

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕЖЛОПАТОЧНЫХ ФРИКЦИОННЫХ ДЕМПФЕРОВ В ТУРБИНАХ

© 2012 М. Ш. Нихамкин, Н. А. Саженок

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Разработана основанная на методе сканирующей лазерной виброметрии экспериментальная методика оценки эффективности подполочных межлопаточных демпферов сухого трения в рабочих лопатках турбин газотурбинных двигателей. В качестве объекта исследования использовался блок из двух натуральных рабочих лопаток, приваренных к массивному основанию с подполочным демпфером. Получены амплитудно-частотные характеристики системы и экспериментальные данные об изменении параметров демпфирования лопаток с изменением центробежной силы. Предложен подход к конечно-элементному моделированию процессов взаимодействия колеблющихся лопаток с демпфером, основанный на явной схеме интегрирования по времени.

*Газотурбинные двигатели, лопатки турбины, демпфирование колебаний.*

Важнейшей проблемой, которую приходится решать при разработке газотурбинных двигателей, является предотвращение разрушения рабочих лопаток турбин от многоциклового усталости. Такие разрушения связаны, как правило, с резонансными колебаниями лопаток, которых, вследствие высокой плотности спектра собственных частот, не всегда удаётся избежать. При этом единственным фактором, ограничивающим амплитуду вибронпряжений, остаётся демпфирование колебаний. В зарубежной и отечественной практике авиационного двигателестроения [1-3] широкое распространение получили демпферы сухого трения разнообразных конструкций (фрикционные демпферы), которые помещают в полости под трактовыми полками лопаток. При работе двигателя демпферы прижимаются центробежными силами к внутренним поверхностям полок лопаток. При колебаниях лопаток между контактирующими поверхностями полок и демпфера возникают взаимные перемещения, сопровождающиеся трением и рассеянием энергии колебаний.

Опыт применения подполочных демпферов сухого трения показывает, что амплитуду вибронпряжений на резонансных режимах удается снизить в 2 – 3 раза [1]. Эффективность демпферов определяется сложными процессами контактного взаимодействия лопаток и демпферов, которые, в свою очередь, обусловлены массой демпферов,

материалом демпферов и лопаток, их тепловым состоянием, формой контактирующих поверхностей, собственными частотами и формами колебаний лопаточного венца. Выбор конструктивных параметров демпферов должен опираться на глубокое понимание этих процессов, практический опыт и использование экспериментально верифицированных математических моделей.

Основное внимание в публикациях, посвященных изучению работы демпферов сухого трения (например, [1, 3-7]), уделяется разработке математических моделей и их применению при проектировании демпферов. Модели строятся на основе метода конечных элементов, для описания процессов трения используется модель Кулона.

Экспериментальное моделирование процессов в демпферах сухого трения описано в работах [8-10]. В работе [9] исследование проводили на блоках из 2-3 натуральных лопаток с возбуждением колебаний с помощью электродинамических вибростендов. Влияние центробежных сил моделировали с помощью специальных нагрузочных приспособлений. Авторами получены зависимости характеристик демпфирования от моделирующей центробежную силу нагрузки. С увеличением этой нагрузки амплитуда вибронпряжений падает в 5 по данным [8] и даже в 10 по данным [9] раз. В работе [10] описана уникальная установка, позволяющая исследовать демпфирование колебаний в на-

турных рабочих колёсах турбомашин в поле центробежных сил. Получающиеся характеристики демпфирования относятся не к собственно исследуемому колесу, а к сложной колебательной системе, включающей кроме него элементы крепления, привода и др.

В опубликованных источниках не удалось найти данных о методиках подбора оптимальных параметров по массе и форме демпферов, механизмы работы подполочных демпферов изучены недостаточно. Математические модели процессов контактного взаимодействия рабочей лопатки турбины и межлопаточных демпферов, основанные на использовании метода конечных элементов, обеспечивают удовлетворительную точность при условии правильно настроенных математических моделей трения.

Цель проведённого исследования состояла в разработке методики экспериментального исследования и отработке подхода к математическому моделированию характеристик демпфирования колебаний рабочих лопаток турбины с подполочными межлопаточными демпферами.

