

## Влияние локального поверхностного повреждения на собственные частоты высших форм изгибных колебаний консольных стержней

А. П. Зиньковский<sup>1</sup>, И. Г. Токарь

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

<sup>1</sup> zinkovskii@ipp.kiev.ua

*Ресурс газотурбинных двигателей во многом зависит от надежности рабочих лопаток компрессора, испытывающих в процессе эксплуатации комплекс воздействий различной природы, в частности механические повреждения, что приводит к серьезным авариям и материальным потерям. Одной из причин, вызывающих повреждение лопаток, является возможное попадание посторонних предметов в проточную часть двигателя. В результате этого на лопатках возникают риски, забоины, вмятины и т.д., которые влияют на изменение проектной геометрии пера, на спектр собственных частот колебаний и играют роль концентраторов напряжений, понижая их вибропрочность. Представлено расчетно-экспериментальное исследование по оценке влияния локального поверхностного повреждения на спектр собственных частот изгибных колебаний консольного стержня постоянного поперечного сечения как простейшей модели рабочей лопатки компрессора. Приведены закономерности изменения собственных частот первой–четвертой форм изгибных колебаний стержней различной гибкости в зависимости от таких геометрических параметров паза, моделирующего повреждение, как положение по длине и его глубина. Установлено, что распределение изменения собственных частот стержней соответствует расположению узлов исследуемой формы их колебаний. Частота поврежденного стержня уменьшается независимо от формы колебаний и глубины паза, если он расположен вблизи крепления стержня, тем значительнее, чем больше глубина паза, и меньше на высших формах колебаний по сравнению с первой, что обусловлено изменением жесткости стержня. Равенство собственных частот колебаний поврежденного и неповрежденного стержней наблюдается при определенном положении паза по длине независимо от формы колебаний. С приближением паза к свободному концу стержня собственные частоты колебаний становятся несколько большими, чем неповрежденного, поскольку в этом случае они более чувствительны к изменению инерционных свойств стержня вследствие наличия повреждения. С уменьшением гибкости возрастает изменение собственных частот исследуемых форм колебаний поврежденного стержня при одинаковой величине относительной глубины повреждения. Результаты выполненных расчетов хорошо согласуются с данными экспериментальных исследований стержней.*

**Ключевые слова:** локальное поверхностное повреждение, консольный стержень, рабочая лопатка компрессора, собственная частота колебаний.

**Введение и постановка задачи.** Газотурбинные двигатели (ГТД) составляют значительную часть парка двигателей, которые используются в современных транспортных средствах, в судостроении, энергетике, газовой промышленности. Важнейшим технико-экономическим требованием, особенно к авиационным ГТД, является высокая надежность в широком спектре режимов эксплуатации [1–7]. При решении этой задачи определяющим является обеспечение надежности одних из самых высоконапряженных составляющих – лопаток, трудоемкость изготовления которых составляет 30...40% таковой в целом для двигателя [5]. Их поломки могут привести к серьезным авариям с огромными материальными потерями и даже человеческими жертвами.

В процессе эксплуатации ГТД в результате возможного попадания в его проточную часть посторонних предметов на кромках пера рабочих лопаток компрессора возникают такие локальные поверхностные повреждения, как крупные риски, забои-

ны, надрывы, вмятины, отгибы в зоне периферийных сечений и т.д., а воздействие газовой среды вызывает коррозионные и эрозионные язвы. Это обуславливает изменение основных проектных размеров пера лопатки, в частности толщины входной и выходной кромок, хорды и длины [8–11].

Указанные повреждения можно рассматривать как концентраторы локальных напряжений, которые отрицательно влияют на сопротивление усталости пера и приводят к снижению вибропрочности лопаток [7, 11, 12]. Рассматривая повреждения с геометрической точки зрения, их можно отнести к такому виду, как открытая краевая трещина, которая в общем случае обуславливает изменение упругоинерционных характеристик лопаток, а следовательно, и спектра их собственных частот колебаний [13–16].

Наиболее опасными с точки зрения надежного функционирования рабочих лопаток компрессора являются колебания на резонансных режимах. Поэтому уже на стадии проектирования и доводки ГТД применяют различные способы снижения амплитуды таких колебаний, в частности отстройку их частот. Для этого, как известно, необходимо знать спектр собственных частот колебаний лопаток с учетом влияния на них характерных конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов.

