

УДК 62-762.6:621.438:539.433

А.Е. ЗАНИН¹, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ², А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ¹¹ ГП ЗМКБ “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина² Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

О ВОЗМОЖНОСТЯХ ИЗМЕНЕНИЯ СПЕКТРА СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ И ВИБРОНАПРЯЖЕННОСТИ РАБОЧИХ КОЛЁС ТУРБИН АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Представлены результаты выполненных численных исследований по определению возможности отстройки от опасных резонансных колебаний рабочих колес турбин авиационных газотурбинных двигателей за счет незначительных изменений геометрических размеров их составляющих конструктивных элементов. Сформулирована модель новой лопатки и диска свободной турбины. Предложены рекомендации по установке тензодатчиков. Результаты вычислений сравниваются с данными экспериментов. Показано, что проведена отстройка от опасной частоты колебаний и получено хорошее соответствие проведенных вычислений с результатами тензометрирования.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, турбина, рабочее колесо, лопаточный венец, циклическая симметрия, спектр собственных частот колебаний, резонансные колебания.

Введение и постановка задачи

К определяющим задачам при создании современных технических систем, в т.ч. авиационных газотурбинных двигателей (АГТД), относится выбор их оптимальной конструкции, что предполагает обеспечение выполнения заданных функций и высокой надежности в течение установленного ресурса с одновременными минимизацией стоимости при существующем масштабе производства и условием максимальной экономической эффективности в эксплуатации [1]. Для решения этой задачи в практике современного авиационного двигателестроения широкое распространение получила методика создания новых конструкций двигателей на основе прототипов [2]. При этом в процессе проектирования эффективно используется компьютерное моделирование, позволяющее существенно уменьшить экономические затраты на разработку и значительно сократить сроки создания АГТД [3].

Одним из определяющих факторов повышения ресурса новых двигателей при одновременном обеспечении их надежности является предотвращение опасных уровней вибронпряженности наиболее ответственных и высоконапряженных конструктивных элементов и узлов, к которым в первую очередь относятся рабочие колеса, что в значительной мере определяет надежность двигателя в целом [4]. Это объясняется тем, что более половины дефектов, которые выявляются при доводке двигателей, имеют вибрационное происхождение и большая их часть приходится на лопаточный аппарат рабочих колес.

Установление закономерностей динамического состояния любого исследуемого объекта при резонансных колебаниях, как наиболее опасном режиме эксплуатации, невозможно без знания его спектра собственных частот колебаний. Поэтому целью данной работы является расчетное определение закономерностей формирования спектра собственных частот колебаний рабочих колес турбин АГТД и возможности его варьирования за счет изменения геометрических размеров составляющих конструктивных элементов в требуемом диапазоне значений при одновременном снижении их максимальной вибронпряженности.

В статье показано, что за счет незначительных изменений геометрических размеров составляющих конструктивных элементов рабочего колеса можно эффективно предотвратить возбуждение его опасных резонансных колебаний при одновременном снижении максимальной вибронпряженности на рабочих частотах вращения.

Объекты исследования, их моделирование и основы методики расчета спектра собственных частот колебаний

В качестве объекта исследования было выбрано рабочее колесо 2-й ступени свободной турбины (СТ). В соответствии с постановкой задачи рассматривались его исходная конструкция, а также ее модификации. Учитывая требование сохранения основных геометрических размеров и конструктивных

форм прототипов, в качестве варьируемых характеристик в данном случае были приняты следующие: форма фланца диска и бандажной полки; толщина ножки и хвостовика лопатки, а также полотна диска. На рис. 1 представлены сечения исходной конструкции рассматриваемого рабочего колеса (а) и ее модифицированного состояния (б).

Известно [5], что конструктивной особенностью рабочих колес ГТД является их поворотная или циклическая симметрия. Задача по определению закономерностей колебаний такого объекта сводится к рассмотрению его отдельного периода с соответствующими граничными условиями, которые учитывают влияние соседних периодов.

