

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

УДК 620.179.1

Визначення вібродіагностичних показників наявності тріщини нормального відриву в пері лопатки при основному, супер- та субгармонічному резонансах*

Є. О. Онищенко, А. П. Зіньковський, В. О. Круц

Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна

Наведено результати чисельних розрахунків щодо визначення закономірностей впливу параметрів дихаючої тріщини утоми нормального відриву на вихідній кромці пера лопатки авіаційного газотурбінного двигуна, яка зумовлює нелінійність коливальної системи, на характеристики її вимушених згинних коливань. Їх порівняння з аналогічними даними для стрижня прямокутного поперечного перерізу показало задовільний збіг. Розрахунок вібродіагностичних показників наявності пошкодження виконано з використанням розроблених скінченноелементних моделей об'єктів досліджень, вимушені коливання яких збуджувалися кінематичним переміщенням закріплених торцевих елементів. Дихаючу тріщину змодельовано у вигляді математичного розрізу, а непроникнення її берегів забезпечується розв'язанням контактної задачі їх взаємодії. Задачу вимушених коливань системи розв'язано з використанням методу Ньюмарка та швидкого перетворення Фур'є. Отримані амплітудно-частотні характеристики непошкодженого та пошкодженого пера лопатки свідчать про зростання розсіювання енергії в системі за наявності дихаючої тріщини. Як вібродіагностичні показники наявності пошкодження вибрано зміну резонансної частоти коливань об'єкта дослідження з тріщиною, відношення амплітуд домінуючих гармонік переміщень та пришвидшень: першої до другої при супер- та другої до першої при основному і субгармонічному резонансах. Установлено, що найбільш чутливим показником наявності тріщин є відношення амплітуд домінуючих гармонік пришвидшень при супергармонічному резонансі та відношення амплітуд домінуючих гармонік переміщень при субгармонічному резонансі.

Ключові слова: перо лопатки, стрижень, дихаюча тріщина, вібродіагностичний показник, основний, супер- та субгармонічний резонанси.

Постановка задачі. Виробництво турбомашин різного призначення, які широко використовуються в енергетиці, авіа- та суднобудуванні, нафтогазовій промисловості, – одне з найбільш високотехнологічних та енергоємних напрямлень сучасного машинобудування. Для забезпечення високих експлуатаційних вимог, надійності і функціональної роботоздатності двигунів необхідно зменшити їх матеріаломісткість та покращати техніко-економічні показники [1].

Робочі лопатки турбомашин є одними з найбільш відповідальних і одночасно високонавантажених конструктивних елементів. Внаслідок складних умов експлуатації можуть виникати різного роду пошкодження: забоїни, ерозійні і корозійні язви, тріщини та ін. [2–4]. Такі пошкодження, а також наявність у поверхневому шарі будь-яких неоднорідностей чи різких змін поперечного перерізу зумовлюють макси-

* Доповідь на V Міжнар. наук.-техн. конф. “Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування” (19–22 вересня 2017 р., Тернопіль, Україна).

мальні напруження в пері лопатки, які є основною причиною виникнення тріщин утоми. Тому своєчасне їх виявлення дозволяє передбачити можливі руйнування лопатки і, як наслідок, гарантувати безпечну експлуатацію турбомашини.

Для діагностування тріщин утоми в конструктивних елементах машин використовують різні методи. На сьогодні найбільшого розвитку набули вібродіагностичні методи, які базуються на встановленні взаємозв'язку між параметрами пошкодження і зміною характеристик коливань об'єкта дослідження [5].

Завдяки невідомому розвитку комп'ютерних технологій зростають можливості використання чисельних методів, які, з одного боку, дозволяють більш детально здійснити моделювання об'єкта дослідження, а з другого – розглянути умови навантаження, близькі до експлуатаційних. Наприклад, якщо раніше перо лопатки представлялося у вигляді стрижня чи пластини [6, 7], то на сьогодні за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) можна розглянути реальну геометрію лопатки [8, 9] та змодельовати в ній пошкодження у вигляді як відкритої [10, 11], так і дихаючої [12] тріщин.