Анализ известных из литературных источников результатов исследований колебаний механических систем с повреждениями, в том числе и рабочих лопаток компрессора, показывает, что они содержат недостаточно сведений о формировании спектра их собственных частот характерных для них форм колебаний с учетом влияния совместного изменения упругих и инерционных характеристик [17–22]. Исключением является работа [23], в которой приведены результаты решения такой задачи применительно к натурной лопатке компрессора и ее стержневой модели при колебаниях по первой изгибной форме.

Цель работы состоит в проведении расчетно-экспериментальных исследований по оценке влияния параметров локальных поверхностных повреждений на спектр собственных частот высших изгибных форм колебаний стержней постоянного поперечного сечения как модели рабочей лопатки компрессора.

**Объект и основные положения методики расчетно-экспериментальных исследований.** Объектом исследования служил консольный стержень постоянного поперечного сечения (толщина  $h = 4$  мм, ширина  $b = 15$  мм) как простейшая модель рабочей лопатки осевого компрессора (рис. 1).

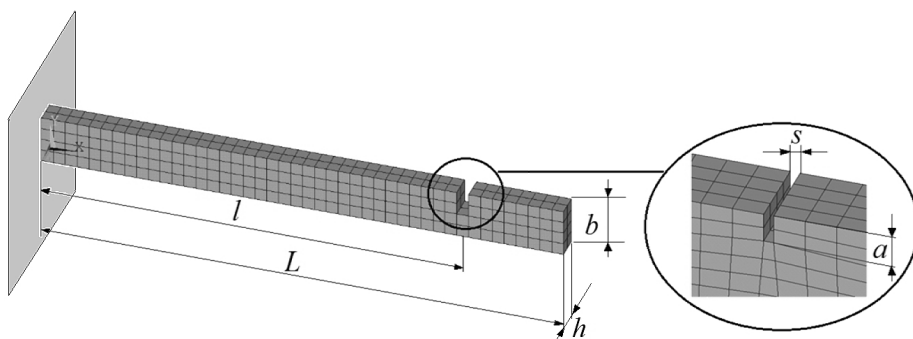


Рис. 1. Консольный стержень постоянного поперечного сечения с нанесенной конечноэлементной сеткой.

Образцы изготовляли из стали 45 в состоянии поставки, модуль упругости которой  $E = 2,0 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ , плотность  $\rho = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> [24].

Для определения влияния гибкости  $\lambda = L/i$  стержня на результаты исследований было рассмотрено четыре варианта его изготовления, отличающихся длиной  $L$ , равной 100, 200, 300 и 400 мм, где  $i$  – радиус инерции поперечного сечения. Повреждения в виде прямоугольного паза шириной  $s$  и глубиной  $a$  наносились на расстоянии  $l$  от закрепления стержня (рис. 1).

Очевидно, что каждый из стержней имеет два значения гибкости: в плоскости максимальной ( $\lambda_{\max} = L/i_{\max}$ ) и минимальной ( $\lambda_{\min} = L/i_{\min}$ ) жесткости. Для выбранных стержней эти значения равны:  $L = 100$  мм –  $\lambda_{\max} = 23,09$  и  $\lambda_{\min} = 86,58$ ;  $L = 200$  мм –  $\lambda_{\max} = 46,19$  и  $\lambda_{\min} = 173,2$ ;  $L = 300$  мм –  $\lambda_{\max} = 69,28$  и  $\lambda_{\min} = 259,74$ ;  $L = 400$  мм –  $\lambda_{\max} = 92,31$  и  $\lambda_{\min} = 346,3$ .

Выбранная геометрия стержней позволяет оценить влияние их гибкости на результаты исследований, так же как и при определении вибронпряженности турбинных лопаток [25].

Испытания стержней проводили на установке [19], которая обеспечивает их консольное крепление и возбуждение колебаний электродинамическим вибратором. Использование тензорезисторов базой 3 мм и сопротивлением 200 Ом, препарированных в идентичных местах вблизи корневого сечения стержней, позволяет регистрировать амплитуду и частоту их колебаний.