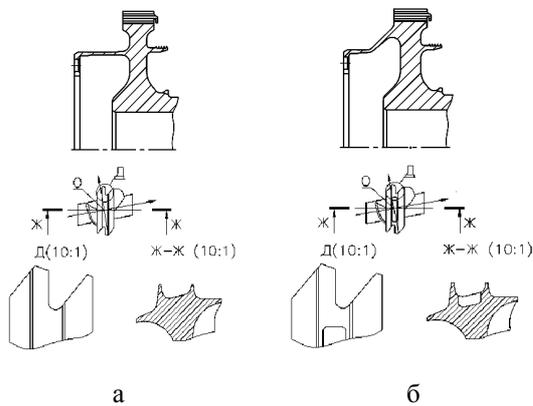


Рис. 1. Сечение рабочего колеса и бандажной полки лопатки 2-й ступени свободной турбины исходной конструкции (а) и её модификации (б)

При выборе расчетной модели периода рабочего колеса как поворотносимметричной системы необходимо учитывать существующие тенденции в развитии авиационного двигателестроения. Так, стремление к созданию равнонапряженных конструкций возможно меньшей материалоемкости, как одной из основных тенденций в развитии современного авиационного двигателестроения, обуславливает необходимость применения все более податливых дисков, вследствие чего упругие характеристики таких конструктивных элементов как диск и лопатка могут оказаться одного и того же порядка.

В этом случае необходимо рассматривать единую деформируемую систему «диск – лопаточный венец» с учетом возможного влияния вала, что позволяет более достоверно провести анализ ее спектра собственных частот колебаний и вибронпряженности при резонансных режимах эксплуатации.

В данном случае это объясняется также тем, что диск рабочего колеса СТ выполнен с валом как одно целое. Кроме того, вследствие сложности конструкции современных турбоагрегатов, при анализе динамического поведения рабочих колес необходимо учитывать влияние таких конструктивных элементов и узлов, как тонкостенные перегородки, ла-

биринтные уплотнения и другие.

Были разработаны трехмерные конечноэлементные расчетные модели исследуемых конструкций рабочего колеса как в целом, так и их периодов, которые представляют собой сектора с углом при вершине $7,05^\circ$ и включают одну лопатку венца.

На рис. 2, как пример, приведены указанные модели для исходной конструкции рабочего колеса. Отметим, что модель периода состоит из 77011 узлов и 25586 конечных элементов второго порядка.

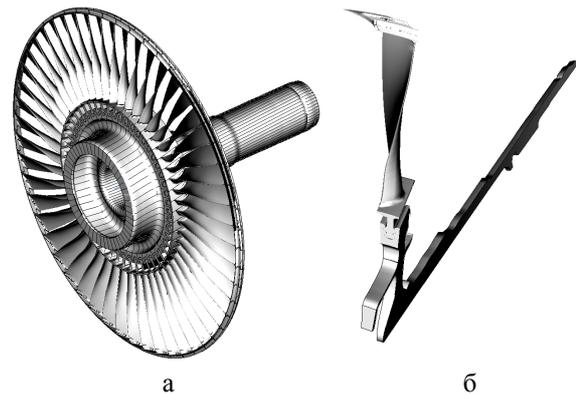


Рис. 2. Трехмерные конечноэлементные модели исходной конструкции рабочего колеса (а) и его периода (б)

Задача на свободные колебания предложенных КЭ моделей в общем случае сводится к решению матричного уравнения

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0, \quad (1)$$

где $[M]$ и $[K]$ – матрицы инерционных и упругих характеристик системы; $\{u\}$ – вектор-столбец перемещений.