Аналіз результатів досліджень, які пов'язані з діагностикою наявності тріщин утоми в лопатках, свідчить, що в більшості з них вивчається вплив параметрів тріщини на їх модальні характеристики, в першу чергу власні частоти коливань [6, 10, 13, 14]. Однак у [14–17] показано, що більш чутливими показниками наявності тріщин невеликої глибини у стрижневих конструктивних елементах є параметри, пов'язані з виникненням гармонік, кратних змушувальній частоті коливань об'єкта дослідження, та зі збудженням нелінійних резонансів, які зумовлені почерговим відкриттям-закриттям берегів тріщини в процесі коливань.

Метою роботи є визначення вібродіагностичних показників наявності дихаючої тріщини нормального відриву в пері лопатки при основному, супер- та субгармонічному резонансах.

Об'єкти дослідження та їх моделювання. Основним об'єктом дослідження є лопатка турбіни середнього тиску авіаційного газотурбінного двигуна (АГТД) Д 18-Т із жароміцного сплаву ЖС 26-ВІ (рис. 1,а). Фізико-механічні характеристики сплаву такі: модуль пружності $E = 1,9 \cdot 10^{11}$ Па; густина $\rho = 8570$ кг/м³; коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$; декремент коливань матеріалу $\delta = 0,003$.

Для порівняння отриманих результатів із відомими даними як об'єкт дослідження використовували також стрижень прямокутного поперечного перерізу розміром $b \times h = 4 \times 9$ мм та довжиною $L = 86$ мм (рис. 2). Геометричні параметри стрижня вибиралися таким чином, щоб його власна частота першої згинної форми в площині мінімальної жорсткості коливань була рівною власній частоті такої ж форми коливань пера лопатки.

Характеристики вимушених коливань об'єктів дослідження визначалися МСЕ, який передбачає створення їх скінченноелементних (СЕ) моделей. Враховуючи, що розв'язання даного типу задач для складних конструктивних елементів потребує великого ресурсу обчислювальних машин, при дослідженні пера лопатки було вирішено розглядати лише найменш закручену її частину довжиною $L = 86$ мм (рис. 1,б).

Для створення СЕ моделей як пера лопатки, так і стрижня було вибрано апробовані 8-вузлові лінійні елементи, які раніше використовувалися при розв'язанні аналогічних задач для стрижнів прямокутного та круглого поперечного перерізу з тріщинами нормального відриву [16, 17]. Скінченноелементні сітки вібраних об'єктів дослідження показано на рис. 1,б та 2.

Визначальним при розв'язанні задач є вибір моделі тріщини. Як і у випадку стрижня, тріщину нормального відриву на вихідній кромці пера лопатки змодельовано у вигляді математичного розрізу (рис. 3). Взаємне непроникнення її берегів забезпечується введенням поверхневих 4-вузлових контактних елементів.

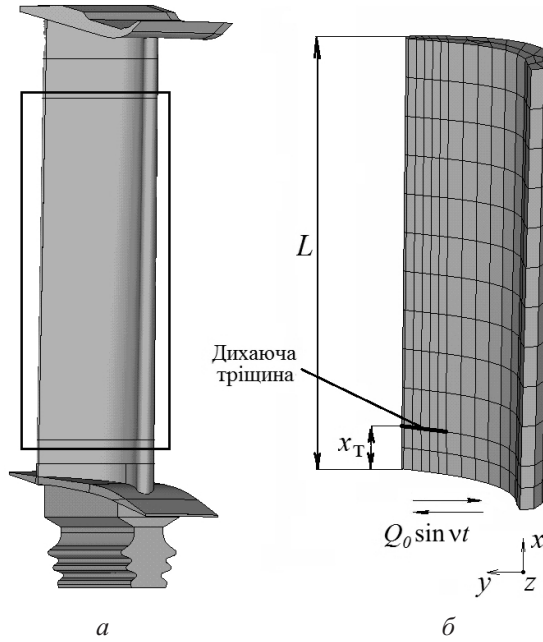


Рис. 1. Лопатка АГТД Д 18-Т (а) та скінченноелементна модель досліджуваної частини її пера з дихаючою тріщиною (б).

