УДК 539.3:621

*Ю. С. Воробьев, д-р техн. наук, Н. Ю. Овчарова, канд. техн. наук,
Р. Жондковски, д-р техн. наук, С. Б. Кулишов, канд. техн. наук,
А. Н. Скрицкий*

ВЛИЯНИЕ ПОЛОЧНЫХ РАЗРЕЗНЫХ СВЯЗЕЙ НА КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Показаны особенности колебаний в рабочих колесах газотурбинных двигателей в зависимости от условий взаимного перемещения контактирующих поверхностей полок. Использование экспериментальных данных о частотах колебаний рабочего колеса позволяет оценить силу прижатия полок и сделать выводы об уровне вибрационных напряжений.

Ключевые слова: колебания, рабочие колеса, полочные связи, газотурбинный двигатель.

Введение. В рабочих ступенях газовых турбин часто используются рабочие колеса с разрезными полочными связями. Взаимные перемещения контактирующих поверхностей полок обеспечивают рассеяние энергии колебаний. Проблемы колебаний системы лопаток с разрезными связями рассматривались в ряде работ [6 – 9], в том числе и в работах авторов данной статьи [1 – 5]. Однако проблема требует дальнейших исследований. Демпфирующие свойства таких связей зависят от прижатия их поверхностей, то есть от натяга полок, которые имеют две составляющие. Так, монтажный натяг возникает при сборке колеса за счет упругой закрутки лопаток. Монтажный натяг, как правило, имеет большой разброс от жесткого соединения, вплоть до свободного проскальзывания полок [6]. Кроме того, под действием центробежных сил происходит деформация лопаток и изменение натяга полок. Центробежные силы обладают осевой симметрией, а натяг, вызванный ими, имеет поворотную симметрию. Поэтому целесообразно обеспечить основной натяг от центробежных сил с минимальным разбросом, что поддается предварительным расчетам.

В работе рассматриваются колебания рабочих колес при различной степени прижатия контактирующих полок. При расчетах удобно использовать поворотную симметрию колеса. Порядок поворотной симметрии колеса равен числу лопаток N [1]. Сектор, содержащий лопатку с соответствующим участком связи, является периодом симметрии колеса. В

связи с начальной закруткой лопаток и углом установки их на диске границы сектора являются криволинейными поверхностями. Условия на границах сектора должны быть одинаковыми. А условия контакта полков лучше обеспечивать внутри сектора. Тогда они могут задаваться и варьироваться независимо от условий циклосимметрии системы.

Чтобы свести задачу колебаний рабочего колеса с разрезными полочными связями к квазилинейной, вводятся некоторые предположения. Полки могут совершать перемещения в направлениях касательных к контактирующим площадкам, но остаются в соприкосновении. Это не противоречит экспериментальным данным [6, 7]. При смещении полков возникает сопротивление проскальзыванию, вызванное сухим трением. При моделировании системы вводится упругий элемент, жесткость которого зависит от сопротивления взаимному смещению полков, которая, в свою очередь, зависит от силы натяга [4, 5]. Тогда можно построить зависимости собственных частот колебаний колеса от натяга полков. Эти результаты могут быть использованы для отстройки от опасных резонансных режимов. Кроме того, в лопаточном венце с разрезной бандажной связью возникает существенная локализация вибрационных напряжений, которая представляет опасность при эксплуатации колес турбомашин. Следует выяснить зависимость уровня локализации вибрационных напряжений от силы прижатия полков.

Постановка задачи. Анализ особенности колебаний рабочих колес с разрезными полочными связями проводился на примере ступени газовой турбины производства ДП НВКГ «Зоря» – «Машпроект». Рабочие лопатки колеса являются монокристаллическими и выполнены заодно с полками. Колесо вращается со скоростью 4320 об/мин, но при форсированных режимах допускается ее повышение до 5500 об/мин. Используется трехмерная конечноэлементная модель колеса, учитывающая особенности геометрической формы, поворотную симметрию конструкции, особенности контакта в разрезных полочных связях, влияние центробежных сил и неоднородности материала, вызванные температурными полями. Предварительно исследована целесообразность использования как гексаэдральных, так и тетраэдральных конечных элементов в зависимости от конкретных особенностей различных зон модели колеса от жесткого соединения, вплоть до свободного проскальзывания полков [4, 5]. Фрагмент конечноэлементной модели колеса представлен на рис. 1.

