тим не враховуються причини розладу та особливості його просторового розташування у секторі, що особливо актуально для систем, розлад яких пов'язаний із технологічними відхиленнями, що мають місце при

складанні лопаткових вінців. Таким чином, залишаються не вирішеними питання моделювання відхилень у мас-жорсткісних показниках між-лопаткових зв'язків та визначення на їх основі величини розладу.

На основі проведеного аналізу було встановлено, що використання класичних методів теорії коливань для визначення динамічних характеристик механічних систем із розладом на основі докладних СЕ моделей, які враховують їх основні конструктивні елементи, не дозволяє отримати розв'язки внаслідок занадто великої розмірності задачі. В той же час існуючі методи конденсації розмірності мають обмежене застосування. Це показує, що актуальною задачею є розробка методів конденсації розмірності задачі коливань систем із розладом, що зводяться до використання СЕ моделей одного сектору.

Висновки, які зроблено з аналізу вітчизняної та зарубіжної літератури за темою дисертації, дозволили сформулювати наукове завдання по дослідженню закономірностей впливу розладу параметрів бандажного зв'язку, що викликані технологічними відхиленнями, які неминуче виникають при складанні лопаткового апарату, на усталені вимушені коливання робочих коліс на основі докладних тривимірних СЕ моделей лопатки. А також поставити задачі для створення відповідного розрахункового методу конденсаційного типу для визначення імовірнісних показників АЧХ випадковим чином розлагоджених систем.

У **другому розділі** розглянуто математичну постановку задач власних та усталених вимушених гармонічних коливань циклічно симетричних систем. У загальноприйнятих позначеннях надано повну систему рівнянь визначення вектору амплітуд вимушених гармонічних коливань

$$([K]-\omega^2[M]+i[D])q_0=f \quad (1)$$

де $[K]$, $[M]$ і $[D]$ – матриці жорсткості, мас та демпфування відповідно; ω – частота збурення; μ – коефіцієнт загасання; q – амплітудні значення переміщень; f – вектор амплітуд зовнішньої гармонічної сили.

Безпосередній розв'язок рівняння (1) потребує визначення матриці динамічної податливості

$$q_0=([K]-\omega^2[M]+i[D])^{-1}f=[A_0[\omega]]f$$

компоненти якої доцільно представити в рядах по власним формам системи u_r^k , що представлена моделлю сектору з накладеними на неї умовами ЦС:

$$A_0 \overset{\leftarrow}{=} \begin{bmatrix} A \overset{\leftarrow}{\cdot}_{-1} & \cdots & A \overset{\leftarrow}{\cdot}_{-N} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ A \overset{\leftarrow}{\cdot}_{-N1} & \cdots & A \overset{\leftarrow}{\cdot}_{-NN} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$$A \overset{\leftarrow}{\cdot}_{-j} = \sum_{k=-N/2}^{N/2} \sum_{r=1}^m u_r^k \cdot \overset{\leftarrow}{\cdot}_{r}^k \cdot H \overset{\leftarrow}{\cdot}_{\omega, \mu}^{(k)} e^{-i \cdot \alpha \cdot k \cdot (j-1)}, \quad \alpha = 2\pi / N. \quad (3)$$

Таким чином, розв'язок задачі усталених вимушених гармонічних коливань циклічно симетричних систем виконується на основі СЕ моделі одного се-

ктору. Важливою особливістю цього підходу є можливість розв'язку задач з довільною просторовою формою гармонічного навантаження.

З практичної точки зору важливою проблемою є алгоритмічна та програмна реалізація наведеного підходу до розв'язку вимушених ЦС систем з довільним просторовим навантаженням для складних СЕ моделей, що побудовані у існуючих комерційних програмних пакетах інженерних розрахунків. З цією метою було розроблено інтегровану комп'ютерну систему (ІКС). На рисунку 1 представлено її програмну архітектуру (діаграму розгортання в нотації графічної мови UML). Система складається із програмного комплексу СЕ аналізу, си-

стеми символічної математики, керуючої програми та файлів обміну даними. Керуюча програма відкриває базу даних у програмному комплексі інженерного аналізу, де попередньо було проведено розрахунки власних коливань сектору системи з граничними умовами ЦС; ідентифікує та отримує із цієї бази необхідну інформацію; обробляє та в зручному вигляді підготовлює для розрахунків.

Рис. 1 – Діаграма розгортання інтегрованої комп'ютерної системи (на мові UML)

З використанням цієї системи було проведено серію тестових розрахунків з метою її верифікації, а також перевірки точності роботи методу. Для цього було побудовано тривимірну СЕ модель циклосиметричної конструкції з периферійним зв'язком (рис. 2). Модель збуджувалась дією гармонічної сили з одиничною дійсною амплітудою прикладеною до центральної точки першого сек-

тору. Таке навантаження збуджує всі власні форми коливань частоти яких належать до розглядаємого діапазону, а результати розрахунків не матимуть симетрії по куту. Результати цих розрахунків представлені на рисунку 3. На графіках точками позначено розв'язки, що отримані на основі всієї системи у програмному комплексі СЕ аналізу. Як можна бачити з представлених результатів методика розрахунку за моделлю сектора та розроблений програмний продукт дають можливість отримувати точні результати.