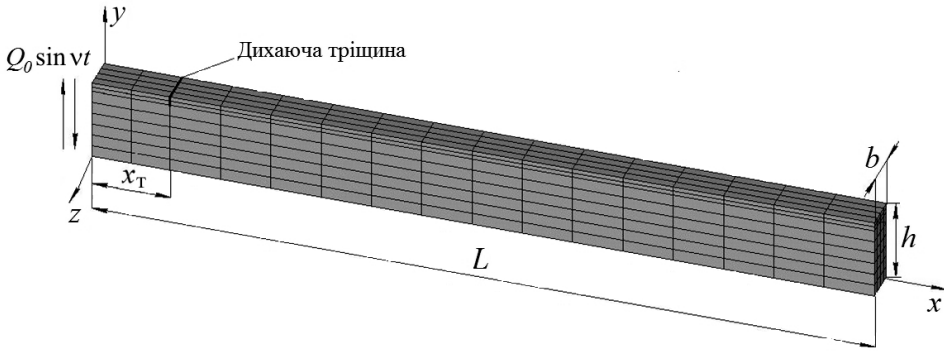


Рис. 2. Скінченноелементна модель стрижня прямокутного перерізу з дихаючою тріщиною.



Рис. 3. Переріз пера лопатки з тріщиною.

Вимушені коливання СЕ моделей з дихаючими тріщинами описуються нелінійним диференціальним рівнянням

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [C]\{u\} = \{Q(t)\}, \quad (1)$$

де $[M]$, $[D]$, $[C]$ – інерційна, дисипативна та матриця жорсткості системи відповідно; $\{u\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{\ddot{u}\}$ – вектор-стовпчики переміщення, швидкості і прискорення відповідно; $\{Q(t)\}$ – вектор-стовпчик зовнішнього гармонічного навантаження.

Внаслідок контактної взаємодії берегів тріщини в процесі коливань матриця жорсткості $[C]$ змінюється в часі і визначається з рівняння

$$[K]\{u\} - \{F\} - \{F_1\} = 0, \quad (2)$$

де $\{F\}$ – вектор вузлових сил; $\{F_1\}$ – вектор вузлових сил, які виникають у процесі контактної взаємодії поверхонь тріщини.

Розв'язок нелінійного рівняння (1) здійснюється інтегруванням у часі з використанням методу Ньюмарка [16, 18].

Результати досліджень та їх аналіз. Розрахунки щодо визначення впливу тріщини на характеристики коливань вибраних об'єктів дослідження проводились для випадку її розташування на відстані $x_T = 0,1L$ від торцевого перерізу пера лопатки зі сторони хвостовика та жорсткого заземлення стрижня як консолі.

Характеристики коливань лопатки розраховувались для двох варіантів розміру тріщини: 5 і 10% площі поперечного перерізу пера. Для зіставлення отриманих результатів у стрижні було вибрано тріщину глибиною $a = 0,9$ мм, що становить 10% площі його поперечного перерізу.

Вимушені коливання моделювали переміщенням унаслідок кінематичного збудження амплітудою $Q_0 = 10^{-2}$ мм уздовж осі Oy торцевих елементів пера лопатки та стрижня.

Згідно з розробленою методикою проведення розрахунків на першому етапі було визначено залежності переміщення вільного кінця об'єкта дослідження від часу (рис. 4). За результатами їх гармонічного аналізу для усталеного режиму коливань із використанням процедури швидкого перетворення Фур'є визначали домінуючі (перша та друга) гармоніки основного ($\nu = \omega_0$), супергармонічного порядку $1/2$ ($\nu = 0,5\omega_0$) та субгармонічного 2-го порядку ($\nu = 2\omega_0$) резонансів та будували амплітудно-частотні характеристики (АЧХ), де ν , ω_0 – частота збудження та резонансна частота коливань об'єкта дослідження з тріщиною.