На первом этапе исследований решалась задача статического напряженного состояния лопатки при ее закрутке. При этом показано, что зависимость усилий прижатия на контактирующих поверхностях от угла закрутки имеет линейный характер [5, 6]. Это позволяет предварительно определить жесткость упругого элемента, определяющего сопротивление взаимному перемещению полков. Вид разрезных связей в полках приведен на рис. 2.

Использование конечно-элементной модели позволяет провести исследование рабочего колеса с различными натягами в разрезной связи.

Рис. 1 – Фрагмент конечно-элементной модели колеса

Рис. 2 – Область контакта бандажных полок соседних лопаток

Численный анализ. В связи с закруткой лопаток их колебания являются пространственными. Значения собственных частот колебаний рабочего колеса с различными видами бандажной связи лопаток представлены в табл. 1.

Спектр собственных колебаний рабочего колеса с разрезными полочными связями содержит зонтичные колебания и веерные колебания с узловыми диаметрами. Частоты зонтичных колебаний лежат в диапазоне $137\div 211$ Гц. Спектр частот колебаний с узловыми диаметрами сгущается с изменением числа узловых диаметров.

При увеличении числа узловых диаметров до 48 частоты колебаний системы со связями без сопротивления изменяются в диапазоне $183\div 260$ Гц, то есть спектр становится очень плотным.

**Таблица 1 – Частоты колебаний колеса
с различными видами межполаточной связи.**

Форма колебаний рабочего колеса	Частоты рабочего колеса, Гц	
	Сплошная связь	Разрезная связь без сопротивления
Тангенциально-аксиальная (крутильно-зонтичная)	138	137
Аксиально-тангенциальная (зонтично-крутильная)	211	199
Аксиальная с одним узловым диаметром	242	183
Аксиальная с двумя узловыми диаметрами	263	184
Аксиальная с тремя узловыми диаметрами	274	185
Аксиальная с четырьмя узловыми диаметрами	285	188
Аксиальная с пятью узловыми диаметрами	298	191

Взаимное смещение полок ведет к снижению жесткости системы и ее собственных частот, а также сгущению спектра собственных частот. Эти явления могут быть использованы для отстройки от опасных режимов работы колеса. Изменения натяга и взаимное смещение полок приводят к перераспределению вибрационных напряжений в системе.

Примеры особенностей форм колебаний и распределения относительных вибрационных напряжений для рабочих колес со сплошной полочной связью и проскальзыванием полок без сопротивления представлены на рис. 3, рис. 4.

Так на рис. 3, показаны формы колебаний и распределение напряжений при зонтичных колебаниях в колесе со сплошной связью. Наблюдается локализация вибрационных напряжений в местах контакта полок.

Рис. 3 – Формы перемещений (а) и распределения интенсивностей напряжений (б) при колебаниях рабочего колеса со сплошной бандажной связью при частоте 211 Гц

При колебаниях с узловыми диаметрами бандажные связи деформируются еще больше, что приводит к значительной локализации напряжений.

При взаимном смещении полок локализация вибрационных напряжений заметно снижается (рис. 4).

Рис. 4 – **Формы перемещений (а) и распределения интенсивности напряжений (б) при колебаниях рабочего колеса с разрезной бандажной связью при частоте $f=199$ Гц**

Максимальные напряжения при этом смещаются на входные кромки лопаток вблизи корневых сечений. В этих местах напряжение представляет меньшую опасность, так как лопатки в этих местах более толстые.

Примеры особенностей форм колебаний и распределения относительных вибрационных напряжений для рабочих колес со сплошной полочной связью и проскальзыванием полок без сопротивления представлены на рис. 3, рис. 4.

Изменение напряжений в полках при их смещении наглядно показано на рис. 4. Требования изменения спектра частот колеса и снижение локализации вибрационных напряжений вблизи контакта полок могут быть противоречивыми. В местах контакта полок могут использоваться утолщения для снижения напряжений, как показано на рис. 5.

