

УДК 621.438

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИОННОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН НА ДИНАМИЧЕСКИХ РАЗГОННЫХ СТЕНДАХ

© 2012 Ю. А. Ножницкий, Ю. А. Федина, Д. В. Шадрин

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Рассмотрены возможности использования динамических разгонных стендов для исследования демпфирования колебаний лопаток турбомашин и оптимизации конструкционного демпфирования. Приведены результаты исследований демпфирования колебаний лопаток блисков компрессоров и турбин и рабочего колеса турбины со вставными лопатками.

Динамический разгонный стенд, вибрационная прочность, лопатка, блиск, демпфирование колебаний.

Разрушение лопаток турбомашин от многоциклового усталости [1,2] является одной из основных причин, ограничивающих наработку авиационных двигателей в эксплуатации. Поэтому предотвращение разрушений лопаток от многоциклового усталости является важным фактором повышения эффективности эксплуатации газотурбинных двигателей. При эксплуатации двигателей однодвигательных летательных аппаратов предотвращение разрушений лопаток от многоциклового усталости имеет большое значение и для обеспечения безопасности эксплуатации [1]. При создании перспективных двигателей проблемы предотвращения разрушений лопаток от многоциклового усталости значительно обостряются [3,4].

Одним из основных способов повышения вибрационной прочности лопаток турбомашин является увеличение демпфирования колебаний лопаток [1,5]. В последние годы получили развитие разработки по созданию демпферов сухого трения, демпфирующих покрытий, пассивных или активных демпферов на основе пьезоэлементов и других средств демпфирования колебаний [1,3,4,7-9].

Для анализа эффективности и оптимизации конструкций демпферов колебаний лопаток турбомашин интенсивно развиваются расчётные методы. Однако обойтись без экспериментальных исследований демпфирования колебаний при разработке демпферов пока не удаётся. На демпфирование колебаний вращающихся лопаток существенное влияние оказывает действие центробеж-

ных сил, поэтому необходимо проведение исследования вибрационной прочности лопаток в поле центробежных сил. Испытания на двигателе требуют значительных затрат времени и средств. Кроме того, в этом случае возникают трудности с проведением необходимых измерений. Всё это определяет актуальность осуществления части исследований вибрационной прочности на динамических разгонных стендах с возбуждением колебаний вращающихся лопаток. В статье представлены некоторые результаты экспериментальных исследований конструкционного демпфирования колебаний лопаток на динамических разгонных стендах, выполненных в ЦИАМ.

В ЦИАМ для этих целей используется разработанный в институте динамический разгонный стенд с горизонтальной осью вращения, на котором ротор раскручивается в атмосферных условиях (рис. 1). Для привода исследуемого ротора во вращение используются два работающих на один вал электродвигателя постоянного тока. Нагрев лопаток осуществляется за счёт трения вращающихся лопаток о воздух. Возбуждение колебаний осуществляется с помощью турбулизаторов (рис. 2,а) или воздушных сопел (рис. 2,б). Число возбудителей колебаний (сопел, турбулизаторов) определяется в зависимости от выбранной гармоникой. Резонансный отклик лопатки возникает тогда, когда произведение частоты вращения ротора и количества возбудителей становится равным или кратным собственной частоте колебаний по выбранной форме.



Рис. 1. Динамический разгонный стенд разработки ЦИАМ с горизонтальной осью вращения

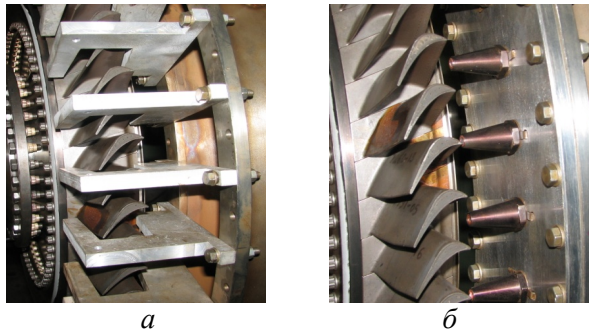


Рис. 2. Устройства для возбуждения колебаний вращающихся лопаток с помощью турбулизаторов (а) или воздушных сопел (б)