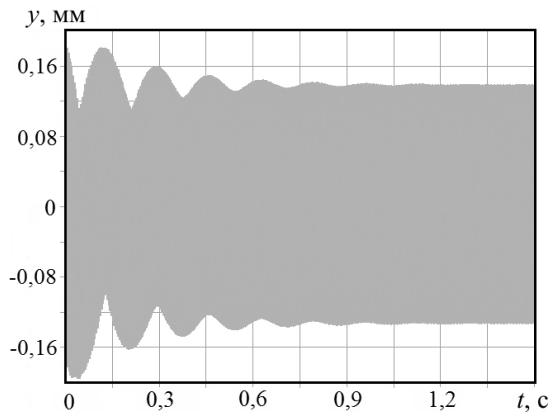


Рис. 4. Залежність переміщення вільного кінця пера лопатки з тріщиною від часу.

Розглянемо АЧХ пера лопатки та стрижня, які наведено на рис. 5, де $\bar{\nu}$ – відношення частоти збудження до резонансної частоти коливань непошкодженого пера лопатки або стрижня, \bar{A} – відношення амплітуди вимушених коливань до амплітуди коливань указаних об'єктів без пошкодження при основному резонансі.

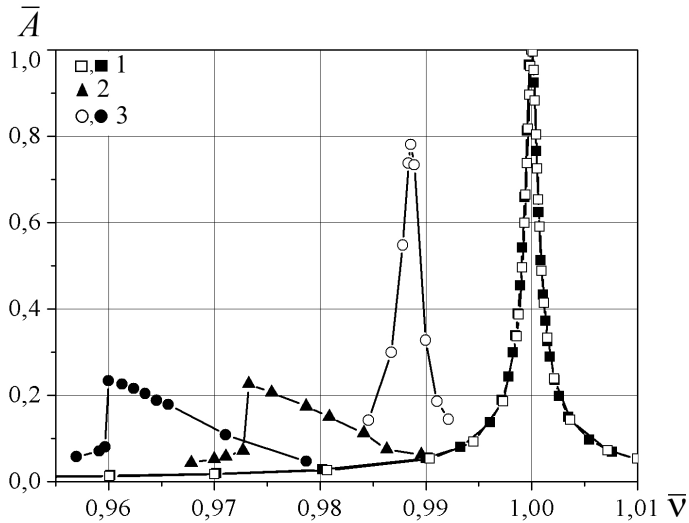
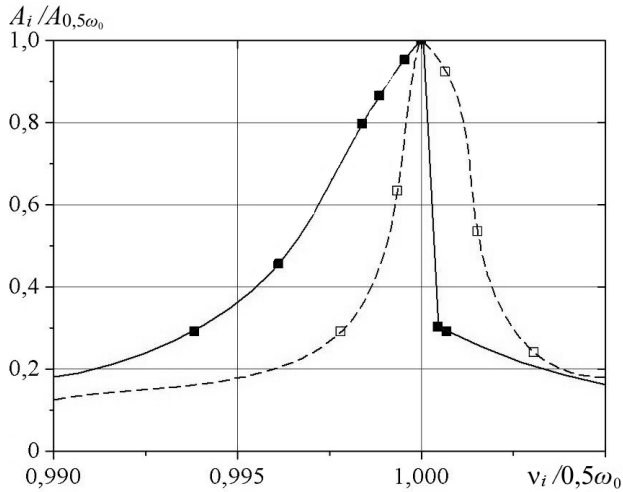


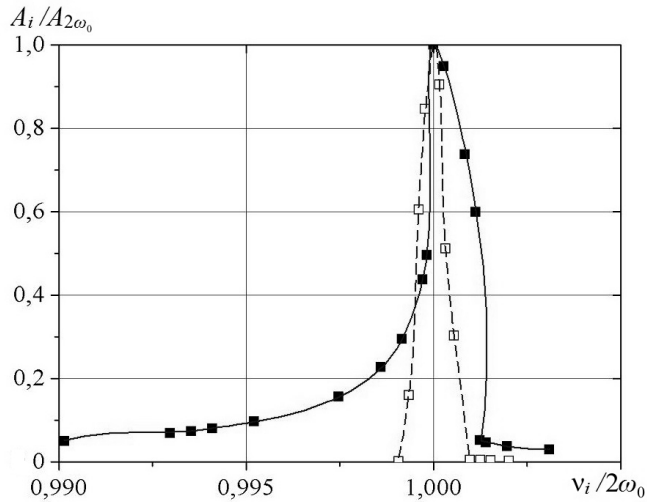
Рис. 5. Амплітудно-частотні характеристики пера лопатки (темні точки) та стрижня (світлі точки) при основному резонансі: 1 – непошкоджений стан; 2, 3 – тріщина розміром 5 і 10% площі поперечного перерізу.

