

вита при этом процессов разрушения, которые фиксирует АЭ-контроль.

Весь цикл проведенных исследований одного углеперегрузателя свидетельствует, во-первых, о наличии проблемы обеспечения нагрузочной способности углеперегрузателей, во-вторых – о факторах, ее вызывающих, а в-третьих, – о необходимости создания расчетно-экспериментальной методики обеспечения нагрузочной способности при проектировании углеперегрузателей путем рационального выбора его конструктивных параметров на основе численного анализа напряженно-деформированного состояния с учетом экспериментально определенных изменений толщины несущих элементов конструкций на примере обследования множества углеперегрузателей. Данное направление является предметом дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Гусев Ю.Б. К вопросу об исследовании напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2006. – № 24. – С.70-75. 2. Гусев Ю.Б., Слободяник В.А., Ткачук Н.А., Танченко А.Ю. К вопросу об определении причин сверхнормативного износа реборд колес грейферной тележки мостового крана-перегрузателя // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – № 3. – С. 55-66. 3. Гусев Ю.Б., Шкода В.А., Танченко А.Ю. Формирование конечно-элементной модели металлоконструкции углеперегрузателя // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – № 23. – С. 33-39. 4. Гусев Ю.Б., Литвиненко А.В., Танченко А.Ю. К вопросу моделирования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции углеперегрузателя // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Транспортное машиностроение. – 2007. – № 31. – С. 75-80. 5. Гусев Ю.Б., Танченко А.Ю. К вопросу определения жесткостных характеристик металлоконструкции углеперегрузателя // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинобудування та САПР. – 2007. – № 29. – С.42-47.

Поступила в редколлегию 20.11.2007

УДК 539.3

В.О.ЖОВДАК, докт. техн. наук; ***О.О.ЛАРИН***;
О.М. ГОЛОВКО; НТУ «ХПИ»

ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ ЦИКЛО-СИМЕТРИЧНОГО ЛОПАТКОВОГО АПАРАТУ З ВИПАДКОВИМ ТЕХНОЛОГІЧНИМ РОЗЛАДОМ

Проведено аналіз гармонічних коливань цикло-симетричної дискретної моделі лопаткового апарату першого ступеня циліндру низького тиску парової турбіни з випадково заданим розладом методом Монте-Карло. Наведено різноманітні реалізації розладу та відповідні їм реалізації АЧХ. Побудовано математичні очікування та дисперсії АЧХ.

Investigation of the harmonic vibration of the lump-mass discrete cyclic model of bladed disk of the first stage of the stem turbine with the random mistuning is carried out by means of Monte-Carlo method. Various realizations of the mistuning and corresponding to them amplitude-frequency characteristics are investigated. The expectations and variances for the frequency-response curve are built.

Вступ. У техніці широко розповсюджені конструкції із циклічною симетрією. В цих конструкціях можна виділити сектор геометричні, механічні й силові параметри якого зберігають свою інваріантність під час обертання на кут $2\pi/N$ [1,2,3]. Реальні конструкції завжди відхиляються від строгої симетрії в більшому або меншому ступені. Порушення строгої симетрії викликається обмеженою точністю формоутворення й монтажу елементів конструкцій, неоднорідністю властивостей матеріалів, з яких вони виготовлені, експлуатаційною деградацією їх механічних характеристик. Сприяють порушенню симетрії також і умови роботи: окружна неоднорідність деформацій, нерівномірність зовнішнього поля температур та ін. [3].

У конструкціях з розладом суттєво змінюється спектр власних частот та власні форми коливань [3,4]. На амплітудно-частотній характеристиці (АЧХ) це призводить до зміни форми та частотних діапазонів існуючих піків та спонукає до появи нових, що обумовлені розшаруванням кратних частот та втраченою ортогональністю між власними формами системи та просторовою формою навантаження. Усі перераховані ефекти є випадковими у наслідок стохастичної природи розладу, а отже потребують статистичного аналізу.