При использовании стенда с горизонтальной осью вращения и откатной бронеканмерой существенно упрощается сборка объекта испытания. Вывод проводки от закреплённых на исследуемом роторе тензодатчиков и термопар в сторону электропривода позволяет не нарушать препарировку объекта при открытии камеры стенда. Отмеченные обстоятельства обеспечивают удобство использования стенда для исследований вибрационных характеристик вращающихся рабочих колёс, в том числе для проведения работ по оптимизации конструкционного демпфирования колебаний.

На данном стенде, в частности, исследовались литые блиски турбин различной конструкции (рис. 3) [9,3]

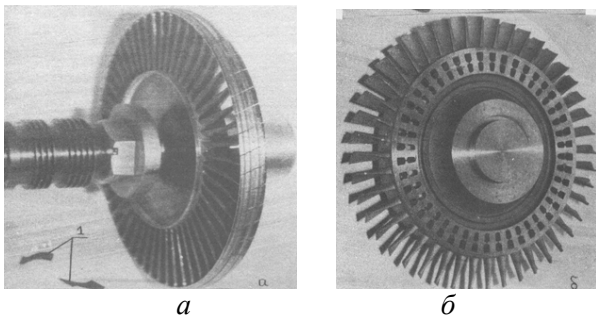


Рис. 3. Литые блиски турбин: с разрезными периферийными полками (а), с двумя рядами нижних полок (б)

Один из блисков (рис. 3,а) имел лопатки с периферийными полками, между которыми был гарантированный зазор. Под полками располагались сменные вставные демпферы, отличающиеся по массе.

Исследовалось также колесо (рис. 3,б) с частичной постановкой демпферов (рядом с лопаткой, имеющей демпферы с двух сторон, располагались лопатки с одним демпфером и рядом с ними располагались лопатки без демпферов). Колесо второй конструкции имели лопатки с удлинёнными ножками и двумя рядами нижних полок, под которыми устанавливались демпферы коробчатой конструкции. Масса каждого из демпферов, устанавливаемых на меньшем радиусе – 0,8 г, каждого из демпферов второго ряда – 1,0 г. Испытывалось колесо как с одним (верхним или нижним), так и с двумя рядами демпферов.

Испытывалось колесо без вставных демпферов в сборе с прижимным диском-дефлектором.

Уровень вибронапряжений в лопатках менялся за счёт выбора способа возбуждения колебаний (бобышками-турбулизаторами или струями воздуха), давления воздуха в камере, в которой раскручивался ротор; осевого зазора между лопатками и возбудителями колебаний, расхода используемого для возбуждения колебаний воздуха через сопла.

При возбуждении колебаний различными гармониками и использовании демпферов различной массы можно оценить влияние на рассеяние энергии при колебаниях лопаток центробежных сил. Результаты испытаний колеса первой конструкции показали, что постановка демпферов массой 0,36 г под периферийной полкой приводит к увеличению частоты исследуемой формы колебаний в 1,35 раза, что согласуется с результатами испытаний образцов на демпферной установке. Декремент колебаний колеса без демпферов составляет $\sim 0,01$, т.е. находится на характерном для литых рабочих колёс уровне. При постановке демпферов массой 0,36 г декремент существенно возрастает, а уровень вибронапряжений снижается примерно в 4 раза. Увеличение массы демпферов до 1,2 г не приводит к существенному изменению уровня вибронапряжений. Рост напряжений при возбуждении

колебаний с использованием частичного вакуумирования по сравнению с раскруткой в атмосфере может быть связан с изменением при уменьшении давления в камере интенсивности возбуждающих гармоник и (или) уровня аэродинамического демпфирования. При частичной постановке демпферов уровень напряжений в лопатках без демпферов снизился примерно в 2 раза.