Аналіз АЧХ показує, що, по-перше, для непошкоджених пера лопатки і стрижня вони практично збігаються, це свідчить про достовірність їх моделювання та вибір стрижня як моделі пера лопатки, що розглядається. По-друге, резонансні амплітуди коливань при наявності тріщини зменшуються, що зумовлено в даному випадку зростанням розсіювання енергії в системі. Однак, якщо в стрижні резонансна амплітуда коливань зменшується тільки на 20%, то за таких же розмірів тріщини в пері лопатки – приблизно в 5 разів. Скоріш усього, це пояснюється впливом геометрії пера на його напружено-деформований стан, але це питання потребує більш детального вивчення. По-третє, порівняння АЧХ непошкоджених пера лопатки та стрижня з такими за наявності тріщини свідчить про зміну резонансної частоти коливань $\Delta\bar{\omega}_0$, яка також може використовуватися як вібродіагностичний показник [5]. Видно, що тріщина розміром 10% площі поперечного перерізу зумовлює зниження частоти коливань у пері лопатки на 4%, а в стрижні – на 1%. Тобто підтверджується, що такий показник не може бути використаний в практиці діагностики наявності тріщини, оскільки таку зміну досить важко зафіксувати експериментально. Слід зазначити, що, як і у випадку розсіювання енергії, зміна резонансної частоти коливань пера лопатки значно більша, ніж стрижня.

Було проведено розрахунки щодо визначення вібродіагностичних показників при основному резонансі $\bar{A}_2 = A_2/A_1$ та $\bar{A}_2^a = A_2^a/A_1^a$, результати яких наведено у таблиці, де A_1 , A_2 – перша та друга амплітуди переміщення; A_1^a , A_2^a – перша та друга амплітуди пришвидшення. Видно, що найбільш ефективним показником визначення наявності тріщини при основному резонансі є параметр \bar{A}_2^a . Проте, навіть при достатньо великій тріщині, наприклад, коли вона займає 10% площі поперечного перерізу лопатки, він малочутливий до її наявності. Тому, враховуючи відомі результати досліджень і висновки щодо ефективності використання у вібродіагностиці наявності тріщини нелінійних резонансів, було проведено розрахунки щодо визначення АЧХ вибраних об'єктів із пошкодженням при нелінійних резонансних режимах коливань. На рис. 6 наведено АЧХ пера лопатки і стрижня з тріщиною розміром 10% площі поперечного перерізу, де A_i – амплітуда другої та першої гармонік коливань в



a



б

Рис. 6. Амплітудно-частотні характеристики пера лопатки (суцільні лінії) та стрижня (штрихові лінії) з тріщиною розміром 10% площі поперечного перерізу при супер- (а) та субгармонічному (б) резонансі.

області супер- і субгармонічного резонансу відповідно при вказаній частоті збудження коливань; $A_{0,5\omega_0}$, $A_{2\omega_0}$ – амплітуда другої та першої гармонік коливань при супер- і субгармонічному резонансі.

У таблиці наведено також значення вібродіагностичних показників при супергармонічному $\bar{A}_{2/1} = A_2/A_1$, $\bar{A}_{2/1}^a = A_2^a/A_1^a$ та субгармонічному $\bar{A}_{1/2} = A_1/A_2$, $\bar{A}_{1/2}^a = A_1^a/A_2^a$ резонансах. Порівняння отриманих АЧХ пера лопатки і стрижня показує, що для пера лопатки характерна більш виражена нелінійність коливань, що збігається з даними при основному резонансі (рис. 5).