Теоретически могут быть определены изменения частот колебаний колес в зависимости от усилий прижатия полок. Такие зависимости наглядно представлены в виде диаграммы на рис. 6. Условные значки в подрисунковой подписи определяют вид колебаний рабочего колеса. Хорошо видно, что влияние натяга на собственные частоты тем больше, чем выше номер ее формы (рис. 6).

При взаимном проскальзывании полок локализация напряжений резко снижается. Однако реальные колебания рабочих колес происходят при взаимном смещении полок с сопротивлением проскальзыванию. Частоты таких колебаний лежат между расчетными частотами рабочих

колес со свободным проскальзыванием полок и частотами колес со сплошными связями.

Рис. 5 – Фотография лопатки с утолщением в местах контакта полок

Рис. 6 – Влияние сопротивления проскальзыванию полок ($H/мм$) при натяге за счет угла закрутки лопатки (град.) на собственные частоты зонтичных (■) и веерных колебаний рабочего колеса с числом узловых диаметров 1 (▲), 2 (✕), 3 (✱), 4 (◆), 5 (+), 6 (⊞), 7 (⊕).

Определение реальных сил прижатия полок или вибрационных напряжений в них вызывают большие технические трудности. В то же время определения собственных частот колебаний рабочих колес выполняется более известными методами. Поэтому возможность использования значений собственных частот колебаний рабочих колес для оценки сил сопротивления взаимному перемещению полок представляет большой интерес.

Наклонные линии на диаграмме определяют изменения частот колебаний рабочих колес с соответствующим числом узловых диаметров. Экспериментальные частоты отмечены на диаграмме (рис. 6) вертикальными линиями. Цифры рядом с линиями означают число узловых диаметров. Пересечение вертикальных и наклонных линий для соответствующих форм колебаний рабочих колес позволяют определить на горизонтальной оси диаграммы реальный угол закрутки полок лопаток. Этот угол соответствует силе прижатия полок.

Для колес со сплошной полочной связью частоты колебаний веерных форм с числом узловых диаметров от 2-х до 5 имеют расчетные значения от 263 Гц до 298 Гц, частоты колебаний тех же форм для колес с разрезными связями без сопротивления изменяются в диапазоне 184÷191 Гц. Экспериментальные частоты колебаний рабочих колес для веерных колебаний имеют следующие значения: с тремя узловыми диаметрами – 203 Гц, с четырьмя – 245 Гц, с пятью – 291 Гц, с шестью – 312,5 Гц. Видно, что эти частоты находятся ниже частот рабочего колеса со сплошной связью, но довольно близко к ним. На основе анализа диаграммы (рис. 6) можно установить, что сила прижатия полка соответствует упругому повороту лопаток на угол примерно $4,6 \div 4,9^\circ$. Это соответствует силе прижатия полка $6,5 \div 8$ Н. Сопротивление проскальзыванию полка, с учетом коэффициента трения равному 0,2, достигает $1,3 \div 1,6$ Н. В зависимости от площади поверхности контакта полка локализация вибрационных напряжений может достигать $10 \div 15$ МПа.

При определении этих величин использовался ряд допущений и предположений, которые вызывали соответствующие погрешности: погрешности численных расчетов, экспериментального определения собственных частот колебаний колес, коэффициенты трения и др. Но были принципиально намечены пути определения сил проскальзывания полка и вибрационных напряжений на основе знаний экспериментальных частот колебаний рабочих колес.

Выводы. Результаты исследований показывают, что использование разрезных полочных связей приводит к изменению спектра собственных частот колеса и перераспределению вибрационных напряжений.

Собственные частоты при проскальзывании полка снижаются и возникают их сгущения. Это может быть использовано для отстройки системы от опасных режимов. Для случая сплошных связей локализация вибрационных напряжений находится в зоне контакта полка. При проскальзывании полка уровень максимальных напряжений заметно снижается. Общее распределение напряжений становится более благоприятным.

Диаграмма на рис. 6 позволяет обеспечить наиболее приемлемый спектр частот и уровень распределения напряжений в системе. Следует также учесть опыт утолщения зоны контакта полок.

Значения экспериментальных частот рабочего колеса позволяют оценить реальные силы прижатия полок. Они зависят от частот различных форм колебаний рабочего колеса, но при этом экспериментальные частоты находятся в сравнительно узком диапазоне.