Для оценки характера деформирования стержней со стороны, противоположной пазу, препарировали тензорезисторы, по сигналу которых оценивали уровень амплитуды деформации в зоне повреждения. Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что уровень напряжений в корневом сечении стержней не превышает 155 МПа, а в месте расположения паза при его глубине до 8 мм – не более 99,3 МПа, тогда как предел пропорциональности для выбранного материала образца равен 360 МПа [24]. Это свидетельствует об упругом деформировании стержней при их колебаниях.

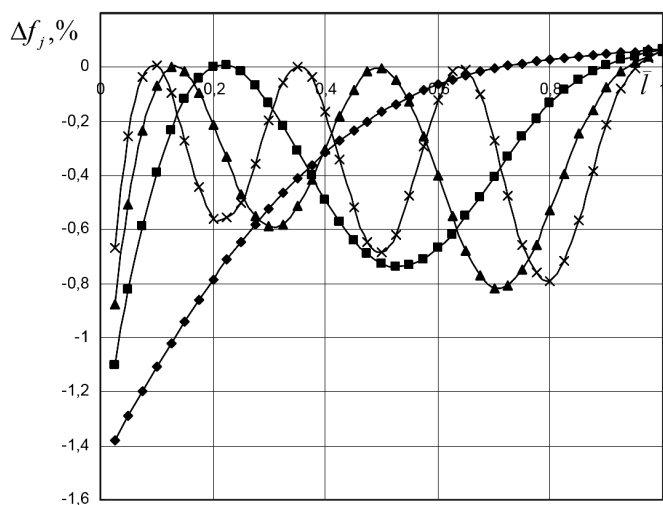
Вычислительные эксперименты выполняли с использованием разработанной 3D модели стержня. Общий вид конечноэлементной сетки на основе 8-узловых конечных элементов приведен на рис. 1.

**Обсуждение результатов численного и физического экспериментов.** В соответствии с постановкой задачи первоначально был проведен комплекс вычислительных экспериментов по определению влияния параметров рассматриваемого повреждения на собственные частоты колебаний по первой–четвертой формам изгибных колебаний выбранных стержней в широком диапазоне изменения глубины паза шириной 1 мм и его местоположения  $l$  по длине. Расчеты выполняли при колебаниях стержней как в плоскости максимальной, так и минимальной жесткости.

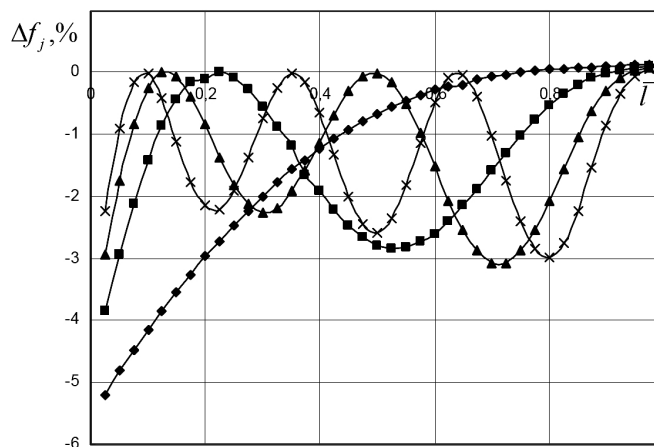
Результаты вычислительных экспериментов для первой изгибной формы колебаний исследуемого стержня приведены ранее [23] и ниже используются для сравнения и обобщения полученных данных. Результаты исследования колебаний стержня длиной 400 мм в плоскости максимальной жесткости для четырех значений относительной глубины паза  $\bar{a} = a/b = 0,133; 0,266; 0,4$  и  $0,533$  при рассматриваемых формах изгибных колебаний приведены на рис. 2 в виде зависимости изменения 100%-ной собственной частоты  $j$ -й формы изгибных колебаний  $\Delta f_j = (f_j - f_{0j})/f_{0j}$  ( $j = 1, 2, 3, 4$ ) от относительного местоположения паза  $\bar{l} = l/L$ , где  $f_j$  и  $f_{0j}$  – собственные частоты  $j$ -й формы колебаний поврежденного и неповрежденного стержня соответственно. Аналогичные зависимости получены также в случае колебаний стержней в плоскости минимальной жесткости.