Поскольку для исследуемой системы задача сводится, как отмечалось выше, к рассмотрению отдельного ее периода, то при решении уравнения (1) должны выполняться следующие граничные условия:

$$\begin{Bmatrix} u'_m \\ u'_{-m} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_m \\ u_{-m} \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

где u_m , u_{-m} и u'_m , u'_{-m} – перемещения на правой и левой поверхностях периода соответственно; $\alpha = m\varphi$; $\varphi = 2\pi/N$; m – количество волн деформации (узловых диаметров) по окружности системы, удовлетворяющее условию:

$$0 \leq m \leq N/2. \quad (3)$$

Результаты и анализ вычислительных экспериментов

Для определения влияния возможных геометрических изменений исследуемого рабочего колеса турбины на формирование его спектра собственных колебаний и вибронпряженности с использованием

разработанных КЭ моделей их периодов в предположении изотропности материала был проведен комплекс вычислительных экспериментов, которые состояли из двух этапов.

Предварительно, на первом этапе, решалась статическая задача, как необходимый этап при изучении динамического поведения любого объекта исследования. Одним из определяющих моментов в этом случае является знание спектра нагрузок, которые испытывают рабочие колеса при эксплуатации двигателя. На рис. 3 приведены распределения этих нагрузок для рассматриваемых конструкций рабочих колес. Здесь же показаны распределения указанных нагрузок для 1-й ступени СТ, учитывая их возможное влияние на статическое напряженное состояние исследуемой ступени. Проведем более детальный анализ действующих нагрузок.

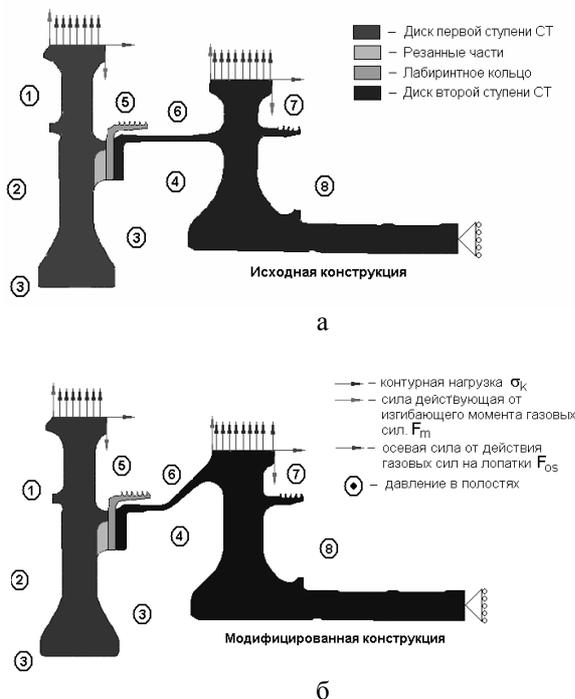


Рис. 3. Схема статического расчёта ротора исходной (а) и модифицированной (б) конструкции рабочего колеса 2-й ступени свободной турбины

При вращении ротора турбины на лопатки действуют центробежные силы. В зависимости от мощности двигателя и рабочей частоты вращения, а также размеров лопатки, амплитуда этих сил может изменяться в очень широких пределах. При этом, вследствие закрученности пера, указанные силы в общем случае обуславливают деформации растяжения, изгиба и кручения лопаток, которые и определяют их напряженное состояние. Кроме центробежных сил, на рабочие лопатки действуют значительно меньшие по амплитуде усилия от потока газа, которые направлены перпендикулярно оси лопатки, вызывая ее изгиб [6]. При определении напряженного состояния

рабочих лопаток турбин необходимо также учитывать возможное действие температуры эксплуатации.

На втором этапе решения задачи строились частотные диаграммы выбранных объектов исследования в виде зависимости собственных частот колебаний ρ_m от числа оборотов n с учетом влияния действующих нагрузок и температуры, которые позволяют установить возможность возбуждения резонансных колебаний, и определялись распределения эквивалентных динамических напряжений составляющих конструктивных элементов.

Проведем анализ полученных результатов вычислительных экспериментов отдельно для каждого из рассматриваемых рабочих колес.