От силы прижатия полок зависит сопротивление проскальзыванию контактирующих поверхностей, а также локализация вибрационных напряжений в местах контакта полок. К сожалению, для определения этих величин приходится делать различные предположения и допущения. Поэтому полученные результаты являются приближенными. Однако это позволило наметить пути определения уровня локализации вибрационных напряжений при знании экспериментальных частот колебаний колеса с проскальзыванием полок с сопротивлением.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воробьев Ю. С.** Колебания лопаточного аппарата турбомашин. К.: Наукова думка, 1988. 224 с.
2. **Воробьев Ю. С., Дьяконенко К. Ю., Кулишов С. Б., Скрицкий А. Н.** Анализ локализации напряжений при колебаниях рабочих колес и охлаждаемых лопаток ГТД // Вестн. нац. техн. ун-та «ХПИ», 35'2008. Харьков: НТУ «ХПИ». 2008. С. 29–43.
3. **Воробьев Ю. С., Дьяконенко К. Ю., Романенко В. Н., Чугай М. А.** Анализ локализации напряжений при колебаниях лопаточного аппарата турбомашин // Труды ЦКТИ «Прочность материалов и ресурс элементов энергооборудования». Сб. научн. тр.. Санкт-Петербург. 2009. Вып. 296. С. 282–306.
4. **Воробьев Ю. С., Дьяконенко К. Ю., Кулишов С. Б., Скрицкий А. Н., Чениженко С. В.** Локализация вибрационных напряжений в рабочем колесе турбины с различными вариантами бандажной связи // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2006. № 4 (6). С. 83–86.
5. **Воробьев Ю. С., Дьяконенко К. Ю., Романенко В. Н., Кулишов С. Б., Скрицкий А. Н.** Колебания бандажированного рабочего колеса ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. 2006. № 8(34). С. 87–90.
6. **Матвеев В. В.** Демпфирование колебаний деформируемых тел. К.: Наукова думка, 1985. 264 с.
7. **Rzadkowski R.** Dynamics of steam turbine rotor blading Part 2. Bladed Discs. Warsaw: PAN, 1998. 220 p.
8. **Rzadkowski R., Drewczynski M.** Natural frequencies of several bladed discs on the shaft // Ciepłota Maszyny Przepływowe, Turbomachinery. 2005. Vol. II. No 128. P. 457 – 470.
9. **Rzadkowski R., Sokolowski Ja.** Natural frequencies and modes shapes of two rigid bladed discs on the shaft // Task Quarterly 8, 2004. No 1. P. 51–69.

*Ю. С. Воробйов, д-р техн. наук, Н. Ю. Овчарова, канд. техн наук,
Р. Жондковскі, д-р техн. наук, С. Б. Кулішов, канд. техн наук,
А. М. Скрицький*

ВПЛИВ ПОЛИЧНИХ РОЗРІЗНИХ ЗВ'ЯЗКІВ НА КОЛИВАННЯ РОБОЧИХ КОЛІС ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Показано особливості коливань в робочих колесах газотурбінних двигунів в залежності від умов взаємного переміщення контактуючих поверхонь полиць. Використання експериментальних даних про частоти коливань робочого колеса дозволяє оцінити силу притиснення полиць і зробити висновки про рівень вібраційних напружень.

Ключові слова: коливання, робочі колеса, поличні зв'язки, газотурбінних двигунів.

*Yu. S. Vorobiov, Dr. Sci. (Tech.), N. Yu. Ovcharova, PhD (Tech.),
R. Rzadkowski, Dr. Sci. (Tech.), S. B. Kulishov, PhD (Tech.),
A. N. Skritsky*

INFLUENCE OF SHELF-CUTS CONNECTIONS ON THE VIBRATIONS OF THE WORKING WHEELS OF GAS-TURBINE ENGINE

The work shows the characteristics of vibrations in gas-turbine engine working wheels, depending on the conditions of mutual movement of the contacting surfaces of the shelves. The use of experimental data on the vibration frequencies of the working wheels allows one to estimate the pressing force of the shelves and draw conclusions about the level of vibration stresses.