Анализ результатов расчетов показывает следующее:

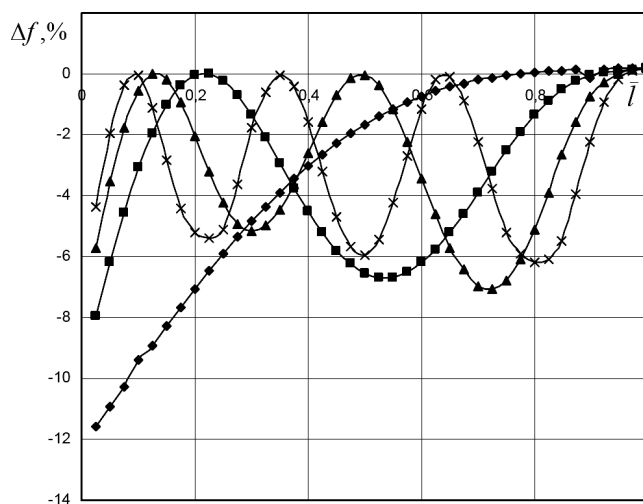
распределение изменения  $\Delta f_j$  от  $l$  по длине стержня соответствует расположению узлов исследуемой формы колебаний, а именно: при расположении паза в узле формы колебаний изменение собственной частоты  $\Delta f_j$  равно нулю, что свидетельствует о достоверности данных расчетов. При этом для всех форм колебаний



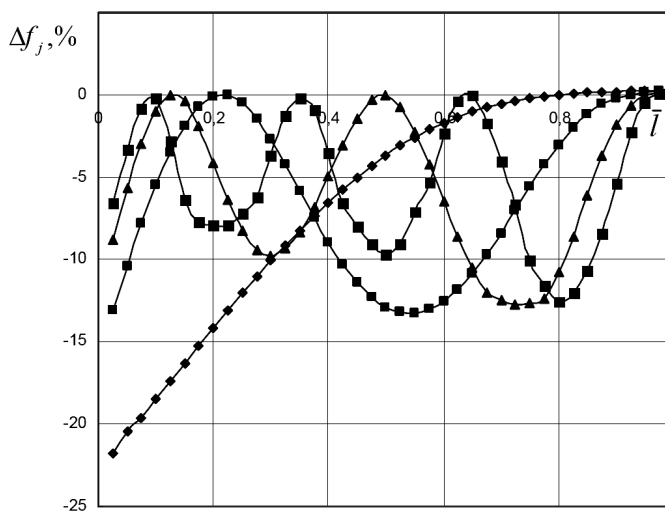
a



б



г



2

Рис. 2. Зависимость изменения собственной частоты первой (◆), второй (■), третьей (▲) и четвертой (×) форм изгибных колебаний стержня длиной 400 мм в плоскости максимальной жесткости от относительного положения паза  $\bar{l}$  при относительной его глубине  $\bar{a}$ , равной 0,133 (а), 0,266 (б), 0,4 (в) и 0,533 (г).

характерно наличие [23] так называемой точки перехода  $l_{\text{п}}$ , расположенной вне узла, в которой  $f_j = f_{0j}$ , т.е.  $\Delta f = 0$ , а при  $l > l_{\text{п}}$  собственная частота колебаний поврежденного стержня больше  $f_{0j}$ ;

максимальное изменение собственных частот исследуемых форм колебаний стержней имеет место при расположении паза вблизи корневого сечения ( $\bar{l} \leq 0,025$ ), поскольку в этом случае их жесткость уменьшается наибольшее.

Учитывая практический интерес к явлению образования точки перехода при диагностике наличия исследуемого повреждения [26, 27], рассмотрим влияние его параметров на ее местоположение по длине стержня. Были определены зависимости ее относительного положения  $\bar{l}$  от относительной глубины паза  $\bar{a}$  для каждой заданной длины стержня при вышеуказанных формах изгибных колебаний.

Следует отметить идентичность полученных зависимостей для каждой длины стержня. На рис. 3 они приведены для стержня длиной  $L = 300$  мм. Их анализ показывает, что независимо от длины стержня и глубины паза, а также плоскости наибольшей и наименьшей жесткости с увеличением формы колебаний расположение точки перехода перемещается в направлении корневого сечения. Наибольшее ее изменение с ростом глубины паза характерно для первой изгибной формы колебаний. При этом указанные зависимости для второй–четвертой форм колебаний близки к линейным.