Результаты исследований колеса с лопатками, имеющими удлиненные ножки и два ряда нижних полков, показали, что постановка демпферов на меньшем радиусе привела к повышению частоты на $\sim 3\%$, на большем – на 6-10%, двух рядов демпферов – на 10-13%, причём в двух последних случаях относительное повышение частоты с ростом скорости вращения увеличивалось. Декремент колебаний колеса без демпферов, как и для колеса первой конструкции, составляет $\sim 0,01$. Уровень напряжений в лопатках при постановке демпферов на меньшем радиусе снизился примерно в 3 раза, на большем радиусе – в 4,5-6 раз, а два ряда демпферов обеспечили снижение напряжений более чем в 15 раз.

Использование прижимного диска-дефлектора, не контактирующего с лопатками, но прижатого к буртику на полотне диска, при принятом усилии затяжки (прогиб полотна дефлектора на радиусе 35 мм составлял 0,05 мм) привело к снижению уровня напряжений при тех же условиях возбуждения колебаний в 1,5 раза.

Результаты указанных исследований использовались для разработки методов проектирования демпферов.

Были проведены исследования ряда рабочих колес ТВД со вставными небандажированными лопатками и установленными под трактовыми полками лопаток демпферами. Для обработки полученных результатов использовались метод определения обобщённых декрементов колебаний по спектру от шумового воздействия (рис.4,5) и метод построения резонансной кривой на основе следящего анализа (рис.6).

На рис.4 показаны амплитудно-частотные характеристики колебаний лопатки без демпфера и с демпфером. Видно, что обобщённый декремент колебаний лопатки при установке демпфера увеличивается поч-

ти в два раза, при этом резонансная частота колебаний смещается в сторону увеличений на 277 Гц.

Обобщённые декременты колебаний для различных лопаток в колесе имеют существенный разброс, а их значения хорошо коррелируют с измеренным уровнем переменных напряжений при резонансе с гармоникой окружной неравномерности потока газа. Это иллюстрирует график на рис. 5.

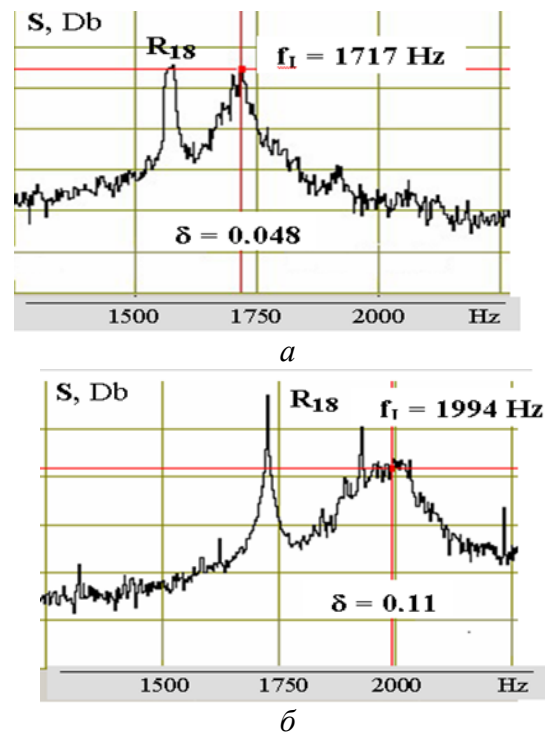


Рис. 4. Спектры колебаний лопатки турбины без демпфера (а) и с демпфером (б): f_1 - частота собственных колебаний лопатки по первой форме, R_{18} - 10-я гармоника, δ - декремент колебаний