Keywords: vibrations, working wheels, shelf connections, gas-turbine engine.

Introduction. In the working stages of gas turbines are often used working wheels with shelf-cuts connections. Mutual movements of the contacting surfaces of the shelves provide energy dissipation of vibrations. The damping properties of such bonds depend on the pressing of these surfaces, that is, on the tension of the shelves. The work deals with the vibrations of the working wheels at different degrees of pressing of the contacting shelves. When modeling a system, an elastic element is introduced, the rigidity of which depends on the resistance to the mutual displacement of the shelves.

Problem statement. The blades of the working wheels are single-crystal and made integral with the shelves. The wheel rotates at a speed of 4320 rpm. A three-dimensional finite element model of the wheel, taking into account the features of the geometric shape, is used. The feasibility of using finite elements of various types has been previously investigated. It is shown that the dependence of the pressing forces on the contacting surfaces on the twist angle is linear.

Numerical analysis. The spectrum of natural vibrations of the working wheels with shelf-cuts connections contains umbrella vibrations and vibrations with nodal diameters. For a wheel with a continuous rings connection, the vibration frequencies with nodal diameters increase significantly. This can be seen from the diagram, where the dependence of the frequency spectrum on the tension of the shelves is visually shown. Based on the analysis of the diagram and the values of the experimental frequencies, it is possible to determine the pressing force of the shelves, the resistance to shelf slippage and so on.

Conclusions. The values of the experimental frequencies of the working wheels allow the assessment of the real forces of pressing the shelves. The results are approximate. However, this made it possible to outline ways to determine the level of localization of vibration stresses with knowledge of the experimental frequencies of working wheels vibrations with shelves slippage with resistance.

REFERENCES

1. **Vorobiov Yu. S.** Vibrations of the turbomachines blading. Kiev: Naukova Dumka, 1988. 224 p. (in Russian).
2. **Vorobiov Yu. S., Dyakonenko K. Yu., Kulishov S. B., Skritsky A. N.** Analysis of stress localization with vibrations of rotors and cooled GTE blades // Bull. of the National Technical University "KhPI", 35'2008, Kharkov: NTU "KhPI", 2008. P. 29–43. (in Russian).
3. **Vorobiov Yu. S., Dyakonenko K. Yu., Romanenko V. N., Chugai M. A.** Analysis of the stresses localizations in vibrations of turbomachines blades // Proceedings of the CKTI "Strength of materials and life of energy equipment elements". Collection of scientific papers. St. Petersburg. 2009. Vol. 296. P. 282–306. (in Russian).
4. **Vorobiov Yu. S., Dyakonenko K. Yu., Kulishov S. B., Skritsky A. N., Chenzhenko S. V.** Localization of vibration stresses in the turbine impeller with various types of bandage connection // Compressor and power engineering. 2006. No 4 (6). P. 83–86. (in Russian).
5. **Vorobiov Yu. S., Dyakonenko K. Yu., Romanenko V. N., Kulishov S. B., Skritsky A. N.** Vibrations of a binding impeller of GTE // Aerospace Engineering and Technology. 2006. No 8 (34). P. 87–90. (in Russian).
6. **Matveev V. V.** Damping vibrations of deformable bodies. Kiev: Naukova Dumka, 1985. 264 p. (in Russian).
7. **Rzadkowski R.** Dynamics of steam turbine rotor blading. Part 2. Bladed Discs. Warsaw: PAN, 1998. 220 p.
8. **Rzadkowski R., Drewczynski M.** Natural frequencies of several bladed discs on the shaft // Cięplina Maszyn Przepływowe, Turbomachinery. 2005. No 128, Vol. II. P. 457 – 470.
9. **Rzadkowski R., Sokolowski Ja.** Natural frequencies and modes shapes of two rigid bladed discs on the shaft // Task Quarterly 8, 2004. No 1. P. 51–69.

Друкується за рекомендацією програмного комітету VII Міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні проблеми прикладної механіки та міцності конструкцій», 23-26 травня 2019 р. м. Запоріжжя.

*Інститут проблем машинобудування
імені А. М. Підгорного НАН України,
Харків, Україна*

Надійшла до редколегії 09.04.2019