Исследовалось также влияние длины стержня, определяющей его гибкость, на величину  $\Delta f_j$  в зависимости от  $\bar{l}$ . Как и в [23], расчеты проводились при  $\bar{l} > \bar{l}_{\text{п}} = 0,97$ . На рис. 4 представлены указанные зависимости для стержней длиной 100 и 400 мм в плоскостях максимальной и минимальной жесткости от относительной глубины паза. Заметим, что значения гибкости рассмотренных стержней практически совпадают с таковыми натуральных лопаток компрессора ГТД [25]. Сравнение полученных результатов показывает, что независимо от длины стержня характер зависимостей для первой и второй форм изгибных колебаний линейный, а для третьей и четвертой – нелинейный. Также отметим, что для первой и второй форм колебаний

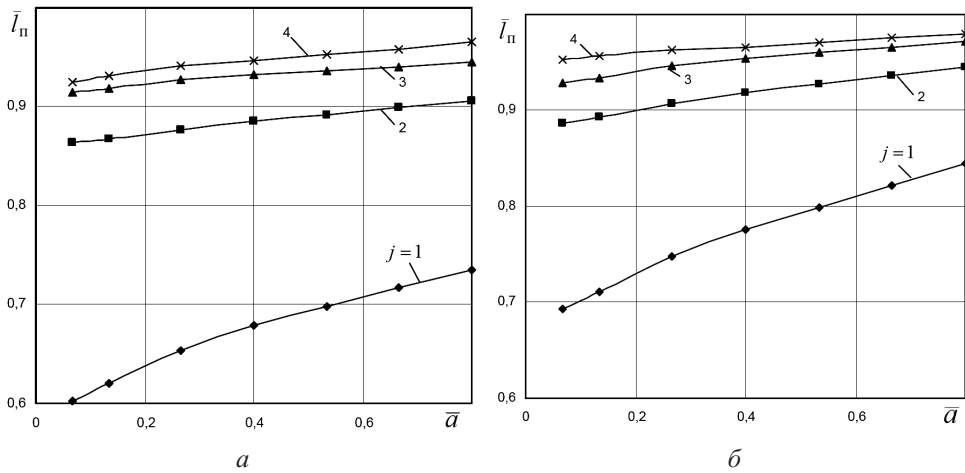


Рис. 3. Зависимость относительного положения точки перехода от относительной глубины паза шириной  $s = 1$  мм для различных форм изгибных колебаний стержня длиной 300 мм в плоскостях минимальной (а) и максимальной (б) жесткости.