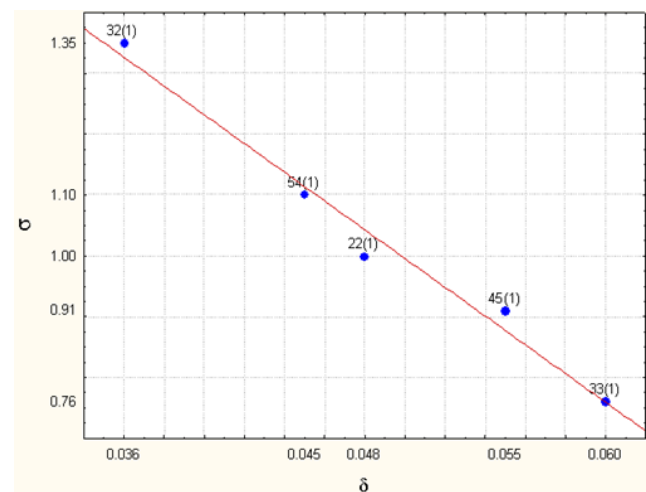


Рис. 5. Взаимосвязь между относительным уровнем резонансных напряжений и значениями обобщенного декремента колебаний для различных лопаток в колесе (цифрами указаны номер лопатки и код тензодатчика)

Для определения логарифмических декрементов колебаний на резонансных режимах использовался метод резонансной кривой. Однако в процессе испытаний возникали определённые сложности с обеспечением условий построения резонансной кривой. Преодолеть их удалось на основе использования для обработки результатов тензометрирования метода следящего анализа.

Обработка записанных в ходе эксперимента сигналов проводилась с помощью специализированного программного комплекса, разработанного Берсеневой Н.В. в ЦИАМ и предназначенного для обработки в режиме синхронного следящего анализа записанных при испытаниях или в процессе эксплуатации на цифровой регистратор сигналов с датчиков вибраций (или тензодатчиков) [8].

На рис.6 в качестве примера показана обработка результатов испытаний ротора ТВД со вставными лопатками без демпферов и с демпферами.

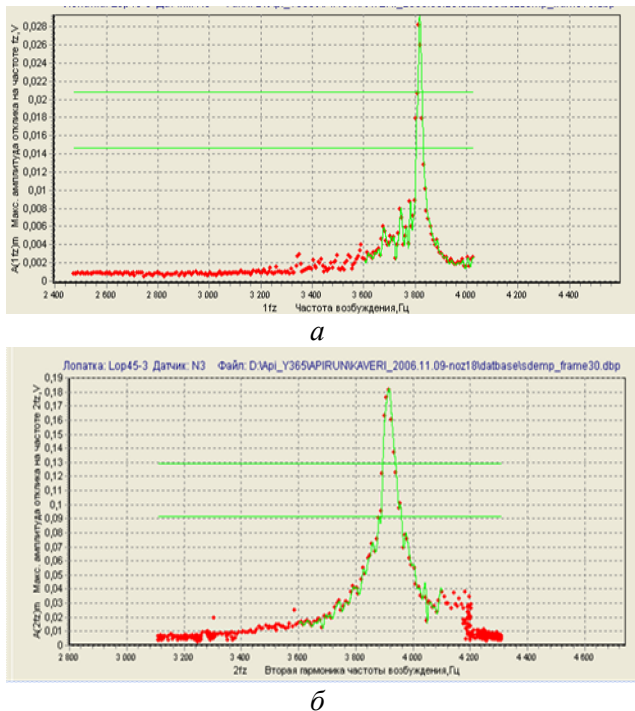


Рис. 6. Амплитудно-частотные диаграммы вставных рабочих лопаток турбины высокого давления при испытаниях без демпферов (а) и с демпферами (б)

Логарифмические декременты колебаний имеют значительный разброс по разным лопаткам. Вместе с тем при наличии демпферной вставки диапазон логарифмических

демпферов колебаний на одинаковых формах отчётливо сдвигается в сторону повышения. Важную роль играет возрастание минимальных значений логарифмических декрементов колебаний, так как именно они определяют максимальную величину резонансных напряжений. Как правило, расположенные под трактовыми полками лопаток турбины демпферы при колебаниях по крутильной форме существенно менее эффективны, чем при колебаниях по изгибной форме. Испытания и расчёты показали, что в исследуемой конструкции рабочего колеса недостаточный зазор между трактовыми полками соседних лопаток.