Рис. 2 – скінчено-елементна модель для тестового прикладу

Рис. 3 – АЧХ по переміщенням ЦС СЕ моделі тестового прикладу

Далі у розділі наведено метод конденсаційного типу для розв'язку задачі усталених вимушених коливань ЦС конструкцій із детермінованим розладом. У цьому випадку рівняння вимушених гармонічних коливань відносно невідомих амплітуд коливань будуть залежати від значення розладу, який можна задати у вигляді вектору параметрів технологічних відхилень $\alpha = [\alpha_1 \dots \alpha_N]^T$. Матриця динамічної жорсткості може бути представлена в вигляді су-

перпозиції динамічної матриці жорсткості $[Z_0(\omega)]$ нерозлагодженої системи та матриці розладу $[\Delta Z(\alpha, \omega)]$. В роботі вводиться припущення того, що складова технологічного розладу може бути повністю охарактеризована компонентами вектору технологічних відхилень, а матриця розладу подана як лінійна комбінація матриць, що задані лише на одному секторі

$$\begin{aligned} & (Z_0(\omega) + [\Delta Z(\alpha, \omega)])q = \\ & = \left(Z_0 + \sum_{j=1}^N \alpha_j \tilde{Z}_j \right) \cdot q = f \end{aligned} \quad (4)$$

Розв'язання рівняння (4) зводиться до обернення суми двох квадратних матриць. Враховуючи, що технологічний розлад існує лише у локальних областях секторів, матриця розладу буде мати лише невелику кількість ненульових елементів. Ця обставина дає суттєві переваги до використання формули Шермона-Морісона-Вудбарі, бо надає можливість звести задачу до обернення значно меншої матриці, порядок якої визначається розмірністю більшого ненульового мінору матриці розладу. Для використання цього підходу матриця розладу представляється в вигляді добутку двох прямокутних матриць, де $[g]$ складається з нулів і одиниць. Тоді:

$$q = q_0 - \left(A_0 + g \cdot L \cdot \alpha^{-1} \cdot v \cdot \alpha^{-T} \right) \cdot q_0, \quad (5)$$

$$L = E + v \cdot \alpha^{-T} \cdot Z_0 \cdot \alpha^{-1} \cdot g. \quad (6)$$

Наведений підхід до розв'язку детермінованої проблеми на вимушені гармонічні коливання системи з розладом потребує побудови матриці динамічної податливості ЦС конструкції та матриці розладу, а отже метод базується на динамічній розрахунковій моделі лише одного сектору (однієї лопатки) з накладеними граничними умовами ЦС.

В літературі широко представлені дослідження розлагоджених систем на дискретних динамічних моделях малої розмірності, які незважаючи на свою невелику точність надали можливість отримати аналітичні розв'язки та виявити основні закономірності утворення спектру власних коливань та формування ре-

зонансних режимів їх роботи. Зважаючи на це, в даній роботі було проведено серію тестових верифікаційних розрахунків використовуючи представлений метод та повне безпосереднє розв'язання задачі. Отримані результати не лише мали чітке співпадіння між собою, але й добре узгоджувались з фундаментальними результатами відомих авторів.

Методика розрахунку АЧХ системи із розладом на основі моделі одного сектору була реалізована в інтегрованій комп'ютерній системі. Для попередньо досліджуємої СЕ моделі (див. рис. 2) було проведено розрахунки АЧХ, як для системи з розладом, який був заданий інтегрально у вигляді зосередженого параметру жорсткості у 1 секторі. На рисунку 4 представлено: суцільною лінією АЧХ розраховані на основі СЕ моделі сектору, крупними точками позначено результати розрахунків по всій моделі, а пунктирною лінією АЧХ ЦС системи.

Беручи до уваги отриману точність методу та його переваги, як методу, що потребує побудови тривимірної моделі лише 1 сектору можна казати про високу ефективність цього інструментарію для розв'язку задач вимушених гармонічних коливань тривимірних ЦС систем з розладом.

Причини виникнення розладу мають стохастичну природу (недосконалість процесів виробництва, технологічні відхилення, умови експлуатації) потребують дослідження конструкцій, що його мають у ймовірнісній

Рис. 4 – АЧХ тестового прикладу ЦС систем із розладом у першому секторі, що задано зосередженим пружним елементом з додатною жорсткістю

постановці. В цьому випадку параметри розладу, що входять в рівняння визначення амплітуд коливань (4) є випадковими величинами

В дисертації пропонується для розв'язання цієї проблеми використати метод конденсації стохастичного базису. Цей метод є певним розширенням класичної статистичної білінеаризації: в рамках якого поверхня відклику моделюється трьома статистичними базисними векторами з ваговими коефіцієнтами. В якості базисних векторів виступають: розв'язок рівняння (4) для математичних сподівань параметрів розладу, а також лінійна та квадратична залежності від параметру розладу, що задаються своїми першими та другими похідними розрахованими навколо їх математичних сподівань. При цьому вагові коефіцієнти визначають з рівності у середньому нулю нев'язкості відповідно до процедури Гальоркіна. Таким чином, розв'язок представляється у вигляді:

$$q = \sum_{k=0}^K \psi_k \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_N \bar{\xi}_k, \quad (7)$$

$$\psi_0 = \mathbf{Z}_0 + \Delta \mathbf{Z} \alpha = \mathbf{M} \alpha^{-1} f, \quad (8)$$

$$\psi_1 \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_N = \sum_{i=1}^N \frac{\partial q}{\partial \alpha} \Big|_{\alpha=M \alpha} \cdot (\alpha_i - M \alpha_i), \quad (10)$$

$$\psi_2(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_N) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \frac{\partial^2 q}{\partial \alpha_i \partial \alpha_j} \Big|_{\alpha=M} \alpha_i - M \alpha_i \alpha_j - M \alpha_j, \quad (9)$$