В качестве объекта исследования выбрана охлаждаемая рабочая лопатка первой ступени турбины высокого давления (ТВД) с П-образным межлопаточным демпфером (рис. 1). Лопатка изготовлена литьём по выплавляемым моделям из сплава на никелевой основе ЖС36. Высота профильной части 55 мм, хорда профиля 35 мм. Масса демпфера составляет 4,2 г, величина действующей на него центробежной силы составляет от 735 Н на режиме малого газа до 1500 Н - на взлётом.



Рис. 1. Объект исследования – лопатка 1-й ступени турбины высокого давления

Методика экспериментальной оценки эффективности демпферов строится на методологии экспериментального модального анализа [10-13]. Для моделирования колебаний демпфера и лопаток в рабочем колесе используется специальный блок из двух натурных лопаток с натурным подполочным демпфером между ними (рис. 2).



Рис.2. Блок из двух лопаток и демпфера с пьезошейкером

Для исключения демпфирования в замках лопатки в блоке приварены к стальному основанию. Демпфер устанавливается под полками лопаток так же, как в натурном рабочем колесе, чтобы воспроизвести условия его контакта с полками. Центробежная сила, действующая на демпфер, моделируется силой тяжести груза  $F$ , передаваемой на демпфер через стальной тросик (рис. 3).

Определение модальных характеристик – собственных частот форм и декрементов колебаний – опирается на анализ матрицы передаточных функций  $[H]$  исследуемого объекта – блока лопаток с демпфером. Каждый элемент  $H_{ij}(\omega)$  матрицы  $[H]$  является функцией частоты и представляет собой амплитудно-частотную характеристику [11]:

$$H_{ij}(\omega) = X_i(\omega) / F_j(\omega), \quad (1)$$

где  $X_i(\omega)$  - частотная функция реакции (виброскорости) в точке  $i$  объекта исследования на вибрационное воздействие - силу  $F_j(\omega)$ , приложенную в точке  $j$ .

Для получения матрицы передаточных функций используется метод лазерной виброметрии [12,13]. Метод реализуется с помощью трёхкомпонентного сканирующего лазерного виброметра Polytec PSV-400-3D,

управляющего возбуждением колебаний и обеспечивающего регистрацию виброскоростей в узлах сетки сканирования. Основное достоинство сканирующей лазерной виброметрии в проводимом исследовании заключается в возможности бесконтактного измерения трёх компонент виброскорости в большом количестве точек сканирования.

Возбуждение колебаний производится миниатюрным пьезошейкером MiSha, устанавливаемым на основание блока лопаток (рис. 2).

Сетка сканирования состояла из 29 узлов, что обеспечивает достаточную точность исследования первой изгибной формы колебания лопаток. Амплитудно-частотная характеристика исследована в диапазоне частот от 20 до 3125 Гц с шагом 0,488 Гц. Вес груза, моделирующий действующую на

демпфер центробежную силу, изменялся от 0 до 0,84 кН. Оценка эффективности демпферов строится на количественном определении логарифмического декремента колебаний  $\delta$  или связанного с ним коэффициента относительного демпфирования  $\zeta$ :

$$\zeta \approx \delta / 2\pi . \quad (2)$$

Они определяются по ширине резонансного пика на амплитудно-частотной характеристике, осреднённой по совокупности точек сканирования, как отношение:

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2p} , \quad (3)$$

где  $p$  – резонансная частота;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  - левая и правая границы частотного интервала, соответствующего ширине резонансного пика на расстоянии -3dB от максимума.