1. Вимушені коливання. В роботі було проведено якісне дослідження випадкових коливань робочого апарату першої ступені циліндру низького тиску парової турбіни з промисловим відбором пару. Робоча лопатка цієї ступені має циліндричний профіль, цільно-фрезеровану бандажну полицю та двох опорний грибоподібний хвостовик (рис. 1). Робочий апарат першої ступені має масивне, жорстке бандажне з'єднання, що забезпечує слабку чутливість лопаткового апарату до розладу, що обумовлений розходженням фізичних характеристик (щільність, модуль пружності) у сусідніх лопатках апарату. Так у роботі [5] наведено результати дослідження власних коливань розладженого робочого апарату четвертої ступені аналогічної турбіни, який є менш жорстким, у наслідок значно більшої довжини лопатки. Для цієї ступені розходження власних частот при зменшенні модуля пружності матеріалу лопаток у двічі не перевищує 5 % (лише для першої частоти складає 12 %). Разом із цим проведені попередні дослідження [6,7] показали, що ЦС робочі апарати з бандажним з'єднанням такого типу є чутливими до технологічного розладу, наявність якого обумовлена між-бандажними зазорами, що утворюються під час технологічних операцій з монтажу лопаток на диску. Існування таких зазорів суттєво зменшує згинну жорсткість відповідної частини бандажної полиці, а отже обумовлює існування в кожному секторі системи випадковий розлад.

Для дослідження випадкових коливань такого апарату було побудовано дискретну модель (рис. 2), що складається з 8 секторів по 3 маси в кожному. Рівняння вимушених коливань такої системи можна привести в наступному вигляді:

$$\begin{cases} m_j^n \ddot{q}_{i+1} + (c_j^j + c_{i+1}^{36} + c_i^{36} - \tilde{c}_{j-1}) q_{i+1} - c_{i+1}^z q_{i+2} - c_i^{36} q_i = F_j(t); \\ m_j^{36,2} \ddot{q}_{i+2} + (c_{i+1}^{36} + c_{i+2}^{36}) q_{i+2} - c_{i+2}^{36} q_{i+3} - c_{i+1}^{36} q_{i+1} = 0; \\ m_{j+1}^{36,1} \ddot{q}_{i+3} + (c_{i+2}^{36} + c_{i+3}^{36} - \tilde{c}_j) q_{i+3} - c_{i+2}^{36} q_{i+2} - c_{i+3}^{36} q_{i+4} = 0; \end{cases}$$

$$i = 3 \cdot (j - 1)$$

$$j = \overline{1..N}$$
(1)

де $q_0 = q_{24}$; $q_{25} = q_1$; $m_8^{36,3} = m_1^{36,1}$; $c_0^{36} = c_{24}^{36}$; $\tilde{c}_0 = \tilde{c}_N$, N – кількість секторів, $F_j(t)$ – сила, що прикладуться до кожної лопатки і має вигляд:

$$F_j(t) = e^{i\omega t} \cdot e^{i\alpha_j}; \quad \alpha_j = \left(\frac{2\pi(j-1)k}{N} \right),$$
(2)

де k – параметр, що визначає кількість вузлових діаметрів у просторовій формі навантаження.

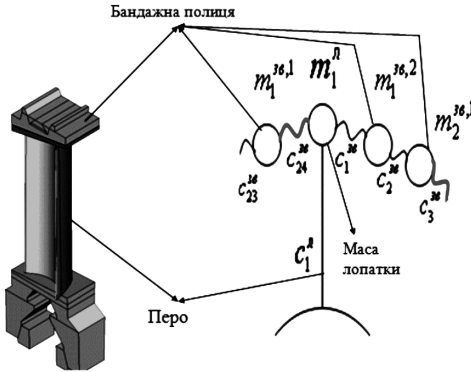


Рисунок 1 – Сектор

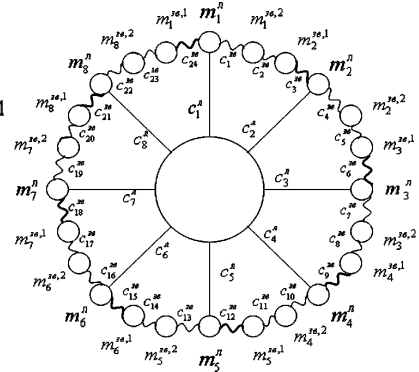


Рисунок 2 – Дискретна модель

2. Вимушені коливання системи з розладом в одному секторі. Розлад системи, що досліджується, викликаний технологією монтажу лопаток, яка може призвести до зменшення жорсткості в часті бандажній полиці на 70 відсотків від номінального її значення.

На рис. 3 наведено амплітудно-частотні характеристики переміщень пера лопатки першого сектору (суцільною лінією зображено графіки для системи з розладом, пунктирною – для системи без розладу).