Аналіз вібродіагностичних показників свідчить, що вони більш чутливі до наявності тріщини при субгармонічному резонансі на відміну від основного та супергармонічного (таблиця). Однак його виявлення ускладнюється досить вузьким резонансним піком АЧХ (рис. 6,б).

Значення вібродіагностичних показників наявності тріщини

Розмір тріщини від площі поперечного перерізу, %	Вид резонансу						
	Основний			Супергармонічний		Субгармонічний	
	$\Delta\bar{\omega}_0$	\bar{A}_2	\bar{A}_2^a	$\bar{A}_{2/1}$	$\bar{A}_{2/1}^a$	$\bar{A}_{1/2}$	$\bar{A}_{1/2}^a$
Перо лопатки							
5	0,024	0,01337	0,05348	0,444	1,776	90	22,5
10	0,04	0,01587	0,06348	0,727	2,91	102	25,5
Стрижень							
10	0,011	0,0042	0,0168	0,105	0,421	2,22	0,555

Ефективним вібродіагностичним показником є також амплітуда домінуючих гармонік пришвидшень при супергармонічному резонансі. Хоча, як встановлено раніше [16], при амплітуді домінуючих гармонік переміщень, що більша за одиницю, виявити супергармонічний резонанс також досить складно, оскільки зменшується ширина резонансного піка АЧХ.

Висновки

1. На основі результатів проведеного комплексу чисельних розрахунків реального конструктивного елемента у вигляді пера лопатки авіаційного газотурбінного двигуна встановлено, що найбільш ефективним вібродіагностичним показником наявності дихаючої тріщини при основному та нелінійних резонансних режимах коливань є відношення амплітуд домінуючих гармонік пришвидшень при супергармонічному резонансі та відношення амплітуд домінуючих гармонік переміщень при субгармонічному резонансі.

2. Отримані дані добре узгоджуються з аналогічними результатами для стрижня прямокутного поперечного перерізу. Використання супер- та субгармонічних резонансів для виявлення дихаючих тріщин є перспективним напрямком у вібродіагностиці.

Резюме

Приведены результаты численных расчетов по определению закономерностей влияния параметров дышащей трещины усталости нормального отрыва на выходной кромке пера лопатки авиационного газотурбинного двигателя, которая обуславливает нелинейность колебательной системы, на характеристики ее вынужденных изгибных колебаний. Их сравнение с аналогичными данными для стержня прямоугольного поперечного сечения показало удовлетворительное согласование. Расчет вибродиагностических показателей наличия повреждения выполнен с использованием разработанных конечноэлементных моделей объектов исследований, вынужденные колебания которых возбуждались кинематическим перемещением закрепленных торцевых элементов. Дышащая трещина представлена в виде математического разреза, а непроницаемость ее берегов обеспечивается решением контактной задачи их взаимодействия. Задача вынужденных колебаний системы решена с использованием метода Ньюмарка и быстрого преобразования Фурье. Полученные амплитудно-частотные характеристики неповрежденного и поврежденного пера лопатки свидетельствуют о росте рассеивания энергии в системе при наличии дышащей трещины. Как вибродиагностические показатели наличия повреждения выбрано изменение резонансной частоты колебаний объекта исследования с трещиной, отношение амплитуд домини-

рующих гармоник перемещений и ускорений: первой ко второй при супер- и второй к первой при основном и субгармоническом резонансах. Установлено, что наиболее чувствительным показателем наличия трещин является отношение амплитуд доминирующих гармоник ускорений при супергармоническом резонансе и отношение амплитуд доминирующих гармоник перемещений при субгармоническом резонансе.