Таким образом, динамические разгонные стенды успешно использовались для исследований конструкционного демпфирования колебаний лопаток турбомашин и оптимизации конструкции демпферов. Вместе с тем динамические разгонные стенды первого поколения обладали ограниченными возможностями как для эффективного возбуждения колебаний вращающихся лопаток (особенно высокочастотных колебаний по сложным формам и колебаний при повышенных температурах), так и управления режимом испытаний, объёмом и качеством получаемой при проведении испытаний информации. Для расширения возможностей экспериментальных исследований по техническому заданию ЦИАМ фирма TDI (США) разработала динамический разгонный стенд нового поколения, который был введён в эксплуатацию в институте в конце 2011г. Конструктивные особенности стенда рассмотрены в работах [3,4]. Стенд имеет вертикальную ось вращения. Возбуждение колебаний вращающихся лопаток осуществляется воздушными импульсами (при раскрутке объекта в камере с частичным вакуумированием и температурой до 800°С) или струями масла (в вакууме при температуре до 200°С). Использование для возбуждения колебаний вращающихся лопаток струй масла является наиболее эффективным способом возбуждения колебаний лопаток по сложным высокочастотным формам.

Проведённый анализ показал, что наиболее эффективным способом возбуждения высокочастотных колебаний лопаток турбомашин по сложным формам колебаний явля-

ется использование струй масла. При возбуждении колебаний лопаток масляными струями в области периферии испытываемого ротора расположены направленные на лопатки форсунки. Жидкость в ходе испытания непрерывно прокачивается через эти форсунки так, чтобы распылённый поток в заданных местах ударялся о вращающиеся лопатки. Подбором количества струй при заданной частоте вращения ротора достигается совпадение частоты (или кратности) возбуждающей силы с частотой интересующей формы колебаний. Лопатка при таком сочетании откликается с уровнем вибронапряжений, который регулируется посредством управления расходом жидкости через форсунки. Кроме того, на эффективность возбуждения колебаний оказывают влияние конструкция форсунок и их расположение по отношению к испытываемым деталям. Описанная система обеспечивает достаточный для получения разрушения лопатки уровень возбуждения колебаний даже при колебаниях по сложным высокочастотным формам, но может работать только при относительно низких температурах в связи с опасностью воспламенения масла. По этой причине её использование целесообразно при проведении испытаний вращающихся лопаток без нагрева или с нагревом до 200°C, в том числе при колебаниях лопаток по высокочастотным формам. При возбуждении колебаний струями жидкости имеется опасность возникновения капельной эрозии лопаток. Известны попытки возбуждения колебаний лопаток масляным туманом для уменьшения эрозии, однако этот подход приводит к значительному снижению эффективности возбуждения. Более эффективным является возбуждение колебаний тонкими струями масла. Для обеспечения возможности возбуждения колебаний струями масла стенд оснащён специальными системами вакуумирования камеры и нагрева масла, используемого для возбуждения колебаний исследуемых лопаток.

В случае необходимости проведения испытаний при высокой температуре (до 800°C) предпочтительным является возбуждение колебаний воздушными импульсами. Генератор воздушных импульсов обеспечивает возбуждение при помощи аэродинамических сил, которые создаются в результате

передачи кинетической энергии от вызываемых вращающимися лопатками завихрений потока. Периодический импульс возбуждающей силы генерируется при прохождении лопаткой возбудителя. Давление в камере поддерживается на достаточном для задания необходимого возбуждения уровне при помощи прецизионной системы контроля вакуума. Амплитуда возбуждения регулируется изменением давления в камере. Данный метод обеспечивает более низкую эффективность возбуждения колебаний лопаток, чем предыдущий, однако позволяет проводить испытания при температуре лопаток до ~800°C. Таким образом, данную систему целесообразно использовать при проведении испытаний с нагревом, например при испытаниях лопаток турбин.

Для обеспечения возможности поддержания резонансных колебаний лопатки с требуемой амплитудой вибронапряжений на стенде обеспечены прецизионное регулирование и контроль частоты вращения используемой в качестве привода исследуемого ротора воздушной турбины. Для получения информации о вибрационном и тепловом состоянии исследуемого ротора на нём закрепляются тензодатчики и термодпары, сигналы с которых поступают на регистрирующую аппаратуру через высокооборотный токосъёмник. Так как в процессе длительных испытаний на МНЦУ закреплённые на исследуемой лопатке тензодатчики и (или) токосъёмник могут выйти из строя, на стенде имеются две бесконтактные системы измерения колебаний (одна с лазерными и другая с вихретоковыми датчиками).