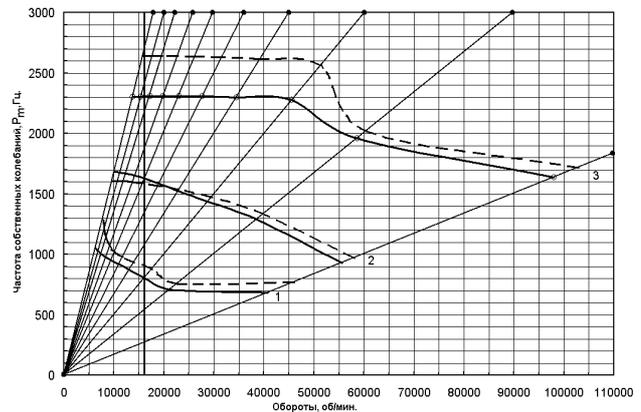


Рис. 4. Частотные диаграммы первой (1), второй (2) и третьей (3) форм колебаний исходной (сплошные линии) и модифицированной (штриховые) конструкции рабочего колеса

Расчеты характеристик статического напряженного состояния рассматриваемого рабочего колеса проводились для частот вращения ротора и распределения температур, соответствующих установившемуся взлетному режиму. Для данного режима на фланце диска в месте расположения болтового соединения из решения статической задачи были заданы осевые и радиальные перемещения как исходные данные для определения динамических характеристик исследуемого рабочего колеса.

Анализ частотных диаграмм исходной конструкции рабочего колеса, которые для первых трех форм колебаний представлены на рис. 4 сплошными линиями, показывает, что в рабочем диапазоне частот его вращения возбуждаются резонансные колебания с тремя узловыми диаметрами ($m = 3$) и частотой собственных колебаний $\rho_3 = 805,2$ Гц. Эти результаты вычислительных экспериментов хорошо согласуются с данными тензометрирования выбранной ступени СТ, в результате которых в диапазоне рабочих частот вращения ротора $n_{СТ} = 15705 \dots 16040$ об/мин было зарегистрировано возбуждение резонансных колебаний рабочего колеса с собственной частотой $\rho_3 = 804,2$ Гц. При этом, как следует из приведенных на рис. 5 рас-

четных распределений эквивалентных напряжений в элементах рабочего колеса, максимальные их значения имеют место в корневом сечении лопатки (а) и ободу диска под межпазовым выступом (в). Это соответствует данным тензометрирования, согласно которым максимальные напряжения σ_{MAX} в корневом сечении лопатки составляют $4,7 \text{ кгс/мм}^2$, а в шейке диска под межпазовым выступом - $4,5 \text{ кгс/мм}^2$.

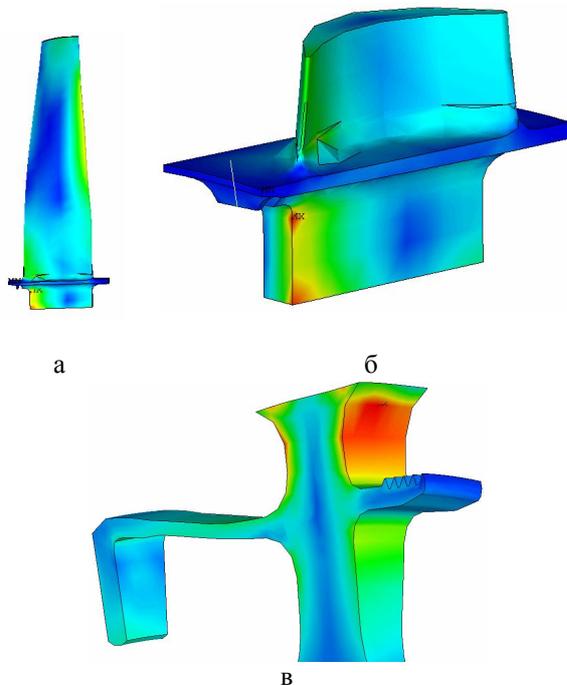


Рис. 5. Распределения относительных эквивалентных напряжений в пере лопатки (а), ножке и корневой части лопатки (б), а также диске (в) исходной конструкции рабочего колеса

Для предотвращения возбуждения резонансных колебаний в характерном для исследуемого рабочего колеса диапазоне частот вращения в его конструкцию были внесены минимально возможные конструктивные изменения, которым, как подверглись диск и лопатка. Так, была модифицирована конструкция фланца диска, увеличена толщина обода диска под межпазовым выступом и его полотна, а также ножки лопатки и выполнена выемка в бандажной полке (см. рис 1, б).