На рис. 4 зображено розгортки на частотах, що відповідають пікам у АЧХ. Розгортки для тих частот, що відповідають новим резонансним пікам характеризуються наявністю ефекту локалізації, що спостерігаються у секторах з різким перепадом розладу у з'єднанні.

На графіках амплітудно-частотних характеристик, що наведені на рис. 3 для системи з розладом існують додаткові резонансні піки, один з яких відпо-

відає збудженню власної форми з розширеною частотою, а інші збудженню форм з меншим числом вузлових діаметрів, що проявляється внаслідок втрати ортогональності цих форм з формою навантаження.

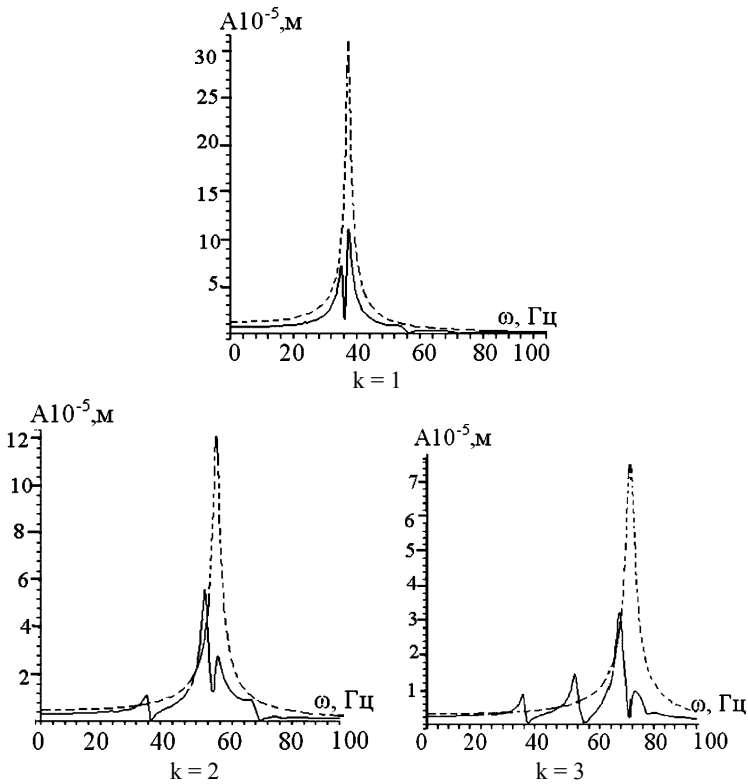


Рисунок 3 – АЧХ для другого сектору системи з одним розладженим сектором та з навантаженням, що має різну кількість вузлових діаметрів

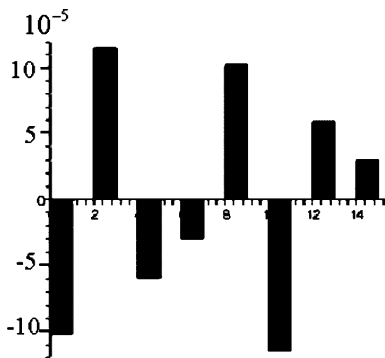
3. Реалізації амплітудно-частотних характеристик за різних комбінацій випадково заданого розладу

В даній роботі випадковий розлад по жорсткості задавався у вигляді наступного виразу:

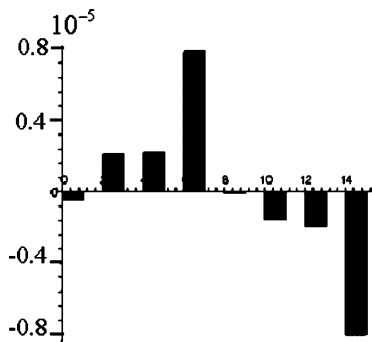
$$\tilde{c}_j = \langle \tilde{c}_j \rangle \cdot (1 - \alpha), \tag{3}$$

$\langle \tilde{c}_j \rangle$ – математичне очікування випадкової жорсткості, α – центрована нормальна випадкова величина з дисперсією 0,23 та щільністю ймовірності:

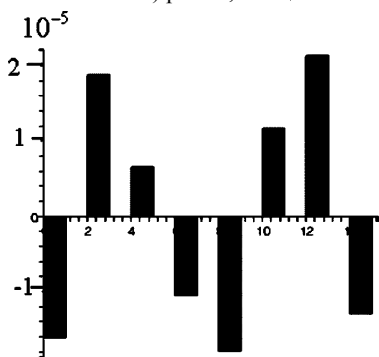
$$f(\alpha) = \begin{cases} 0, & \alpha < 0; \\ 1,73 \exp(-9,45\alpha^2), & \alpha \geq 0. \end{cases} \tag{4}$$