1. Муравченко Ф. М. Актуальные проблемы динамики, прочности и надежности авиадвигателей. *Пробл. прочности*. 2008. № 5. С. 7–14.
2. Bhagi L. K., Gupta P., and Rastogi V. Fractographic investigations of the failure of L-1 low pressure steam turbine blade. *Case Stud. Eng. Fail. Anal.* 2013. **1**. P. 72–78.
3. Марценюк Е. В., Гаркуша А. И., Чигрин В. С. Влияние дефекта типа “забоина” на частотные характеристики рабочих лопаток компрессора. *Авиаци.-косм. техника и технология*. 2011. **8**, № 85. С. 61–65.
4. Poursaeidi E., Babaei A., Mohammadi Arhani M. R., and Arablu M. Effect of natural frequencies on failure of R1 compressor blades. *Eng. Fail. Anal.* 2012. **25**. P. 305–315.
5. Цыфанский С. Л., Бересневич В. И., Лушников Б. В. Нелинейная вибродиагностика машин и механизмов. Рига: РТУ, 2008. 366 с.
6. Saito A., Castanier M. P., Pierre C., and Poudou O. Efficient nonlinear vibration analysis of the forced response of rotating cracked blades. *J. Comput. Nonlin. Dyn.* 2009. **4**, No. 1. 011005. DOI:10.1115/1.3007908.
7. Szwedowicz J., Visser R., Sextro W., and Masserey P. A. On nonlinear forced vibration of shrouded turbine blades. *J. Turbomach.* 2008. **130**, No. 1. P. 11–18.
8. Savchenko K. V., Zinkovskii A. P., Tokar’ I. G., and Kruglii Ya. D. Influence of the orientation of shroud contact surfaces on the static stress state of turbine rotor blades. *Strength Mater.* 2014. **46**, No. 4. P. 493–502.
9. Zinkovskii A., Savchenko K., and Kruglii Ya. Influence of modeling of contact interaction conditions on spectrum of natural vibration frequencies of blade assembly. K. Vogiatzis, G. Kouroussis, M. Crocker, and M. Pawelczyk (Eds.). *From Ancient to Modern Acoustics: 23rd International Congress on Sound and Vibration 2016 (ICSV 23)* (July 10–14, 2016, Athens, Greece). 2016. Vol. 1. P. 289–293.
10. Zinkovskii A. P., Tokar’ I. G., and Kruts V. A. Influence of the local surface damage parameters on the natural frequencies of vibration of structural elements. *Strength Mater.* 2015. **47**, No. 2. P. 221–226.
11. Witek L., Bednarz A., Stachowicz F., et al. Crack propagation analysis of compressor blade subjected to resonant vibrations. Proc. of the XLIII Int. Summer School-Conference “*Advanced Problems in Mechanics 2015*” (APM 2015, June 22–27, 2015, St. Petersburg, Russia). P. 473–481.
12. Waheed S., Mostafa N., and Jawad D. Nonlinear dynamic characteristics of a simple blade with breathing crack using ansys software. *World J. Mech.* 2011. **1**, No. 2. P. 21–30. DOI: 10.4236/wjm.2011.12004.
13. Shen F. and Gao Y. Fan blade crack diagnosis method study. *Adv. Mech. Eng.* 2016. **8**, No. 5. P. 1–8.
14. Zinkovskii A. P., Kruts V. A., Onyshchenko E. A., and Tokar’ I. G. Vibrations of structural elements with local surface damage. Proc. of the XII Int. Conf. on *Vibration Engineering and Technology of Machinery (VETOMAC-XII)* (Sept. 7–9, 2016, Warsaw, Poland). P. 187–194.

15. Nandi A. and Neogy S. Modelling of a beam with a breathing edge crack and some observations for crack detection. *J. Vibr. Control*. 2002. **8**, No. 5. P. 673–693.
16. Sinenko E. A. and Zinkovskii A. P. Influence of the exciting force Application point on the amplitude spectrum of flexural vibrations in a beam with a “breathing” crack. *Strength Mater.* 2015. **47**, No. 4. P. 553–560.
17. Matveev V. V. and Onishchenko E. A. Vibrodiagnostic parameters of the presence of a semielliptic breathing crack in circular bars under super- and subharmonic resonances. *Strength Mater.* 2016. **48**, No. 2. P. 195–207.
18. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М.: Стройиздат, 1982. 448 с.

Поступила 24. 11. 2017