На рис.7 представлены некоторые результаты выполненных на этом стенде исследований вибрационных свойств блиска компрессора перспективного двигателя. Возбуждение колебаний осуществлялось струями масла. Использовалась бесконтактная система измерения колебаний лопаток с вихретоковыми датчиками. На указанных рисунках по оси абсцисс указан номер лопатки. На рис. 7, а приведены резонансные амплитуды колебаний лопаток блиска; на рис. 7, б – частоты резонансных колебаний лопаток и значения соответствующих резонансным режимам частот вращения ротора; на рис. 7, в – коэффициенты демпфирования колебаний лопаток блиска.

В темпе эксперимента могут быть также построены амплитудно-частотная характеристика, диаграмма Кемпбела, диаграмма узловых диаметров исследуемого ротора. Воз-

можность получения в темпе эксперимента информации о вибрационном состоянии каждой лопатки ротора имеет важное значение.

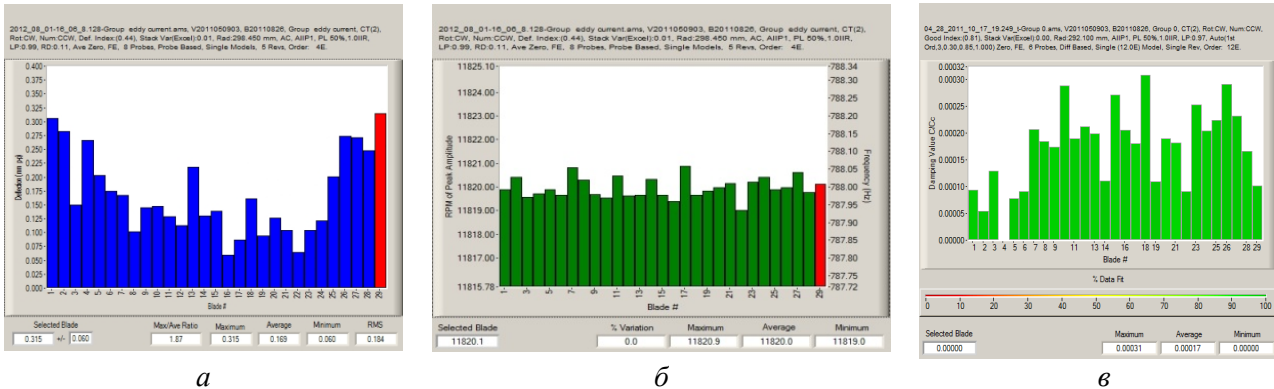


Рис. 7. Резонансные амплитуды (а) и частоты (б) колебаний и коэффициенты демпфирования (в) лопаток близка КВД

Экспериментально была подтверждена возможность получения эффективного (достаточного для получения разрушения от многоциклового усталости) возбуждения колебаний вращающихся лопаток по высоко-частотным формам, высокой (достаточной для проведения испытаний на многоцикловую усталость) точности управления частотой вращения исследуемого ротора, возможность изменения частоты вращения исследуемого ротора с заданной скоростью.

Применение динамических разгонных стендов нового поколения позволяет существенно расширить возможности для проведения экспериментальных исследований конструкционного демпфирования колебаний лопаток и оптимизации конструкций демпферов. Эти стенды являются универсальными и могут использоваться для проведения широкого спектра доводочных, сертификационных и технологических испытаний (по подтверждению несущей способности и циклической долговечности деталей роторов, по определению сопротивления многоциклового усталости лопаток турбомашин в максимально приближенных к эксплуатационным условиям, по оценке стойкости роторов к ударам посторонними предметами, по оценке локализации фрагментов разрушенных роторов в корпусах, по оценке качества и автофретированию дисков и других деталей роторов в процессе их изготовления).