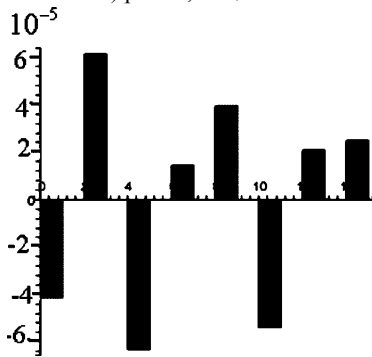
а) $p = 75,24$ Гц



б) $p = 37,3$ Гц



в) $p = 54,97$ Гц



г) $p = 71,38$ Гц

Рисунок 4 – Розгортки форми вимушених коливань робочого колеса з одним розладженим сектором та з навантаженням, просторова форма якого має 3 вузлових діаметра: а) – розгортка форми вимушених коливань; циклічно-симетричного робочого колеса на резонансній частоті; б), в), г) – розгортки форм вимушених коливань робочого колеса з одним розладженим сектором на резонансних частотах

Таблиця 1 – Реалізації розладу

	а	б	в	г	д	є
$\tilde{c}_1 \cdot 10^5$	2,61	2,16	1,94	3,42	4,01	3,33
$\tilde{c}_2 \cdot 10^5$	4,01	2,7	4,41	4,41	3,06	1,58
$\tilde{c}_3 \cdot 10^5$	1,44	2,43	3,24	4,28	2,75	1,35
$\tilde{c}_4 \cdot 10^5$	3,87	2,52	4,05	1,94	1,62	3,12
$\tilde{c}_5 \cdot 10^5$	2,39	4,14	3,74	2,97	3,11	4,37
$\tilde{c}_6 \cdot 10^5$	1,85	1,76	3,19	1,67	2,03	4,37
$\tilde{c}_7 \cdot 10^5$	4,23	4,28	3,29	4,41	3,33	4,32
$\tilde{c}_8 \cdot 10^5$	2,75	2,88	1,35	2,52	3,06	2,79

В табл. 2 наведено реалізації амплітудно-частотних характеристик, що побудовані при випадковому розладі, ймовірнісні характеристики якого визначено за виразами (3-4), Різні варіації просторового розміщення розладу можуть призвести до суттєвої зміни форми амплітудно-частотної характеристики, а отже розширити небезпечну резонансну область.

Числові реалізації жорсткості, що відповідають наведеним в табл. 2 реалізаціям АЧХ зведено до табл. 1.

4. Розрахунок статистичних характеристик АЧХ

Для визначення статистичних параметрів випадкових вимушених коливань системи з випадковими параметрами було застосовано метод Монте-Карло [8]. Кількість реалізацій необхідних для визначення математичного очікування та дисперсії визначалась у відповідності до значення похибки, що визначалась за виразами:

$$\varepsilon(n) = \max_{\omega \in [0, 400]} |M_n[A(\omega)] - M_{n-1}[A(\omega)]|; \quad (5)$$

$$\eta(n) = \max_{\omega \in [0, 400]} |M_n[\tilde{A}_n^2(\omega)] - M_{n-1}[\tilde{A}_{n-1}^2(\omega)]|; \quad (6)$$

$$\tilde{A}_n(\omega) = A(\omega) - M_n[A(\omega)], \quad (7)$$

де $\varepsilon(n)$, $\eta(n)$ – похибки математичного очікування та дисперсії, $M_n[\dots]$ – оператор взяття математичного очікування амплітуди вимушених коливань з урахуванням n реалізацій, $A(\omega)$ – амплітуда вимушених коливань.

На рис. 5 зображено графіки похибок, що обчислені за допомогою виразів (5) та (6) для АЧХ лопаткового апарату, що збуджується навантаженням з просторовою формою, яка має 2 вузлових діаметра. З наведених графіків видно, що похибка стабілізується на малому значенні починаючи з 70 ітерацій у процедурі Монте-Карло.