де $M[\dots]$ - оператор математичного сподівання (МС). В роботі були отримані аналітичні вирази для перших та других похідних:

$$\frac{\partial q}{\partial \alpha_i} \Big|_{\alpha=M} = -A_0 \frac{\partial \Delta Z}{\partial \alpha_i} \Big|_{\alpha=M} = -A_0 \frac{\partial \Delta Z}{\partial \alpha_i} \Big|_{\alpha=M} q_0, \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 q}{\partial \alpha_i \partial \alpha_j} \Big|_{\alpha=M} = A_0 \left[2 \frac{\partial \Delta Z}{\partial \alpha_i} \frac{\partial \Delta Z}{\partial \alpha_j} \Big|_{\alpha=M} + \frac{\partial^2 \Delta Z}{\partial \alpha_i \partial \alpha_j} \Big|_{\alpha=M} \right] q_0 \quad (11)$$

Вирази (11),(12) значно спрощуються якщо залишатись в рамках гіпотези лінійної залежності матриці розладу від параметрів технологічних відхилень (4), бо в цьому випадку другі похідні від матриці розладу дорівнюють нулю, а перші являтимуть собою матриці індексів розладу відповідного сектору. Таким чином, стохастичний базис визначається матрицею динамічної податливості, вектором амплітуд коливачь ЦС системи та матрицями індексів розладу, а отже може бути розрахований за моделлю одного сектору. Для визначення невідомих вагових коефіцієнтів у апроксимації (7) використовується процедура Гальоркіна в середньому. Тобто коефіцієнти ξ визначаються із умови ортогональності нев'язкості R та стохастичного базису у сенсі математичного сподівання:

$$R(\alpha) = [Z(\alpha)]q(\alpha) - f = [Z(\alpha)][\Psi(\alpha)]\xi - f, \quad (12)$$

$$M[[\Psi^*(\alpha)]R(\alpha)] = 0. \quad (13)$$

Тоді ймовірнісні показники АЧХ системи з випадковим розладом визначаються безпосереднім узяттям операторів математичного сподівання та дисперсії з апроксимації (7). На рис. 5 представлені результати розрахунків (розлад задано у всіх секторах із середньоквадратичним відхиленням (СКВ) 2,5% жорсткості сектору на згин. Представлено їх порівняння із статистичним розв'язком методом Монте-Карло (темна лінія).

б) СКВ

Рис. 5 – Ймовірнісні характеристики АЧХ тестового прикладу

Порівняльний аналіз представлених результатів вказує на їх добру збіжність. Суттєва похибка лише по визначенню СКВ - для точного розв'язку у СКВ АЧХ існує два піки, натомість у наближеного розв'язку лише один і з більшою амплітудою. Проте СКВ це ймовірнісна характеристика, що дає можливість побудувати «коридор», де будуть знаходитись усі реалізації. Провівши такий аналіз за допомогою

Рис. 6 – Максимально можливий розкид АЧХ тестового прикладу

правила «трьох сігм» та визначивши максимально можливе значення у реалізаціях АЧХ (рис. 6), можна бачити, що похибка у визначенні СКВ нівелюється та дає можливість проводити досить точне моделювання. На рис. 6 точками позначено розв'язок отриманий моделюванням Монте-Карло, а суцільними лініями результати отримані на основі моделювання через один сектор системи (на графіках для наочності додано МС АЧХ – нижні криві).

Третій розділ присвячено розробці параметричних СЕ моделей лопаток парових турбін та дослідженню на їх основі статичних і динамічних характеристик робочих коліс із штифтованим бандажуванням лопаткового вінця. Розроблені моделі враховують особливості конструкції, що характеризуються перш за все наявністю контактуючих поверхонь між елементами сусідніх вставок. Ця обставина не дає можливості апріорі визначити жорсткість бандажування. Внаслідок цього необхідно враховувати наявність пружного контакту, що робить задачу нелінійною. Разом із тим, враховуючи, що суттєві статичні навантаження (поле відцентрових сил), які призводять до перерозподілу проектних та монтажних контактуючих областей та викликають щільне замикання бандажу. Звідси зрозуміло, що у більшості випадків структурної нелінійності (змінний контакт) у динамічних характеристиках робочі колеса не мають. А проблема зводиться до визначення реального положення рівноваги, навколо якого відбуватимуться коливання.

Для досягнення цієї мети в дисертаційній роботі пропонується виконання наступної методики: 1) - розв'язок задачі статичного деформування лопаткового апарату в нелінійній постановці; 2) - визначення областей, що знаходяться у контакті; 3) - введення умов сумісності переміщень на поверхні зі щільним контактом; 4) - нехтування нелінійними компонентами; 5) - розв'язок лінійної задачі по визначенню динамічних характеристик з урахуванням попереднього напруженого стану.

Зазначена методика використовувалась для проведення аналізу статичних та динамічних характеристик лопаткового апарату робочого колеса. В роботі проводились варіативні дослідження при номінальних параметрах (геометричних та структурних) і з урахуванням певних їх відхилень від проектних. Для досягнення автоматизації у проведенні цих досліджень було розроблено мето-

дологію побудови параметричних СЕ моделей робочих коліс турбомашин із цільнофрезерованим роз'ємним бандажним зв'язком.