Библиографический список

1. Proceedings of the 10-th National Turbine Engine HCF Conference [Text] / March 8-11, 2005, New Orleans, USA.
2. Петухов, А.Н. Многоцикловая усталость материалов и деталей газотурбинных двигателей [Текст] / А.Н. Петухов // Проблемы прочности. - 2005. - №3. - С. 5-21.
3. Федина, Ю.А. Повышение вибрационной прочности лопаток роторов турбомашин при использовании динамических разгонных стендов [Электронный ресурс] / Ю.А.Федина, Ю.А. Ножницкий, Д.В. Шадрин // Сб. тр. конф. ICAS, Брисбен (Австралия), 2012. [CD].
4. Ножницкий, Ю.А. Методические особенности вибрационных испытаний вращающихся лопаток на динамических разгонных стендах [Текст] / Ю.А. Ножницкий, Ю.А. Федина, Д.В. Шадрин // Вестн. СГАУ. - 2011. - №3 (27). - Ч. 1. - С. 16-23.
5. Биргер, И.А. Динамика авиационных двигателей [Текст] / И.А. Биргер; под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. - М.: Машиностроение, 1981.
6. Шорр, Б.Ф. Расчётно-экспериментальный анализ амплитудно-зависимых характеристик демпфирования в деталях и материалах [Текст] / Б.Ф. Шорр, Н.Н. Серебряков // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2011. - №3. - С. 91-99.
7. Ножницкий, Ю.А. Экспериментальное исследование демпфирования колебаний блисков турбины [Текст] / Ю.А. Ножницкий,

Ю.А. Федина // Новые технологические процессы и надежность ГТД. Вып.1: Блиски и блинги турбомашин. – М.: ЦИАМ, 1999. – С.134-146.

8. Расчётно-экспериментальные исследования демпфера рабочей лопатки турбины высокого давления [Электронный ресурс] / Ю.А. Ножницкий, Б.Ф. Шорр, Г.В. Мельни-

кова [и др.] // Сб. тр. конф. «EUCASS», Брюссель (Бельгия), 2007. [СД].

9. Исследование вибрационной прочности вращающихся лопаток на динамических разгонных стендах [Текст] / Ю.А. Ножницкий, Ю.А. Федина, Д.В. Шадрин [и др.] // Вестн. УГАТУ. – 2011. – Т.15. – №4.- С. 86-89.

INVESTIGATION OF STRUCTURAL DAMPING OF TURBOMACHINE BLADE VIBRATIONS USING DYNAMIC SPIN RIGS

© 2012 Yu. A. Nozhnitskiy, Yu. A. Fedina, D. V. Shadrin

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow

Consideration is being given to the possibility of using dynamic spin rigs for investigation of turbomachine blade vibrations damping and optimization of structural damping. Investigation results of vibrations damping are presented for turbine and compressor blisk blades and turbine wheel with inserted blades.

Dynamic spin rigs, vibrations strength, blade, blisk, damper, vibrations damping.

Информация об авторах

Ножницкий Юрий Александрович, доктор технических наук, профессор, заместитель генерального директора, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: nozhnitsky@ciam.ru. Область научных интересов: безопасность, прочность и ресурс газотурбинных двигателей.

Федина Юлия Алексеевна, кандидат технических наук, начальник сектора, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: fedina@ciam.ru. Область научных интересов: виброиспытания на динамических разгонных стендах.

Шадрин Дмитрий Владимирович, инженер 1-й категории, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. E-mail: shadrin@ciam.ru. Область научных интересов: виброиспытания на динамических разгонных стендах.

Nozhnitskiy Yuri Alexandrovich, Doctor of Technical Sciences, professor, deputy director general of Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. E-mail: nozhnitsky@ciam.ru. Area of research: safe, integrity and life of gas turbine engines.

Fedina Yulia Alekseevna, Candidate of Technical Sciences, head of sector, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. E-mail: fedina@ciam.ru. Area of research: vibration tests using dynamic spin rigs.

Shadrin Dmitry Vladimirovich, engineer of Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov. E-mail: shadrin@ciam.ru. Area of research: vibration tests using dynamic spin rigs.