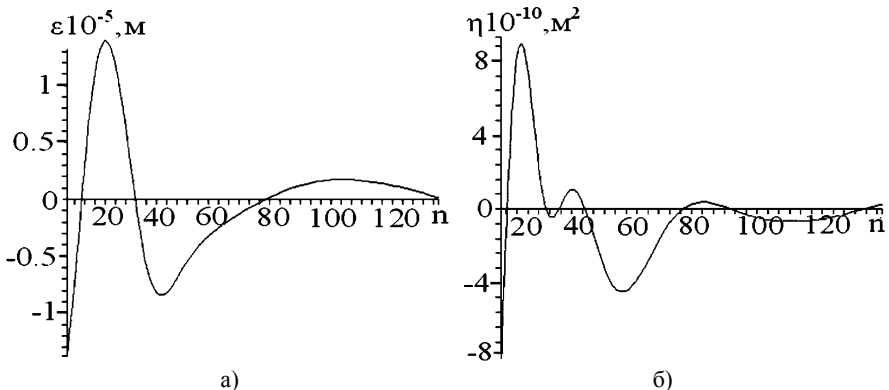
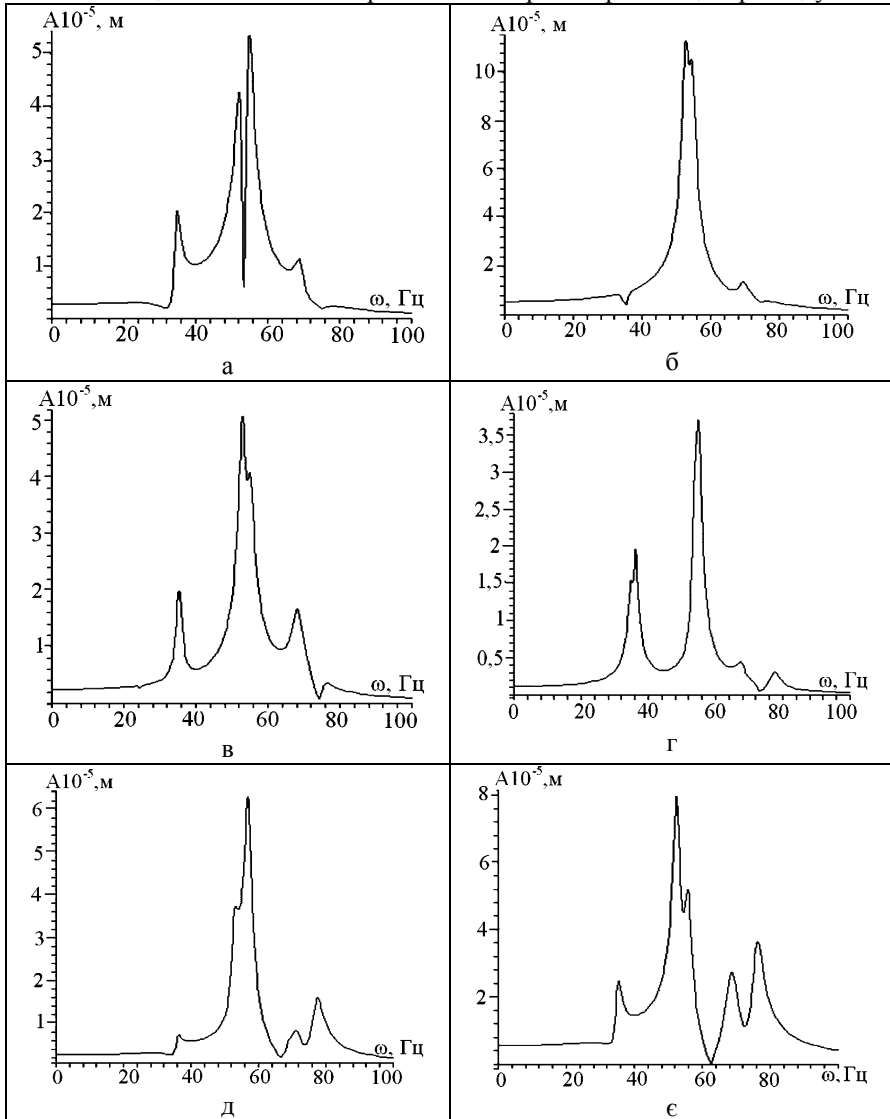


Рисунок 5 – Похибка в обчисленні методом Монте-Карло:
 а) – математичного очікування амплітуди переміщень;
 б) – дисперсії амплітуди переміщень