Как и для исходной конструкции исследуемого рабочего колеса, решение статической задачи и определение частотных диаграмм его выбранной модификации проводились по изложенной выше методике. Из частотных диаграмм, показанных на рис. 4 штриховыми линиями, следует, что собственные частоты колебаний при таких конструктивных изменениях рабочего колеса в диапазоне частот его вращения лежат выше частоты возбуждения резонансных колебаний.

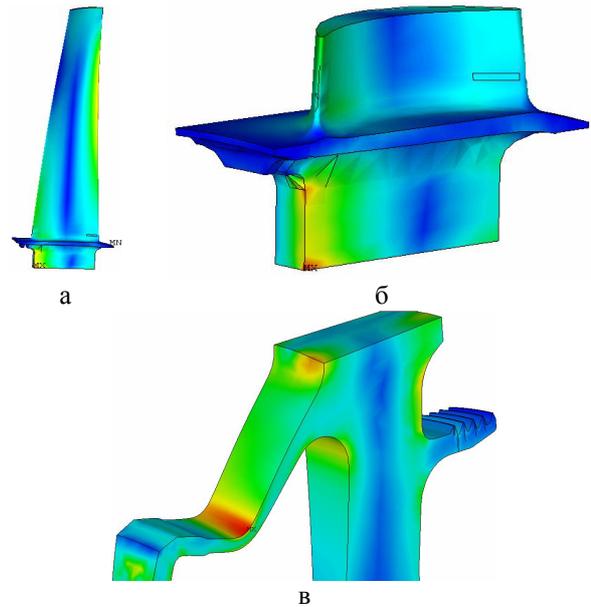


Рис. 6. Распределения относительных эквивалентных напряжений в пере лопатки (а), ножке и корневой части лопатки (б), а также диске (в) модифицированной конструкции рабочего колеса

Введенные конструктивные изменения рабочего колеса обусловили изменение не только частоты его собственных колебаний, но и распределения эквивалентных напряжений в его составляющих конструктивных элементах, которые приведены на рис. 6. Их сравнение с таковыми для исходной конструкции рабочего колеса (см. рис. 5) показывает, что имеет место существенное уменьшение максимальных вибрационных напряжений, что также согласуется с данными тензометрирования. Так, в результате тензометрирования модифицированного рабочего колеса в диапазоне частот вращения $n_{\text{СТ}}$ от 14520 об/мин до 16500 об/мин, что составляет 103% от максимально допустимой частоты вращения ротора, установлено, что возбуждаемые его колебаний не являются резонансными. При этом максимальные напряжения σ_{MAX} в корневом сечении рабочей лопатке были зарегистрированы при частоте вращения $n_{\text{СТ}} = 16000 \text{ об/мин}$ и равняются 1 кгс/мм^2 . В диске максимальные напряжения были получены в районе перехода от цилиндрической к конической части фланца и на полотне диска при частоте вращения $n_{\text{СТ}} = 16400 \text{ об/мин}$.

Заключение

1. В результате проведенных работ была сформирована модель новой лопатки и диска свободной турбины. При невозможности внесения изменений в целом в узел свободной турбины модификации подверглись только диск и лопатка. В новой модели модифицирован фланец диска, увеличена толщина диска под межпазовым выступом, увеличена толщина полотна

диска, увеличены толщина ножки лопатки и выполнена выемка в бандажной полке лопатки.

2. Предложены рекомендации по установке тензодатчиков. Проведенное тензометрирование модифицированных деталей турбины показало отсутствие резонансов в системе диск-лопатка.