В рамках розробленої методології проведено декомпозицію моделі лопатки на структурні одиниці (деякі з яких є абстрактними і використовуються лише під час моделювання) та виконано параметризацію кожного із цих об'єктів. Таке представлення дає можливість розділити параметри, які належать до різних структурних елементів, провівши, таким чином, локалізацію змінних.

В роботі сформульовано критерій, що дозволяє визначити необхідну глибину декомпозиції – *структурна одиниця не потребує подальшого ділення у випадку, якщо на її геометричну модель може бути нанесено автоматичним чином СЕ сітку*, або у строгому сенсі - *структурна одиниця не потребує подальшого ділення у випадку, якщо на її геометричну модель може бути нанесено автоматичним чином не трикутну (тетраедричну) СЕ сітку*. Але незважаючи на це залишається проблема об'єднання СЕ сіток окремих структурних одиниць у загальну СЕ модель, вирішення якої знайдено шляхом нанесення трикутної (тетраедричної) СЕ сітки на локальні області, що використовувались під час логічного об'єднання геометричних моделей.

Приведена методологія дала можливість будувати тривимірні параметричні СЕ моделі, причому їх параметризація є не лише за геометричними розмірами конструктивних елементів, але і структурна, тобто дає можливість варіювання кількістю деяких структурних одиниць (наприклад: кількість опорних зубів замкового з'єднання) або типом самих зв'язків (наприклад: одну і ту саму лопатку можна побудувати із бандажем зубчатого виду або штифтованим).

Використовуючи наведену методологію, було розроблено параметричну СЕ модель лопаток робочого колеса третього ступеня ЦНТ парової турбіни (Рис. 7). На основі якої були проведені розрахунки НДС системи, що знаходиться під дією відцентрових сил. Апарат нараховує 112 лопаток, що виготовлені із матеріалу сталь 12Х13 з діаметром диску 1.6 м.

За результатами розрахунку переміщення полки, викликані витягуванням пера лопатки під дією відцентрового навантаження, привели до появи додаткових конструктивних зазорів і взаємної деформації полиці зі вставкою (Рис. 8). Переміщення бандажної полиці й пера лопатки асиметричні щодо радіальної осі в наслідок масової асиметрії пера та великого кута попередньої закрутки лопатки.

Поле інтенсивності напружень у лопатковому апараті представлено на рисунках 8б та 8в. Найбільші значення еквівалентних напружень локалізовані в прикореневій області та у зонах зчленування опорних зубів замкового з'єднання.

Рис. 7 – СЕ модель лопатки

Складна деформація бандажної полиці приводить до концентрації інтенсивності напружень у зонах з малими відносними переміщеннями та локалізацією зони концентрації в областях кутів конструктивного пазу. Подібна ситуація викликана деформацією вставки, що

випробовує складний просторовий вигин, який є результатом її контактної взаємодії з бандажною полицею.

Аналіз контакту вказує на те, що вставка щільно контактує лише боковими поверхнями. Відповідно до розглянутої вище методики дослідження динамічних

характеристик лопаток з роз'ємними елементами було проведено процедуру лінеаризації шляхом заміни нелінійних умов контакту на кінематичні граничні умови сумісності переміщень, які накладаються на вузли, що знаходяться у щільному контакті.

а) б) в)
Рис. 8 - НДС лопаткового апарату 3-го ступеня

На отриманій лінійній моделі, з урахуванням умов циклічної симетрії було проведено розрахунки задачі власних коливань. У таблиці 1 представлені перші частоти спектру власних коливань

(введено позначення h - кількість хвиль деформації по куту відповідної форми коливань, m - номер частоти у спектрі власних частот для фіксованих значень h ; p - власна частота).

Таблиця 1

Власні частоти ЦС лінеаризованої моделі лопаткового апарату робочого колеса 3 ступеня ЦНТ

		p_{hm} , Гц							
$m \backslash h$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	207.7	259.5	263.5	265.9	269.5	275.3	284.0	296.5	313.5
2	271.3	259.5	263.5	265.9	269.5	275.3	284.0	296.5	313.5
3	920.9	353.5	561.2	708.8	772.3	797.3	808.8	815.0	818.7
4	–	353.5	561.2	708.8	772.3	797.3	808.8	815.0	818.7
Дані експерименту			–	–	–	261.3	279	–	–
Похибка, %			–	–	–	5.4	1.8	–	–

Отриманий спектр коливань є досить густим, що свідчить про можливість існування суттєвих динамічних напружень на робочих частотах обертання ротора системи.

Порівняння отриманих частот коливань із експериментальними даними вказує на їх добре співпадіння – відносна похибка менша 6 %.

В третьому розділі також розглянуто дослідження закономірностей впливу технологічних відхилень, що виникають під час операції по складанню лопаток на диску. Монтажні операції призводять до появи міжбандажних зазорів (статистичні данні по їх замірам щупом вказують, що розміри зазорів колива-

ються у межах від 0 до 1 мм, причому якісною зборкою вважається положення сусідніх лопаток із зазором від 0.1 до 0.5 мм).

Існування цих зазорів суттєво змінює жорсткість бандажного кільця, а отже здатне впливати на статичний НДС та спектр власних частот коливань. Порівняльні результати відповідних розрахунків вказують, що попередній напружений стан вставки значно більший у випадку існування зазорів, збільшення еквівалентних напружень становить майже 25%.

Це суттєво впливає на частотний спектр, внаслідок того, що коливальна енергія від однієї до іншої сусідньої лопатки передається через спільну вставку. Крім того, більша деформація вставки призводить до більшої локалізації областей із щільним контактом, а отже впливає на жорсткість лінеаризованої моделі.