Таблиця 2 – АЧХ маси пера лопатки за різних реалізаціях розладу

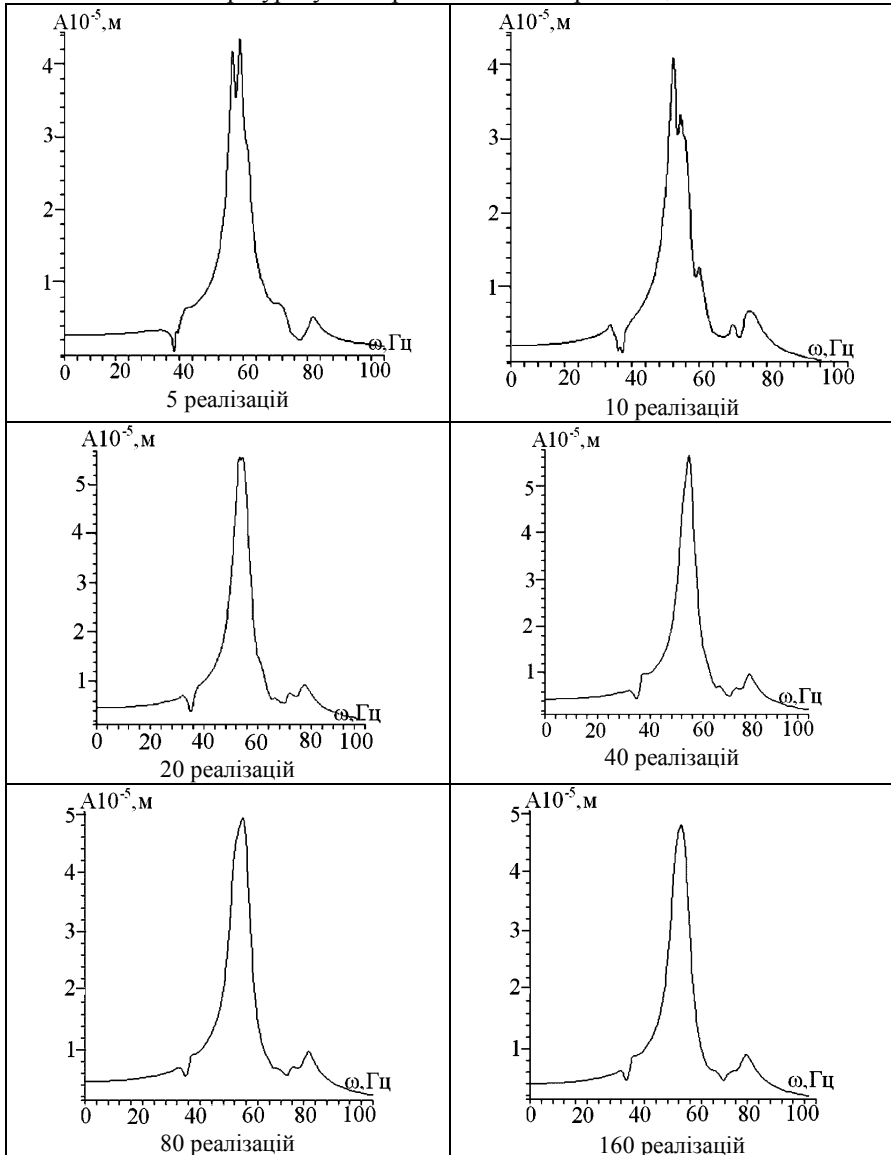


В табл. 3 наведено графіки математичного очікування, що обчислені з урахуванням різної кількості реалізацій АЧХ лопаткового апарату, що збуджується навантаженням з просторовою формою, яка має 2 вузлових діаметра.

На рис. 6 наведено математичне очікування системи з випадковим роз-

ладом (на рисунках позначено суцільною лінією), графіки детермінованого АЧХ для циклічно-симетричної системи (позначено пунктирною лінією). На рис. 6 також наведено середньоквадратичне відхилення (СКВ) АЧХ.