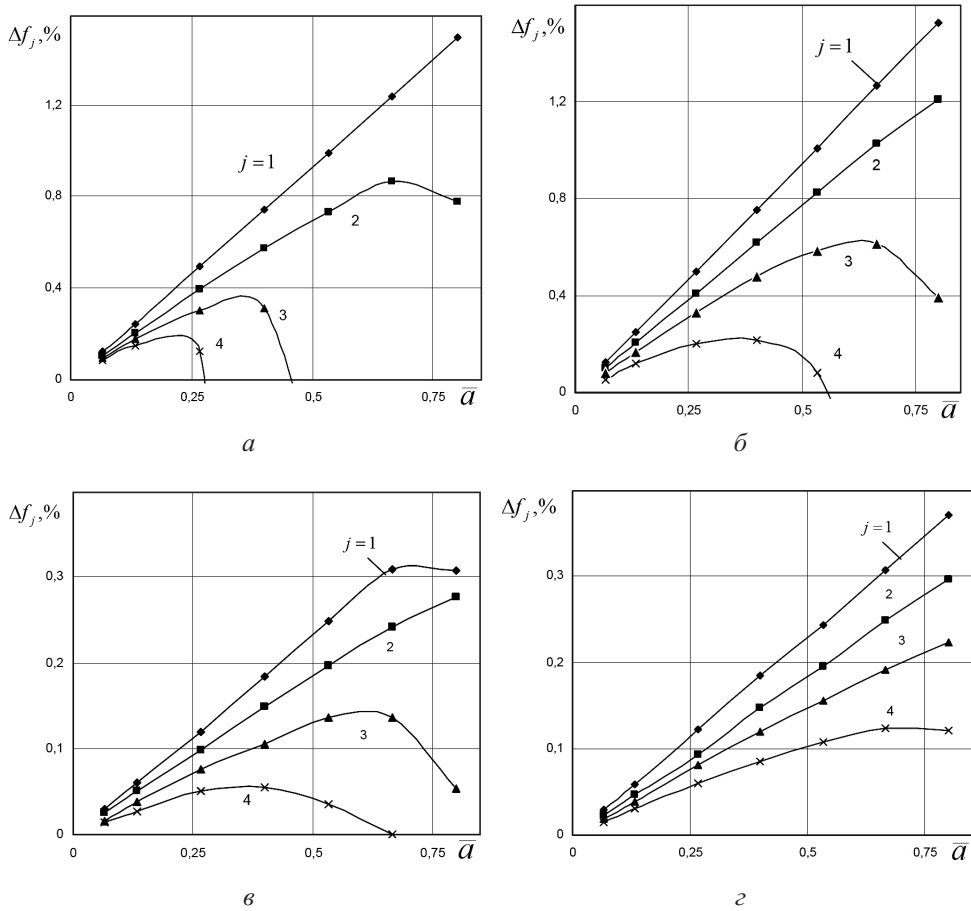


Рис. 4. Зависимость изменения собственных частот исследуемых форм изгибных колебаний стержня длиной 100 (а, б) и 400 мм (в, г) в плоскостях максимальной (а, в) и минимальной (б, г) жесткости от относительной глубины паза шириной  $s = 1$  мм при  $\bar{l} = 0,97$ .

изменения их собственных частот в идентичных плоскостях жесткости для стержня длиной 100 мм выше в четыре и более раз, чем для стержня длиной 400 мм. Это свидетельствует о том, что с уменьшением гибкости увеличивается изменение собственных частот исследуемых форм колебаний поврежденного стержня при одинаковой величине относительной глубины паза.

Аналогичные выводы можно сделать также для третьей и четвертой форм колебаний, несмотря на нелинейный характер полученных зависимостей.

Для установления достоверности результатов выполненных расчетов проводилось их сравнение с данными экспериментальных исследований стержней. На рис. 5 приведены расчетные и экспериментальные зависимости изменения  $\Delta f_j$  собственных частот исследуемых форм изгибных колебаний стержня длиной 400 мм при  $\bar{l} = 0,97$  от относительной глубины  $\bar{a}$  паза для случая колебаний стержня в плоскости минимальной жесткости. Как видно, имеет место их удовлетворительное согласование, что свидетельствует о достоверности разработанной конечноэлементной модели.

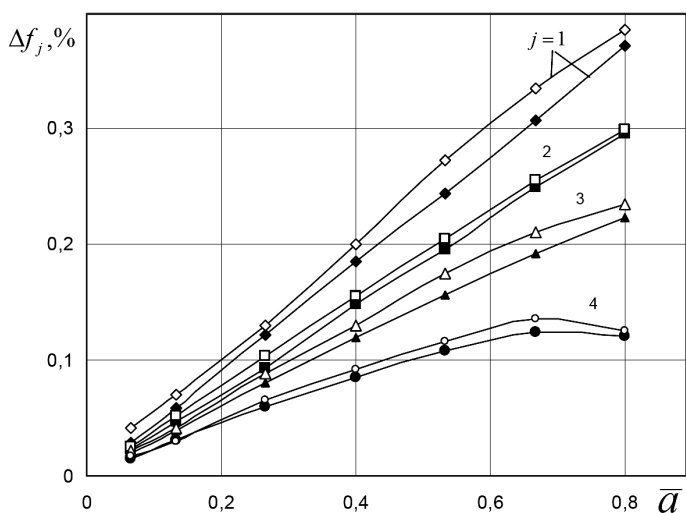


Рис. 5. Расчетные (темные точки) и экспериментальные (светлые точки) зависимости изменения собственных частот исследуемых форм изгибных колебаний стержня длиной 400 мм в плоскости минимальной жесткости от относительной глубины паза шириной  $s = 1$  мм при относительном значении  $\bar{l} = 0,97$ .