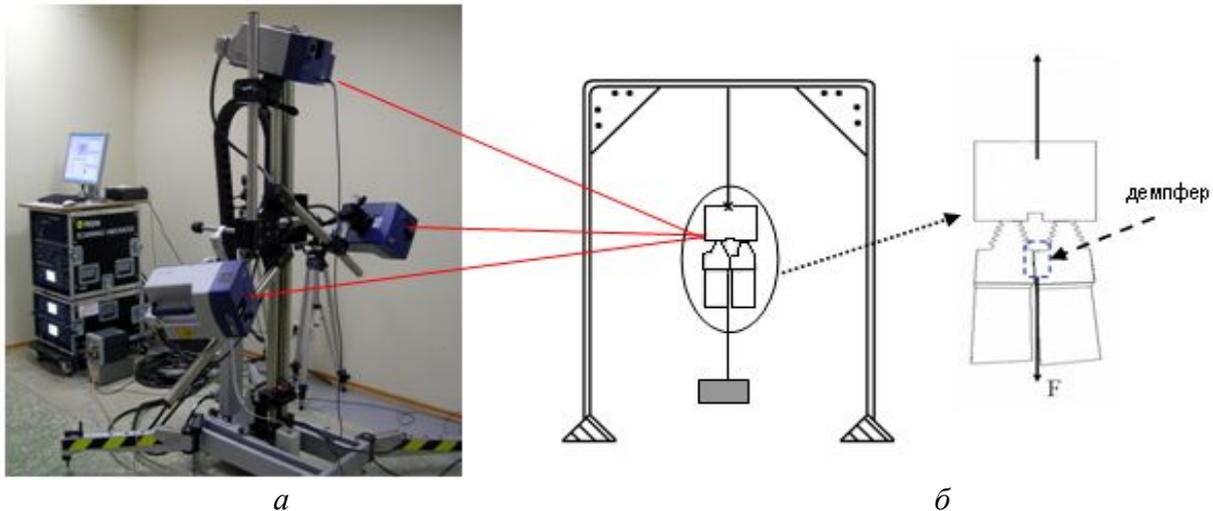


Рис.3. Схема экспериментальной установки: лазерный виброметр (а), схема нагружения блока лопаток (б)

Полученные амплитудно-частотные характеристики для различных значений моделирующей центробежную силу нагрузки приведены на рис. 4. Низшая собственная частота колебаний в зависимости от величины нагрузки составляет 2143...2890 Гц. Соответствующая ей собственная форма, полученная методом сканирующей лазерной виброметрии, показана на рис. 5. Коэффициент относительного демпфирования  $\zeta$  лежит в диапазоне 0,25...0,71%, логарифмический декремент колебаний  $\delta$  - в диапазоне 1,57%...4,46%.

Коэффициент вариации полученных значений собственных частот не превышает 0,03%, коэффициент относительного демпфирования – 9,8%, что свидетельствует об

удовлетворительной воспроизводимости результатов.

На рис. 6 представлена полученная зависимость относительного демпфирования от величины нагрузки. Приведены значения для трёх серий экспериментов, отнесённые к значениям при нулевой нагрузке. С возрастанием нагрузки, имитирующей центробежную силу, относительное демпфирование сначала возрастает в 1,3...1,5 раза, а затем по мере увеличения нагрузки монотонно падает почти в три раза. Такой характер зависимости подтверждает известные представления о снижении демпфирования вследствие уменьшения площади зон подвижности демпфера относительно лопаток по мере увеличения центробежной нагрузки.

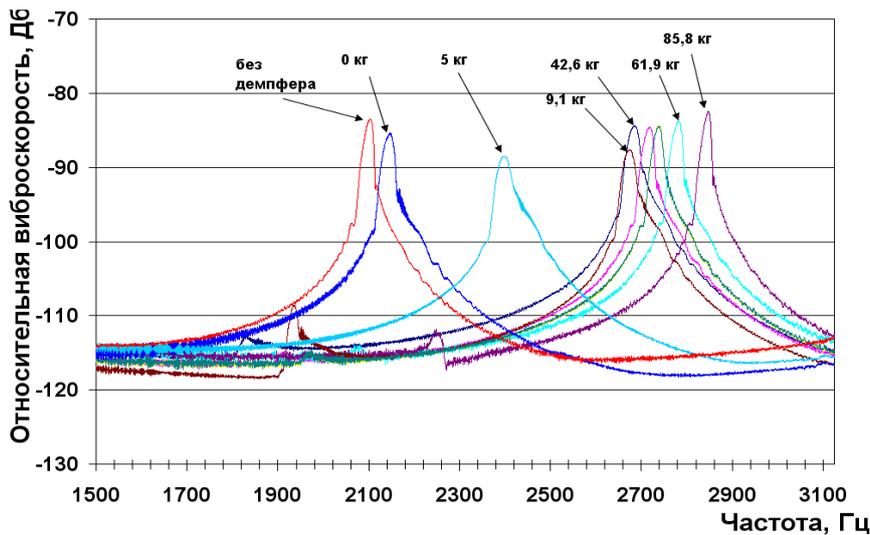


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики для различных значений нагрузки