На рис. 9 графічно представлено залежності власних частот від величини міжбандажного зазору. Із представлених графіків видно існування нелінійної залежності власних частот від розміру зазору, причому навколо значенні у 0.1мм спостерігається мінімум.

У **четвертому розділі** наведено результати чисельних досліджень закономірності впливу випадкового розладу на усталені вимушені коливання лопаткових вінців 3 ступеня парової турбіни на базі розробленого методу.

Проведений попередній аналіз власних коливань вказують на те що в цій системі відсутні резонанси, але висока щільність спектру може привести до прояву суперпозиції певних форм коливань, що знаходяться у біля резонансного режимі. І як наслідок до високих рівнів вібрацій. Зазначена проблеми потребує розв'язку задачі усталених вимушених коливань робочого колеса.

Важливим питанням у задачі вимушених коливань є визначення зовнішнього навантаження. Досліджуемий лопатковий апарат 3 ступеня циліндру низького тиску належить до внутрішнього проміжного робочого колеса, а отже впливом нестационарності аеродинамічного потоку на нього можна знехтувати. Основною ж причиною виникнення вимушених коливань лопаток є кінематичне збурення, що виникає внаслідок вібрації ротору турбіни. Навантаження цього типу не ортогональне до жодної власної форми коливань (на відміну від аеродинамічного впливу), а отже здатне викликати коливання із будь-якою власною частотою. Постулюючи таким чином збудження форм коливань із початкової частини спектру, навантаження моделювалось одиничною силою, що прикладалась до центральної точки пера лопатки у напрямку нормалі до повер-

Рис. 9 – Залежність власних частот лопаткового апарату від величини між бандажного зазору ($h=6$ та 8)

хні. Дослідження вимушених коливань проводились в діапазоні частот від 120 до 420 Гц розглядаючи від 3-ої до 8-ої гармоніки навантаження, що пов'язані з робочою частотою обертання ротора 50 Гц.

Досліджуючи резонансні явища потрібно зауважити, що частота обертання ротору не є чітко фіксованою. Так, відповідно до технічних вимог, в Україні дозволяється зміна частоти обертання ротору в межах від 49 до 50.5 Гц. Цей розкид суттєво збільшується із ростом порядку гармоніки. Крім того, враховуючи виробничі обставини, на станціях інколи експлуатація проводиться на режимах, що не відповідають рекомендаціям компанії виробника. Практика їх роботи вказує на періодичні суттєві заниження, а інколи і завищення частоти обертання ротора в межах $-2, +0.5$ Гц.

Відповідно до теорії, що наведена у другому розділі дисертації із використанням розробленої ІКС, було визначено АЧХ ЦС робочого колеса. Як видно із рис. 10 найбільші значення АЧХ спостерігаються на частоті 275 Гц, що знаходиться між п'ятою та шостою частотами гармонік навантаження. Разом із тим в системі мають місце великі динамічні значення амплітуд переміщень (майже однакової інтенсивності) на 4, 5, 6 та 7 гармоніках збурення.

Рис. 10 – АЧХ сумарних переміщень ЦС лопаткового апарату 3-го ступеня

Крім того, враховуючи зазначені вище причини відхилення частоти обертання ротора від проектного значення призводить до суттєвого збільшення амплітуд вібрацій, а суттєве завищення частоти обертання ротора здатне привести до резонансних режимів.

Як вже було зазначено, у лопатковому апараті 3-го ступеня існує певна невизначеність параметрів жорсткості бандажного кільця внаслідок існування конструктивних зазорів між торцевими поверхнями сусідніх бандажних полиць. Які виникають відповідно до технології замикання лопаткового апарату на коло. Між сусідніми вставками штифтованого бандажа існує проміжок (Рис. 11) із випадковою довжиною, крім того положення цього проміжку є так саме випадковим, внаслідок можливості пересування вставок по пазу під час пуску та зупинки турбіни.

Рис. 11 – Фото бандажної полиці 3 ступеня ЦНТ

Зрозуміло, що існування цих проміжків посередині бандажної полиці не призведе до зміни у характеристиках бандажування. Проте внаслідок зазначених вище обставин існує деяка імовірність попадання цього проміжку у міжбандажний зазор – це призведе до зменшення жорсткості з'єднання майже удвічі. В роботі було проведено дослідження вимушених коливань лопаткових апаратів із детермінованим розладом, що має місце лише в одному секторі. Описаний розлад задався інтегрально – у

вигляді зосереджуваного пружного елемента із від'ємною жорсткістю, що був додатково введений до вставки бандажної полиці.

Результати наведені на рис. 12. Отримані АЧХ вказують на суттєвий перерозподіл коливальної енергії на перші дві власні форми коливань, що може бути пояснено ефектом локалізації. Крім того, переміщення частот по спектру зменшують запас від резонансу цієї системи.

а) - 1 сектор

б) - 10 сектор

Рис. 12 – АЧХ сумарних переміщень ЦС лопаткового апарату 3-го ступеня з детермінованим розладом

Як вже було зазначено вище в системі розлад може існувати внаслідок наявності міжбандажних зазорів, що формуються при складанні лопаткового вінця. Цей розлад є випадковим. В четвертому розділі дисертації проведено дослідження ймовірнісних показників АЧХ лопаткового апарату 3-го ступеня. Результати (Рис 13) вказують на те, що розлад може суттєво погіршити

вібраційні характеристики. В наведеному на рисунку максимально можливому розкиді АЧХ представлено можливість збільшення амплітуд коливань на 6-й гармоніці навантаження при номінальному режимі роботи турбіни на 40%. У випадку зменшення реальної частоти обертання ротора під час експлуатації вібраційний стан погіршується ще суттєвіше.