**Вывод.** На основании проведенных расчетно-экспериментальных исследований по оценке влияния параметров локального повреждения в виде прямоугольного паза на поверхности консольного стержня постоянного поперечного сечения как простейшей модели открытой краевой трещины на спектр его собственных частот как основной (первой), так и высших (второй–четвертой) форм изгибных колебаний установлено следующее:

распределение изменения собственных частот рассматриваемых форм изгибных колебаний стержня в зависимости от местоположения повреждения по его длине соответствует расположению узлов исследуемой формы колебаний;

если повреждение расположено вблизи заделки консольного стержня, то независимо от его глубины и формы колебаний собственные частоты однозначно уменьшаются по сравнению с таковыми неповрежденного стержня. При этом их уменьшение тем значительнее, чем больше глубина паза. На высших формах колебаний по сравнению с первой они меньше, что объясняется изменением жесткости стержня;

существует такое местоположение повреждения по длине стержня, когда независимо от формы колебаний собственные частоты поврежденного и неповрежденного стержней равны. С дальнейшим приближением паза к свободному концу стержня собственные частоты колебаний становятся несколько больше, чем неповрежденного, поскольку в этом случае они более чувствительны к изменению его инерционных свойств вследствие наличия повреждения;

с уменьшением гибкости возрастает изменение собственных частот исследуемых форм колебаний поврежденного стержня при одинаковой величине относительной глубины повреждения;

результаты выполненных расчетов хорошо согласуются с данными экспериментальных исследований стержней.

## Резюме

Ресурс газотурбинных двигателей в различных случаях зависит от надежности рабочих лопаток компрессора, які в процесі експлуатації зазнають впливу різних чинників, зокрема це механічні пошкодження, що призводить до серйозних аварій та матеріальних втрат. Однією з причин, що зумовлює пошкодження лопаток, є потрапляння сторонніх предметів у проточну частину двигуна. Унаслідок цього на лопатках виникають ризики, забоїни, вмятини і т.п., які впливають на зміну проектною геометрії пера, на спектр власних частот коливань і відіграють роль концентраторів напружень, що зменшує їх віброміцність. Представлено розрахунково-експериментальне дослідження по оцінці впливу локального поверхневого пошкодження на спектр власних частот згинних коливань консольного стрижня постійного поперечного перерізу як найпростішої моделі робочої лопатки компрессора. Наведено закономірності зміни власних частот першої–четвертої форм згинних коливань стрижнів різної гнучкості в залежності від таких геометричних параметрів паза, який моделює пошкодження, як положення по довжині та його глибина. Установлено, що розподіл зміни власних частот стрижнів відповідає розміщенню вузлів досліджуваної форми їх коливань. Частота пошкодженого стрижня зменшується незалежно від форми коливань і глибини паза, якщо він розташований поблизу кріплення стрижня, тим більше, чим більша глибина паза, та менше на вищих формах коливань у порівнянні з першою, що зумовлено зміною жорсткості стрижня. Рівність власних частот коливань пошкодженого та непошкодженого стрижнів має місце за певного положення паза по довжині незалежно від форми коливань. Із наближенням паза до вільного кінця стрижня власні частоти коливань стають дещо більшими, ніж непошкодженого, оскільки у цьому випадку вони більш чутливі до зміни його інерційних властивостей внаслідок наявності пошкодження. Зі зменшенням гнучкості зростає зміна власних частот досліджуваних форм коливань пошкодженого стрижня за однакової величини відносної глибини пошкодження. Результати виконаних розрахунків добре узгоджуються з даними експериментальних досліджень стрижнів.

1. Муравченко Ф. М., Шереметьев А. В. Актуальные проблемы динамики, прочности и надежности современных авиадвигателей. *Вибрации в технике и технологиях*. 2001. № 4 (20). С. 2–5.
2. Ножницкий Ю. А. Разработка ключевых (критических) технологий для создания нового поколения газотурбинных двигателей. *Новые технологические процессы и надежность ГТД*. 2000. Вып. 1. С. 5–34.
3. Несущая способность рабочих лопаток ГТД при вибрационных нагружениях. Под ред. В. Т. Трощенко. Киев: Наук. думка, 1981. 314 с.