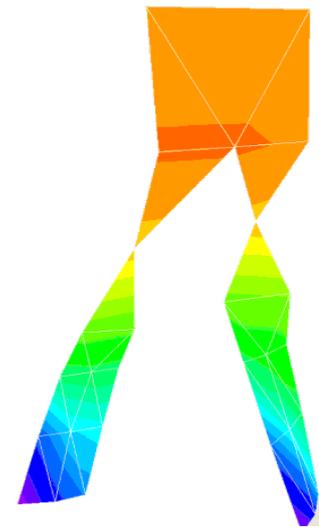


Рис. 5. Низшая собственная форма колебаний блока лопаток

Для отработки методики расчётной оценки эффективности демпфирования использовали метод конечных элементов. Характеристики демпфирования определялись из решения задачи о затухающих свободных колебаниях системы лопатка-демпфер.

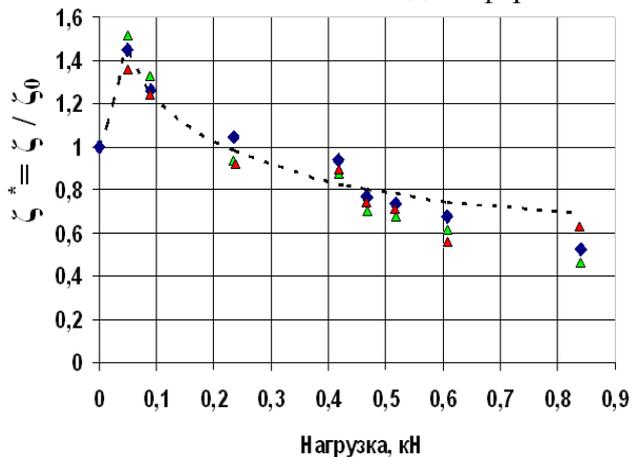


Рис. 6. Зависимость коэффициента относительного демпфирования от нагрузки

Модель лопатки (рис.7, а) имеет перо, ножку и разделяющую их полку в форме прямоугольной пластины. Характерные размеры модели выбирались близкими к соответствующим размерам натурной лопатки. Материал – жаропрочный сплав на основе никеля. Модель демпфера представляет собой прямоугольную пластину из того же материала, что и лопатка.

Лопатка считалась жёстко закрепленной по нижнему торцу ножки (рис.7, б). Демпфер прижимается к нижнему торцу полки лопатки постоянным давлением  $P_z$ ,

диапазон исследованных значений давления 1...6 МПа. Характеристики материала: плотность 8724 кг/м<sup>3</sup>, модуль упругости 2,1·10<sup>11</sup>Па. Аэродинамическое демпфирование и внутреннее трение во внимание не принимаются.

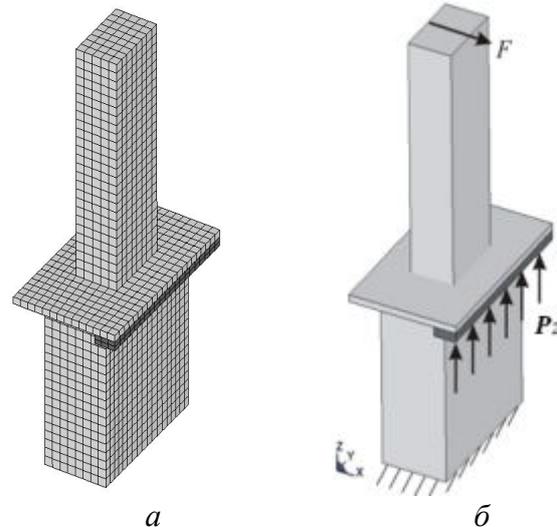


Рис. 7. Конечно-элементная модель лопатки (а) и схема нагружения (б)

Конечно-элементная модель лопатки и демпфера состоит из восьмиузловых призматических элементов первого порядка.