Таблиця 3 – Графіки математичного очікування амплітуди коливань при урахуванні різної кількості реалізацій



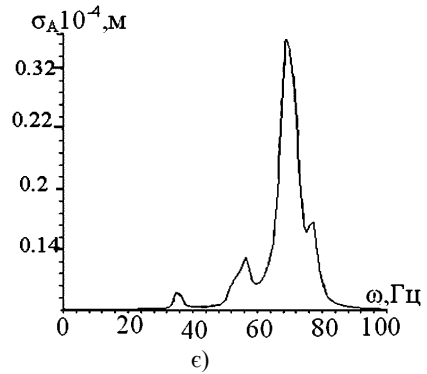
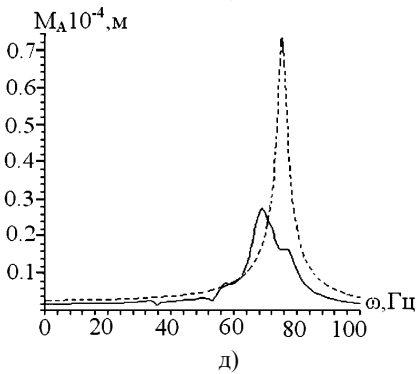
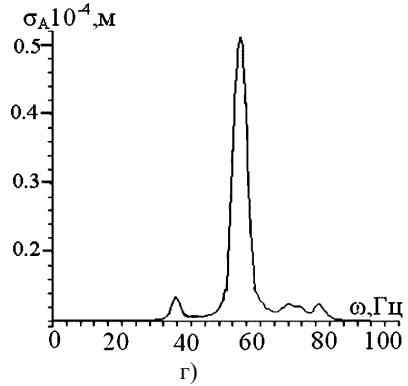
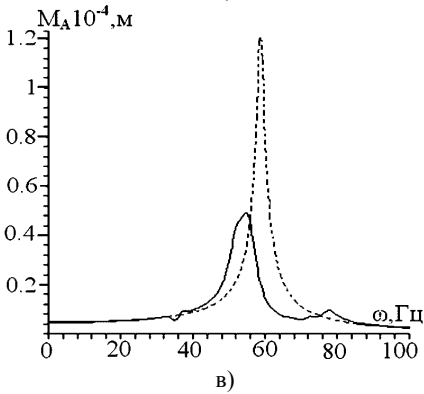
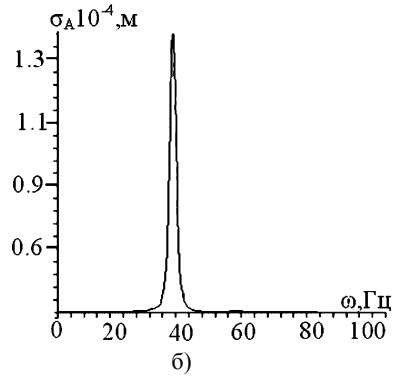
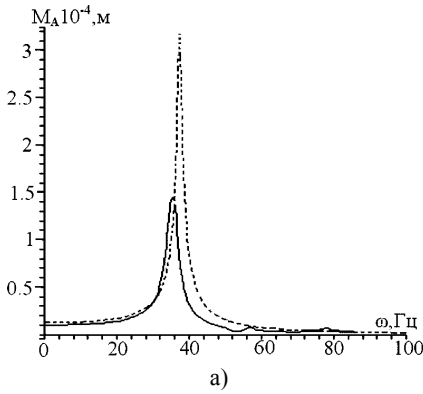


Рисунок 6 – Статистичні параметри АЧХ для другого сектору системи:
 а), в), д) – Математичне очікування АЧХ; б), г), е) – СКВ АЧХ;
 а), б) просторова форма навантаження має 1 вузловий діаметр;
 в), г) просторова форма навантаження має 2 вузлових діаметра;
 д), е) просторова форма навантаження має 3 вузлових діаметра

Як можна бачити з наведених графіків, максимальне значення математичного очікування амплітуди коливань системи з розладом значно менше за максимальне значення амплітуди коливань циклічно-симетричного лопаткового апарату. Зменшення жорсткості бандажного з'єднання розладу призвело до збільшення ширини резонансної області та її зміщення по вісі абсцис у бік зменшення величини резонансної частоти.

СКВ, що наведені на рисунках 6, вказують на можливість появи у системі випадкових викидів з великими значеннями амплітуд переміщень. Так, наприклад, оцінюючи можливий максимальний розкид амплітуд переміщень за правилом трьох сігм, для системи, що збудовується навантаженням з $k = 3$, можливі максимальні амплітуди переміщень складатимуть $1,21 \cdot 10^{-4}$ м, що майже на 73 % більше за значення максимальних амплітуд системи зі строгою циклічною симетрією.