Рис. 13 – Максимально можливий розкид реалізацій АЧХ переміщень лопаткових вінців 3-го ступеня ЦНТ

Проведено варіативні дослідження для різних дисперсій які дозволили сформулювати рекомендації для допусків на міжбандажні зазори. Так, допуск зазорів менших 0,05 мм не приво-

дить до збільшення амплітуд вібрацій із імовірністю у 99.7%.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розроблено сучасний підхід до розв'язку задачі усталених вимушених коливань механічних систем із випадковим розладом, що базується на тривимірній скінчено-елементній моделі одного сектору. На основі розробленого підходу проведено дослідження впливу випадкових технологічних відхилень у міжбандажних з'єднаннях лопаткового апарату третього ступеня циліндру низького тиску парової турбіни.

Найбільш важливими результатами роботи є:

1. Проведений аналіз наукових робіт стосовно динаміки лопаткових апаратів з детермінованим та випадковим розладом і методів їх дослідження, показав актуальність роботи, необхідність розробки нових методів та підходів конденсаційного типу для розв'язання відповідних задач;

2. Запропоновано новий метод розв'язання задачі вимушених гармонічних коливань ЦС систем з випадковим розладом, що на відміну від традиційних підходів базується на моделі одного сектору цієї системи. Це дозволило суттєво конденсувати розмірність задачі, а отже робить можливим проведення відповідних досліджень для СЕ моделей великої розмірності, які враховують основні особливості конструкції. Використання цього методу скорочує час розрахунків (для тестового прикладу з однакової точністю в 3-4 рази);

3. Розроблено програмне забезпечення, яке розширює можливості сучасних систем інженерного аналізу та дозволяє визначити ймовірнісні показники вібраційних характеристик ЦС конструкцій та систем з детермінованим і випадковим розладом використовуючи моделі, що розроблені з застосуванням можливостей сучасних програмних комплексів СЕ аналізу. А також проведено аналіз достовірності запропонованого методу серією тестових розрахунків для моделі розмірність якої дозволяє провести прямий статистичний аналіз. Отримані результати показали, що для систем, дисперсія розладу яких не перевищує 15%, максимальна похибка складає менше 2%.

4. Розроблено методологію побудови параметричної СЕ моделі лопаток парових турбін. Створена методологія дозволяє отримувати СЕ моделі різних модифікацій зазначеного лопаткового апарату 0,5-3 хвилини (середній час безпосередньої побудови геометричної моделі та нанесення на неї СЕ сітки складає понад годину). Достовірність отриманих математичних моделей підтверджено збіжністю із експериментальними результатами для власних коливань отриманими в СКБ ВАТ «Турбоатом». Похибка по визначенню власних частот менша 6%.

5. Виконано дослідження впливу на вібраційні характеристики лопаткового апарату третього ступеня циліндру низького тиску випадкового розладу, що викликаний технологічними відхиленнями у параметрах бандажного зв'язку. На основі цих досліджень сформульовано рекомендації стосовно допусків на міжбандажні зазори у діапазоні значень $[0..0,05]$ мм. Так у випадку до-

пуску технологічних відхилень із можливістю наявності конструктивних зазорів до 0,5мм відбувається збільшення амплітуд шостої гармоніки вимушених коливань на 40%, що значно зменшує ресурс роботи робочого колеса.

6. Результати дисертаційного дослідження, шляхом передачі теоретичних наробіток і даних числових досліджень, було впроваджено у практику проектування нових та модернізацію існуючих конструкцій робочих коліс парових турбін у СКБ ВАТ «Турбоатом» (м. Харків), що підтверджено відповідним актом.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ларин А.А. Исследование влияния бандажного соединения на статические и динамические характеристики лопаточного аппарата на основе трехмерных моделей / Жовдак В.А., Кабанов А.Ф., Ларин А.А, Степченко А.С. // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2005. №21. С. 9-16
Здобувачем розроблено скінчено-елементні моделі та на їх основі проведено дослідження впливу технологічних особливостей штифтованого бандажного зв'язку на статичний напружено-деформований стан та спектр власних частот лопаткового апарату.
2. Ларин А.А. Собственные колебания циклически-симметричных систем с расстройкой / Ларин А.А. // Системи обробки інформації. – Харків: Харківський університет повітряних сил, 2005. № 7(47). С. 91-95
3. Ларин А.А. Исследование влияния технологических отклонений в бандажном соединении на спектр собственных частот лопаточного аппарата / Жовдак В.А., Демуз Я.Д., Кабанов А.Ф., Ларин А.А, Степченко А.С. // Надійність і довговічність машин і споруд. – Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, 2006. Вип. 26. – С. 59-67
Здобувачем розроблена методика вивчення впливу попередньої статичної контактної взаємодії у роз'ємних з'єднаннях штифтованої бандажної полиці лопаткових вінцив та проведено відповідні розрахункові дослідження для лопаток третього ступеня.
4. Ларин О.О. Вимушені коливання цикло - симетричного лопаткового апарату з випадковим технологічним розладом / Головка О.М, Жовдак В.О., Ларин О.О. // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – №38. – С. 58-68
Здобувач розробив алгоритм та програмне забезпечення для розв'язку задачі вимушених коливань систем з випадковими параметрами методом Монте-Карло та провів на їх основі числові дослідження впливу розладу жорсткості бандажування лопаток на їх амплітудно-частотні характеристики.
5. Ларин А.А. Исследование динамического контактного взаимодействия в межбандажных соединениях пакетов лопаток паровых турбин с расстройкой / Жовдак В.А., Демуз Я.Д., Кабанов А.Ф., Ларин А.А, Степченко А.С.,