4. Сиротин Н. Н. Конструкция и эксплуатация, повреждаемость и работоспособность газотурбинных двигателей (Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок). М.: РИА “ИМ-Информ”, 2002. 440 с.
5. Богуслаев В. А., Яценко В. К., Притченко В. Ф. Технологическое обеспечение и прогнозирование несущей способности деталей ГТД. Киев: Манускрипт, 1993. 332 с.
6. Богуслаев В. А. О возможности повышения долговечности лопаток с повреждениями. *Пробл. прочности*. 1992. № 4. С. 45–49.
7. Биргер И. А., Балашов Б. Ф. Конструкционная прочность материалов и деталей газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1981. 229 с.
8. Нихамкин М. Ш., Воронов Л. В., Конев И. П., Семенова И. В. Повреждения посторонними предметами и концентрация напряжений в лопатках компрессоров. *Надежность и долговечность машин и сооружений*. 2008. № 31. С. 126–135.
9. ОСТ 1-00-304-79. Лопатки газотурбинных двигателей. Нормирование поврежденных лопаток компрессора от попадания посторонних предметов. Введ. 07.07.91.
10. Симсон В. А. Эксплуатационные конструктивные факторы, определяющие интенсивность повреждения турбореактивных двигателей посторонними предметами. *Эксплуатация и ремонт авиационной техники*. 1972. Вып. 1. С. 101–107.
11. Сулима А. М., Евстигнеев М. И. Качество поверхностного слоя и усталостная прочность сплавов. М.: Машиностроение, 1974. 256 с.
12. Петухов А. Н. Сопrotивление усталости деталей ГТД. М.: Машиностроение, 1993. 232 с.
13. Krawczuk M. and Ostachowicz W. Damage indicators for diagnostic of fatigue cracks in structures by vibration measurements – a survey. *J. Theor. Appl. Mech.* 1996. **34**, No. 2. P. 307–326.
14. Воробьев Ю. С., Стороженко М. А. Анализ колебаний систем лопаток турбомашин с повреждениями. *Авиац.-косм. техника и технология*. 2007. № 8 (44). С. 132–134.
15. Воробьев Ю. С., Романенко В. Н., Тишковец Е. В., Стороженко М. А. Колебания турбинных лопаток с повреждениями. *Вибрации в технике и технологиях*. 2004. № 5 (37). С. 47–51.
16. Марценюк Е. В., Гаркуша А. И., Чигрин В. С. Влияние дефекта типа “забоина” на частотные характеристики рабочих лопаток компрессора. *Авиац.-косм. техника и технология*. 2011. № 8 (85). С. 61–65.
17. Шевелев Н. А., Домбровский И. В. Численное исследование динамических характеристик элементов конструкций с дефектами формы. *Вестн. ПГТУ. Механика*. 2009. № 1. С. 160–163.
18. Борискин О. Ф., Персиянов В. В. Моделирование дефектных состояний конструкций. *Сообщ. 1. Пробл. прочности*. 1994. № 1. С. 100–105.
19. Токарь И. Г., Зиньковский А. П. Исследование влияния повреждений однотипных элементов на колебания регулярных систем. *Пробл. прочности*. 2006. № 2. С. 39–46.
20. Barad Kaushar H., Sharma D. S., and Vishal Vyas. Crack detection in cantilever beam by frequency based method. *Procedia Engineer*. 2013. **51**. P. 770–775.
21. Wei Dong, Liu Yinghua, and Xiang Zhihai. An analytical method for free vibration analysis of functionally graded beams with edge cracks. *J. Sound Vib.* 2012. **331**, No. 7. P. 1686–1700.

22. Aydin Kamil. Free vibration of functionally graded beams with arbitrary number of surface cracks. *Eur. J. Mech. A-Solid*. 2013. **42**. P. 112–124.
23. Зиньковский А. П., Токарь И. Г., Круц В. А. Влияние параметров локального поверхностного повреждения на собственные частоты колебаний конструктивных элементов. *Пробл. прочности*. 2015. № 2. С. 5–11.
24. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наук. думка, 1975. 704 с.
25. Токарь И. Г., Зиньковский А. П., Адаменко А. Я. и др. К оценке вибронапряженности турбинных лопаток с парным бандажированием. *Пробл. прочности*. 1986. № 4. С. 83–86.
26. Карасев В. А., Костин И. Д., Ройтман А. Б. Предупреждение прочностных отказов машин вибродиагностическими методами. Сообщ. 2. Использование вибродиагностики для предотвращения разрушения некоторых деталей и узлов газотурбинных двигателей. *Пробл. прочности*. 1982. № 12. С. 81–86.
27. Матвеев В. В., Бовсуновский А. П., Токарь И. Г. Методы вибрационной диагностики элементов конструкций с трещинами. *Вибрации в технике и технологиях*. 2001. № 4 (20). С. 31–35.

Поступила 27. 02. 2018