Нагружение лопатки производится сосредоточенной силой  $F$  (рис. 7, б), которая прикладывается импульсно (в течение 20 мкс) в середине периферийного сечения пера в направлении оси  $X$ .

После прекращения действия нагрузки лопатка совершает свободные колебания, затухающие вследствие трения демпфера о

полку. Этот процесс в трёхмерной нестационарной постановке описывается уравнением:

$$M\ddot{x}(t) + D\dot{x}(t) + Kx(t) = F_B(t) + \sum F_{TP}(t), \quad (4)$$

где  $M$  – матрица масс системы;  $D$  – матрица внутреннего демпфирования;  $K$  – матрица жёсткости;  $x(t)$  – вектор узловых перемещений, являющихся функциями времени;  $F_B(t)$  – вектор возбуждающей периодической силы;  $F_{TP}(t)$  – вектор сил трения в контактных поверхностях.

При моделировании динамического контактного взаимодействия применялся метод «пенальти» [14]. Трение в контакте учитывалось в соответствии с моделью Кулона, в которой коэффициент трения определяется как

$$\mu = f_d + (f_s - f_d)e^{-D|V|}, \quad (5)$$

где  $f_s$  и  $f_d$  – статический и динамический коэффициенты трения,  $D$  – константа модели,  $V$  – относительная скорость взаимного перемещения поверхностей в контакте.

В качестве исследуемого сигнала отклика использована временная функция перемещения в направлении оси  $X$  в точке приложения силы (рис. 6). Анализ отклика проводился с помощью модифицированного метода Прони [15].

На рис. 8 представлены полученные зависимости от времени энергии системы лопатка-демпфер. После начала движения колебания потенциальной и кинетической энергии согласованно затухают в противофазе, в то время как величина энергии скольжения постепенно поднимается до уровня значения полной энергии системы. В течение первых 0.005с диссипация энергии колебаний в паре трения высока. Затем она резко снижается вследствие уменьшения амплитуды колебаний лопатки и относительных смещений контактных поверхностей. Огибающая на рис. 9 – линейная, что характерно для пар сухого трения [14].

Полученная конечно-элементным моделированием зависимость относительного демпфирования  $\zeta$  от контактного давления  $P_z$  (рис. 10) качественно согласуется с экспериментальной (рис. 6). При увеличении давления демпфирование сначала резко возрастает до максимума, который в зависимости от величины коэффициента динамического трения  $f_d$  составляет 0.5...2%.

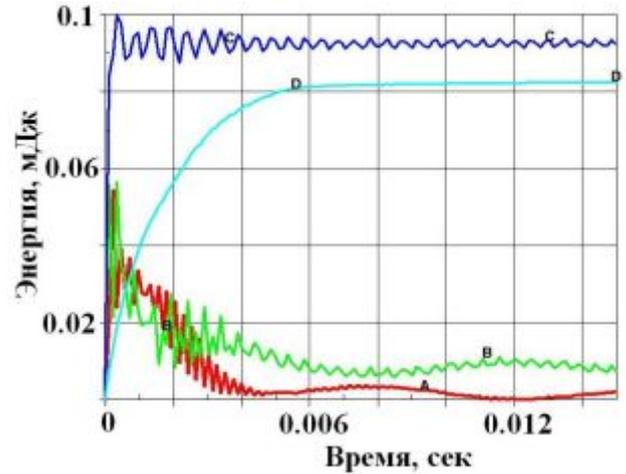


Рис. 8. Изменение во времени кинетической (A), внутренней (B), полной (C) и энергии трения (D) системы лопатка - демпфер ( $f_s=0.3, f_d=0.2, P=1$  МПа)