Соляникова Ю. В. // Проблеми обчислюваної механіки і міцності конструкцій: Збірник наукових праць – Дніпропетровськ: ДНУ, 2007. Вип. 11. С. 53-63
Здобувач проведено дослідження впливу технологічних відхилень у бандажуванні лопаткових апаратів робочих коліс, що не спотворюють їх циклічної симетрії, та виявив закономірності впливу між бандажних конструктивних зазорів на спектр власних частот коливань.

6. Ларин А.А. Статистическая динамика рабочих колес турбомашин с технологической расстройкой / Жовдак В.А., Ларин А.А., Кабанов А.Ф. // Проблемы прочности. – Киев: Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2008. №5(395). С. 105-113

Здобувачем розроблено метод та відповідне програмне забезпечення для розв'язку задачі випадкових вимушених коливань лопаткових вінців з детермінованим розладом по жорсткості бандажного зв'язку.

7. Ларін О. Розв'язок задачі вимушених випадкових коливань лопаткового апарату з розладом на основі моделі одного сектору / Ларін Олексій, Жовдак Валерій // Машинознавство. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2008. – №10(136). – С. 12-16

Здобувачем розроблено метод дослідження імовірнісних показників амплітудно-частотних характеристик циклічно симетричних систем з випадковим розладом по моделі одного сектору.

8. Ларін О.О. Дослідження вимушених коливань тривимірних цикло-симетричних конструкцій з випадковим розладом методом Монте-Карло / Ларін О.О. // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ«ХПІ», 2008. №47. С. 190-197

9. Larin O.O. Nonlinear vibrations of steam turbines blade packages subject to the dynamic contact in bandage connection/ Zhovdak V. O., Demuz Ya D., Kabanov A. F., Stepchenko O. S. // Труды 2-й Международной конференции «Нелинейная динамика». – Харьков: НТУ«ХПИ», 2007. – С. 311-316

Здобувачем проведено числові дослідження гармонічних вимушених коливань лопаткового апарату робочого колеса парової ступені з урахуванням структурної не лінійності у роз'ємному з'єднанні.

10. Ларин А.А. Исследование влияния технологических отклонений в бандажном соединении на спектр собственных частот лопаточного аппарата / Жовдак В.А., Демуз Я.Д., Кабанов А.Ф., Ларин А.А., Степченко А.С. // Тези допов. міжнародної науково-технічної конференції: «Динаміка, міцність і ресурс машин та конструкцій». – Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, 2005. Т.1. – С. 115-117

Здобувачем розроблено методологію побудови параметричних скінчено-елементних моделей лопаткового апарату парової турбіни, що дозволяють враховувати попередню статичну контактну взаємодію у бандажних з'єднаннях та моделювати у них технологічні відхилення різного ступеня.

11. Ларин А.А. Статистическая динамика рабочих колес турбомашин с технологической расстройкой / Жовдак В.А., Ларин А.А., Кабанов А.Ф. // Тези допов. 3-ї Міжнародної науково-технічної конференції: «Проблеми динамі-

ки і міцності в газотурбобудуванні». – Київ: Ін-т проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, 2007. – С. 69-71

Здобувачем розроблено алгоритми та відповідне програмне забезпечення для розв'язку задачі усталених гармонічних вимушених коливань лопаткових апаратів з конструктивною циклічною симетрією.

12. Ларин А.А. Исследование динамического контактного взаимодействия в межбандажных соединениях пакетов лопаток паровых турбин с расстройкой / Жовдак В.А., Демуз Я.Д., Кабанов А.Ф., Ларин А.А., Степченко А.С., Соляникова Ю. В. // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції пам'яті академіка НАН України В.І. Моссаковського «Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій». – Дніпропетровськ: ДНУ, 2007. – С. 253-254

Здобувач провів числові дослідження впливу технологічних відхилень у бандажному зв'язку пакету лопаток, що призводять до розладу цієї системи, на власні та усталені вимушені коливання.

13. Ларін О. Розв'язок задачі вимушених випадкових коливань лопаткового апарату з розладом на основі моделі одного сектору / Ларін Олексій, Жовдак Валерій // Праці конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій». – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2008. – С. 103-105

Здобувачем розроблено алгоритми для визначення імовірнісних показників амплітудно-частотних характеристик лопаткового апарату з випадковим розладом методом прямого статистичного моделювання та статистичної лінеаризації.

АНОТАЦІЇ

Ларін О.О. Коливання лопаткових вінців робочих коліс парових турбін з детермінованим та випадковим розладом параметрів бандажного зв'язку. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. - Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2009.