В результате конструктивных доработок его лопаток и диска была осуществлена отстройка от резонансной формы колебаний с тремя узловыми диаметрами и достигнуто снижение максимальных динамических напряжений с 4,7 кгс/мм² до 1 кгс/мм².

Литература

1. Кузнецов Н.Д. К вопросу об оптимальном конструировании ГТД / Н.Д. Кузнецов // Пробл. прочности. – 1973. – № 11. – С. 55-60.

2. Муравченко Ф.М. Актуальные проблемы динамики, прочности и надежности авиадвигателей /

Ф.М. Муравченко // Пробл. прочности. – 2008. – № 5. – С. 7-14.

3. Муравченко Ф.М. Об особенностях прочностной доводки современных АГТД на заданный ресурс / Ф.М. Муравченко, А.В. Шереметьев // Авиационно - космическая техника и технология. – 1999. – Вып. 9. – С. 5-9.

4. Ножницкий Ю.А. Разработка ключевых (критических) технологий для создания нового поколения газотурбинных двигателей / Ю.А. Ножницкий // Новые технологические процессы и надежность ГТД: Науч.- техн. сб. – М.: ЦИАМ, 2000. – Вып. 1. Блиски и блинги турбомашин. – С. 5-34.

5. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин / В.П. Иванов. – М.: Машиностроение, 1983. – 224 с.

6. Левин А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А.В. Левин, К.Н. Боршанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.

Поступила в редакцию 15.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ПРО МОЖЛИВОСТІ ЗМІНИ СПЕКТРА ВЛАСНИХ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ І ВІБРОНАПРЯЖЕНОСТІ РОБОЧИХ КОЛІС ТУРБІН АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

О.Є. Занін, А.П. Зінковський, О.В. Шереметьєв

Представлено результати виконаних чисельних досліджень по визначенню можливості відстройки від небезпечних резонансних коливань робочих коліс турбін авіаційних газотурбінних двигунів за рахунок незначних змін геометричних розмірів їх складових конструктивних елементів. Сформована модель нової лопатки і диска вільної турбіни. Запропоновані рекомендації по установленню тензодатчиків. Результати обчислювань порівнюються з даними експериментів. Зображено, що проведена відстройка від небезпечної частоти коливань і одержано добре узгодження проведених обчислювань з результатами тензометрування.

Ключові слова: газотурбінний двигун, турбіна, робоче колесо, лопатковий вінець, циклічна симетрія, спектр власних частот коливань, резонансні коливання.

ABOUT POSSIBILITIES OF CHANGE OF A SPECTRUM OF EIGENFREQUENCY AND VIBRATORY STRESS ROTOR WHEEL OF TURBINES AVIATION GAS-TURBINE ENGINES

A.E. Zanin, A.P. Zinkovsky, A.V. Sheremetev

Results of the executed numerical researches by definition possibilities tuning out from dangerous resonant fluctuations of driving wheels of turbines aviation gas-turbine engines at the expense of minor alterations of the geometrical sizes of their making constructive elements are presented. Results of computing experiments are compared to data strain-gage testing. There were formed new blade and disc model of free turbine. There were offered the recommendations for the mounting of transmitters. The calculation results were compared with the experimental data. There was shown, that tuning out from dangerous vibration frequency was conduct and there was obtained a good accordance between calculations and strain-gage testing.

Key words: gas-turbine engines, the turbine, the driving wheel, blade row, cyclic symmetry, a spectrum of eigenfrequency, resonant fluctuations.

Занін Александр Евгеньевич – инженер-конструктор, ГП ЗМКБ “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина.

Зинковский Анатолий Павлович – д-р техн. наук, старший научный сотрудник, зав. отделом колебаний в роторных системах института проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: zinkovskii@ipp.kiev.ua

Шереметьев Александр Викторович – канд. техн. наук, начальник отдела прочностных расчётов и исследований, ГП ЗМКБ “Прогресс” им. академика А.Г. Ивченко, Запорожье, Украина e-mail: 03530@ivchenko-progress.com.