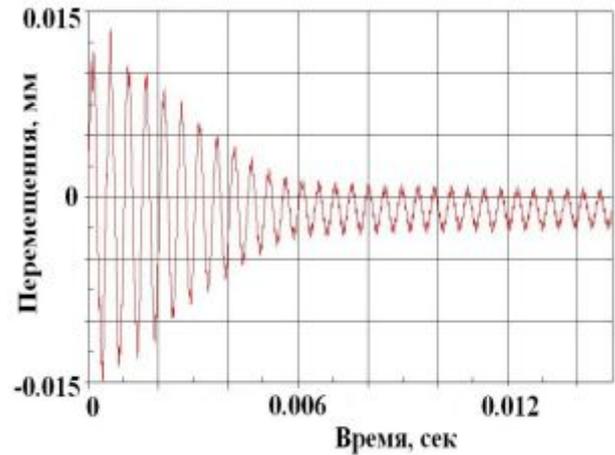


Рис. 9. Пример расчетного отклика системы лопатка-демпфер ( $f_s=0.3, f_d=0.2, P_z=1$  МПа)

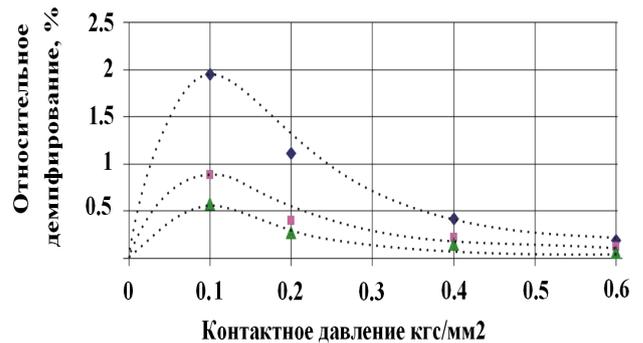


Рис.10. Зависимость относительного демпфирования  $\zeta, \%$  от динамического коэффициента трения и контактного давления в системе лопатка-демпфер:

◆ -  $p_d=0,2$ , ■ -  $p_d=0,4$ , ▲ -  $p_d=0,6$

Затем, по мере увеличения давления, относительное демпфирование постепенно уменьшается. С увеличением коэффициента трения  $f_d$  при постоянном контактном давлении величина относительного демпфирования

ния  $\zeta$  падает. Этот эффект объясняется уменьшением амплитуды и скорости взаимных перемещений узлов контактирующих поверхностей.

Полученные математическим моделированием результаты согласуются с теоретическими представлениями и качественно согласуются с экспериментальными данными. Наличие экстремума свидетельствует о возможности выбора оптимальных параметров демпфера с целью получения контактного давления, при котором величина коэффициента относительного демпфирования максимальна.