Дисертаційну роботу присвячено вирішенню науково-практичної задачі щодо виявлення закономірностей впливу розладу параметрів бандажування на вібраційні характеристики лопаткових вінців робочих коліс парових турбін. В роботі розроблено методи конденсаційного типу, що дозволяють провести відповідний аналіз у імовірнісній постановці на основі докладних тривимірних скінченно-елементних моделях лопатки. На основі розробленої теорії створено програмне забезпечення. Проведено аналіз достовірності розробленого методу на дискретних динамічних та скінченно-елементних моделях відносно малої розмірності, які дозволяють провести прямий статистичний аналіз, та виявлено добру збіжність наближеного підходу з безпосереднім розв'язком. Розроблено методологію побудови параметричних скінченно-елементних моделей лопаткових апаратів із цільнофрезерованим штифтованим бандажуванням. На основі цієї

методології побудовано параметричну модель лопаткового апарату 3-го ступеня ЦНТ парової турбіни та проведено дослідження статичного НДС і спектру власних частот коливань. Виявлено закономірності впливу особливостей конструкції та технології складання на власні коливання та статичну міцність конструкції. Проведено дослідження впливу випадкового розладу параметрів бандажу на усталені вимушені коливання системи. Отримані автором результати знайшли використання при проектуванні та модернізації робочих лопаток сучасних парових турбін.

Ключові слова: прикладна теорія коливань, лопатковий апарат робочого колеса, циклічно симетричні системи, розлад, системи із випадковими параметрами.

Ларин А.А. Колебания лопаточных венцов рабочих колес паровых турбин с детерминированной и случайной расстройкой параметров бандажной связи. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. - Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2009.

Диссертационная работа посвящена решению научно-практической задаче определения закономерностей влияния расстройки параметров бандажирования на вибрационные характеристики лопаточных венцов рабочих колес паровых турбин. В работе разработано методы конденсационного типа, которые позволяют провести соответствующий анализ в вероятностной постановке на основе конечно-элементной модели одного сектора. Это дает возможность проводить исследования рабочих колес с расстройкой на основе подробных трехмерных моделей лопатки. На основе разработанной теории создано программное обеспечение, которое представляет собой интегрированную компьютерную систему и позволяет использовать существующие системы инженерного анализа для построения моделей и проведения расчетов собственных колебаний циклически симметричных конструкций.

Проведен анализ достоверности метода на дискретных динамических и конечно-элементных моделях относительно малой размерности, которые позволяют провести прямой статистический анализ. При этом были определены области разброса случайных параметров, для которых наблюдается хорошее совпадение между результатами, которые получены предложенным методом и точным решением. Исследована закономерность искажения закона плотности вероятности при переходе через резонанс, а также возможность оценки степени этого искажения с помощью приближенного метода.

Разработанный метод применен к решению задачи определения амплитудно-частотных характеристик и их вероятностных показателей лопаточного аппарата третьей ступени паровой турбины с технологической расстройкой. При этом предварительно разработано методологию построения параметрических конечно-элементных моделей лопаточных аппаратов с целью фрезерованным

штифтованным бандажированием. На основе которой построено параметрическую модель лопаточного аппарата третьей ступени цилиндра низкого давления и проведены исследования статического напряженно-деформированного состояния, а также спектра собственных частот колебаний. Выявлено закономерности влияния особенностей конструкции и технологии сборки на собственные колебания и статическую прочность конструкции. Проведено исследование влияния случайной расстройки параметров бандажа на установившиеся вынужденные колебания системы. Полученные автором результаты были использованы при проектировании и модернизации рабочих лопаток современных паровых турбин.

Ключевые слова: прикладная теория колебаний, лопаточный аппарат рабочих колес, циклически симметричные системы, расстройка, системы со случайными параметрами.

Larin A.A. Vibrations of the steam turbines driving wheels blading with deterministic and random mistuning of the shrouding parameters. - Manuscript.

Thesis for the scientific degree of Candidate of Technical Science in a speciality 05.02.09 - Dynamics and strength of machines. - National Technical University «Kharkiv Polytechnical Institute», Kharkiv, 2009.

Dissertation is devoted to a solving the problem of defining the laws of shrouding parameters mistuning influence on the steam turbines driving wheels blading vibrations. In this work it has developed reduce order methods which allow carrying out the corresponding analysis in probability statement on the basis of finite-element model of one sector. That gives the opportunity to held researches of mistuned driving wheels using detailed three-dimensional blades models. On the basis of the developed theory it is designed integrated computer system which allows to use up-to-date CAD\CAE system for construction the FE models and carrying out the eigenfrequency and normal modes of cyclically symmetric structure. The verification analysis of method has hold on discrete dynamic and is small dimensional finite-element models which allow realized the direct statistical analysis. It was a good coincidence between exact solutions and results received by offered method. The developed method and software is applied to investigation of forced vibrations of the technologically mistuned steam turbine low pressure cylinder third stage blading. In addition to that it has preliminary built the methodology of construction the parametrical finite-element models of the blade disk assemblies with whole-milling embedment's shroud. The researching of the static stress-to-strain states and modal analysis has been also carried out subjected to the shrouding inside contact interaction. The whole investigation leads to revealing the laws of influence of random mistuning caused by technology features in shrouding interaction. The results received by the author have been used at designing and modernisation of the modern steam turbines working wheels.

Keywords: Applied theory of vibrations, blade disk assemblies, cyclic symmetry systems, mistuning, systems with random parameters.

Відповідальний за випуск: к.т.н., доц. О.І. Трубаєв

Підписано до друку 18.09.2009р. Формат видання 145x215
Формат паперу 60×90/16. Папір офсетн. Друк – ризографія.
Обсяг 0,9 авт. арк. Наклад 100 прим. Замовлення №

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М.
Свідоцтво №04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.
61024, м. Харків, вул. Фрунзе, 16.