Висновки:

1. Реалізації амплітудно-частотних характеристик переміщень лопаткового апарату мають велику кількість резонансних піків, що обумовлені розшаруванням попередньо кратних власних частот та втратою ортогональності між просторовою формою навантаження та власними формами системи з розладом;
2. Проведено дослідження вимушених коливань системи з випадковим розладом методом Монте-Карло збіжність по нормі математичного очікування та дисперсії якого спостерігалась починаючи з 70 ітерацій;
3. Визначені ймовірнісні характеристики АЧХ показали збільшення ширини резонансної області та її зміщення в бік зменшення частоти. Зміна характеру резонансної області збільшується з ростом кількості числа вузлових діаметрів просторової форми навантаження;
4. Максимальне значення математичного очікування амплітуди коливань значно менше за відповідне значення для циклічно-симетричної системи. Проте визначені варіації можливих амплітуд вказують на високу ймовірність появи у системі з розладом резонансних коливань з великою амплітудою.

Список літератури: 1. Лукин Б.С. Об исследовании колебаний циклически симметричных конструкций методом конечных элементов // Динамика и прочность машин. – Харків: ХПИ. – 1979. – Вып. 31. – С. 12-21. 2. Petrov E.P., Sanliturk K.Y., Ewins D.J. A new method for dynamic analysis of mistuned blade disk based on the extract relationships between tuned and mistuned systems // Transaction of the ASME. – Vol. 124. – 2002. – P. 586-597. 3. Иванов В. П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с. 4. Зиньковский А.П., Бусленко И.Н., Матвеев В.В. Локализация колебаний бандажированного лопаточного венца рабочего колеса турбомашин // Проблемы прочности. – Киев.: Институт проблем прочности АН Украины. – 1994. – № 7. – С. 53-62. 5. Ларин А.А. Собственные колебания циклически-симметричных систем с расстройкой // Системи обробки інформації. – № 7(47). – 2005. – С. 91-95. 6. Жовдак В.А., Кабанов А.Ф., Ларин А.А., Степченко А.С. Исследование влияния бандажного соединения на статические и

динамические характеристики лопаточного аппарата на основе трехмерных моделей // Вісник НТУ «ХП». – Харків, НТУ «ХП». – 2005. – №21. – С. 35-43. 7. Жовдак В.А., Демуз Я.Д., Кабанов А.Ф., Ларин А.А., Степченко А.С. Исследование влияния технологических отклонений в бандажном соединении на спектр собственных частот лопаточного аппарата // Надійність і довговічність машин і споруд. – Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України. – 2006. – Вип. 26. – С. 59-67. 8. Соболев И.М. Метод Монте-Карло. – М.: Наука, 1972. – 64 с.
Надійшла до редакції 26.10.2007.

УДК 539.3

О.В.КЕДРОВСКАЯ; Г.Ю.МАРТЫНЕНКО, канд.техн.наук; НТУ «ХПИ»,
А.Д.ПИРОГОВ; АО «НПО им.М.В.Фрунзе», Сумы

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ СВАРНЫХ УЗЛОВ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА С ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ДЕФЕКТАМИ

У статті запропонована модель робочого колеса циркуляційного насоса ГЦН-195М, яка дозволяє адекватно врахувати умову непровару в місцях з'єднання лопаток з основним і покриваючим дисками. Створена модель може бути використана для подальшого аналізу тріщиностійкості конструкції та інших розрахунків.

In article the scheme of the goods accounting at the retail trade firm is considered, necessity of the computerized of the goods accounting as the basic parameter of work of trade enterprises is retail commodity circulation shows.

В настоящее время АО «НПО им. М.В. Фрунзе» является основным поставщиком специального насосного оборудования для всех энергоблоков атомных электростанций. Их производство осуществляется в специализированных цехах, которые оснащены самым современным оборудованием и имеют мощную испытательную базу. Оборудование изготавливается в полном соответствии с требованиями и правилами Госатомэнергонадзора (Минэкобезопасность Украины), проходит жесткий технический контроль. Общий срок его службы составляет не менее 30 лет.

К уникальному оборудованию относятся выпускаемые предприятием для энергоблоков ВВЭР-1000 главные циркуляционные насосы ГЦН-195М мощностью 8000 кВт и подачей теплоносителя 20000 м³/ч, предназначенные для работы внутри первого контура ядерного реактора АЭС. Действующие атомные электростанции России, Украины, Армении, Литвы, Болгарии, Финляндии, Германии, Кубы, Словакии, укомплектованы данным насосным оборудованием, изготовленным объединением.

Несмотря на высокую надежность всех элементов насоса ГЦН-195М, ко-