### **Библиографический список**

1. Оценка эффективности применения демпферов сухого трения для снижения вибронпряженности охлаждаемых турбинных лопаток [Текст] / Р.П. Придорожный, А.В. Шереметьев, А.П. Зиньковский [и др.] // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – №9 (56). – С. 92-97.
2. Иноземцев, А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Текст] / А.А. Иноземцев, М.Ш. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – Т.2. – 368 с.
3. S.Zucca, D.Botto, M. Gola, Range of variability in the dynamics of semi-cylindrical friction dampers for turbine blades, *ASME Turbo Expo 2008*, GT2008-51058.
4. Серебряков, Н.Н. Применение нелинейного GAP-элемента в решении задач конструкционного демпфирования лопаток турбомашин [Текст] / Н.Н. Серебряков // *Двигатель*. – 2011. – № 6 (68), – С. 22-23.
5. C.W. Schwingshakl, E.P. Petrov, D.J. Ewins. Validation of test rig measurements and prediction tools for friction interface modelling. *Proc. of ASME Turbo Expo 2010*, GT2010-23274, 2010 - 10 p.
6. Panning L., Popp K., Sextro W., Groeting F., Kayser A., Asymmetrical underplatform dampers in gas turbine bladings: theory and application. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004*, GT2004-53316 – 12 p.
7. Panning L., Sextro W., Popp K. Optimization of the contact geometry between turbine blades and underplatform dampers with respect to friction damping. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002*, GT2002-30429 – 12 p.
8. Marquina F.J., Coro A., Gutierrez A., Alonso R., Ewins D.J., Girini G. Friction damping modeling in high stress contact areas using microslip friction model, *ASME Turbo Expo 2008*, GT2008-50359.
9. Шорр, Б.Ф. Расчетно-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.
10. Ю.А. Исследования вибрационной прочности вращающихся лопаток турбомашин на динамическом разгонном стенде [Текст] / Ю.А. Ножницкий, Ю.А. Федина, Д.В. Шадрин [и др.] // *Вестн. УГАТУ*. - 2011. - Т.15, -№4 (44). - С.86-89.
11. Heylen W., Lamens S., Sas P. *Modal Analyses. Theory and Testing*. Leven Univ. Belgium, 2003. - 325 p.
12. Методика экспериментального модального анализа лопаток и рабочих колес газотурбинных двигателей [Текст] / А.А. Иноземцев, М.Ш. Нихамкин, Л.В. Воронов [и др.] // *Тяжелое машиностроение*. - 2010. - № 11. - С. 2-6.
13. Экспериментальный и расчетный модальный анализ лопаток вентиляторов полой конструкции [Текст] / А.А. Иноземцев, М.Ш. Нихамкин, Л.В. Воронов [и др.] // *Авиационная промышленность*. - 2010. - №3. - С.8-11.
14. Методика конечно-элементного моделирования колебаний систем с фрикционным демпфированием [Текст] / М.Ш. Нихамкин, Л.В. Воронов [и др.] // *Современные проблемы науки и образования*. – 2012. – № 4. URL: [www.science-education.ru/104-6694](http://www.science-education.ru/104-6694).
15. Кривошеев, В.И. Современные методы цифровой обработки сигналов (цифровой спектральный анализ) [Текст] / В.И. Кривошеев.- Н. Новгород, 2006. -117 с.

## A TECHNIQUE TO ESTIMATE EFFICIENCY OF TURBINE UNDERPLATFORM FRICTION DAMPERS

© 2012 M. S. Nikhamkin, N. A. Sazhenkov

Perm National Research Polytechnic University, Perm

An experimental technique is developed to estimate efficiency of turbine underplatform friction dampers using the scanning laser vibrometry method. Investigation is made for two turbine blades clamped on the massive block with underplatform damper. The amplitude-frequency responses of the system are found and the damping characteristics to centrifugal load correlation are obtained. A finite element technique based on explicit time integration scheme is developed to simulate interaction of blades and damper.

*Gas turbin engines, turbine blades, vibration damping.*

### Информация об авторах

**Нихамкин Михаил Шмерович**, доктор технических наук, профессор, заместитель заведующего кафедрой "Авиационные двигатели", Пермский национальный исследовательский политехнический университет. E-mail: [nikamkin@mail.ru](mailto:nikamkin@mail.ru). Область научных интересов: динамика авиационных ГТД, исследования колебаний сложных систем, повреждение деталей ГТД при попадании посторонних предметов.

**Саженов Николай Алексеевич**, аспирант, младший научный сотрудник кафедры "Авиационные двигатели", Пермский национальный исследовательский политехнический университет. E-mail: [sazhenkov\\_na@mail.ru](mailto:sazhenkov_na@mail.ru). Область научных интересов: динамика авиационных ГТД.

**Nikhamkin Michael Shmerovich**, Doctor of Technical Sciences, professor of Aircraft Engine department in Perm National Research Polytechnic University. E-mail: [nikamkin@mail.ru](mailto:nikamkin@mail.ru). Area of Research: Dynamics of gas-turbine aircraft engines, High complexity systems vibrations, Foreign object damaging of aircraft engine.

**Sazhenkov Nikolay Alexeevich**, Post graduate student, Junior research assistant of Aircraft Engine department in Perm National Research Polytechnic University. E-mail: [sazhenkov\\_na@mail.ru](mailto:sazhenkov_na@mail.ru). Area of Research: Dynamics of gas-turbine aircraft engines.