

# Технология и технологические машины

УДК 534.1

## Частотные испытания крепежной панели с подпружиненным ротором

С.В. Аринчев, Д.А. Рачкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

## Testing the frequency response of a mounting plate with a spring-loaded rotor

S.V. Arinchev, D.A. Rachkin

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



e-mail: arinchev@inbox.ru

**i** Важное условие функционирования космического летательного аппарата (КЛА) — обеспечение работы его бортовых приборных устройств (телескопа, фотоаппарата, датчика положения, устройства прицеливания и т.д.) под воздействием внутренних возмущений. Динамика конструкции КЛА во многом определяется вращением бортовых роторов. В настоящем исследовании с помощью тестовой крепежной панели моделируются колебания несущей конструкции КЛА с раскрученными маховиками системы управления полетом. Анализируется поведение пары тонов колебаний крепежной панели с подпружиненным ротором в частотном диапазоне 10...30 Гц без учета дисбаланса ротора. Предложена методика проведения частотных испытаний крепежной панели. В качестве ротора использован компьютерный кулер постоянного тока. Требуемый момент инерции обеспечен намоткой клейкой ленты. Показано, что степень зашумленности измерительного сигнала зависит от положения частоты вращения ротора в рассматриваемом частотном диапазоне. Крепежная панель с подпружиненным ротором моделируется методом конечных элементов в среде MSC.Nastran.Rotordynamics. Устройство крепления ротора к монтажной панели аппроксимируется совокупностью шести пружин, работающих по всем шести степеням свободы. Жесткости устройства крепления ротора к панели идентифицируются из условия минимума расхождения результатов расчета и эксперимента. Построена диаграмма Кэмпбелла крепежной панели с ротором. Расхождение результатов расчета и эксперимента не превышает 8 %.

**Ключевые слова:** частотные испытания, крепежная панель, подпружиненный ротор.

**i** In order to work properly, all devices on board a spacecraft, such as telescopes, cameras, sensors, aiming devices, etc., must be able to correct internal perturbations. Spacecraft dynamics is mainly determined by the rotation of on-board rotors. In this study, a test mounting plate is used to model mechanical vibrations of the spacecraft load-carrying structure in the case when the flywheels of the spacecraft flight control system are rotating. Two vibration modes of the mounting plate with a spring-loaded rotor are analyzed in the frequency range from 10 to 30 Hz. Rotating unbalance is ignored. A technique for testing the frequency response of the mounting plate is proposed. A computer DC cooling fan is chosen as a rotor. The required moment of inertia is provided by wrapping an adhesive tape. It is shown that the level of noise in the signal measured depends on the place of the rotor frequency in the frequency range under

consideration. The mounting plate with a spring-loaded rotor is analyzed by the finite element method using MSC.Nastran.Rotordynamics. The rotor attachment to the mounting plate is modeled by the set of six springs corresponding to the six degrees of freedom. The stiffness of the rotor attachment to the plate is computed by minimizing the difference between the calculation and experimental results. The Campbell diagram of the mounting plate with a rotor is presented. The difference between the calculation and experimental results is within 8 %.

**Keywords:** frequency response test, mounting plate, spring-loaded rotor.

В большинстве публикаций по динамике роторов, как правило, рассматриваются уединенные проектируемые роторы, установленные на податливой опоре. В работе [1] предложена конструкция специальной податливой опоры маховика, демпфирующей его влияние на динамику несущей конструкции КЛА. Колебания самой конструкции КЛА не исследуются. Аналогично в работе [2] рассмотрена конструкция специального измерительного стола для анализа уровня возмущений, создаваемых маховиком в его опоре. В статье [3] разработаны аналитическая и экспериментальная модели для расчета возмущений, создаваемых уединенным подпружиненным ротором в его опоре. В статье [4] рассмотрена нелинейная модель гиродина с учетом упругости шариковых подшипников по осям гироротора и гирокожуха, а также упругости выходного вала редукторного привода. В статье [5] предложена конструкция опорного узла ротора, позволяющая управлять его жесткостными свойствами и т.д. Вместе с тем практически отсутствуют исследования динамики не самого ротора, а несущей конструкции КЛА, на которой ротор установлен. Данная задача является актуальной. Установка маховиков системы управления угловым положением КЛА на его боковой крепежной панели

показана на рис. 1. Типовой аппарат имеет коробчатую форму, боковая крепежная панель плоская. В настоящей работе рассмотрено влияние вращения ротора на колебания плоской крепежной панели (рис. 2). Дисбаланс ротора не учитывается. Частотные испытания моделируются методом конечных элементов в среде MSC.Nastran.Rotordynamics.

Цель работы — исследование влияния вращения ротора на колебания упругой конструкции КЛА, в частности, влияние вращения ротора на колебания крепежной панели.

Рассмотрим тонкостенную плоскую стальную крепежную панель коробчатой формы. Панель установлена на монтажной плите вибростенда. К панели крепится ротор — компьютерный кулер, подсоединенный к источнику постоянного напряжения (30 В). Ось вращения ротора перпендикулярна панели. Момент инерции самого кулера мал, и создаваемый им гироскопический момент незначителен. Для повышения момента инерции до приемлемых значений ротор обматывают изолентой. Намотанный ротор нельзя использовать для анализа процессов высокой точности, например, для анализа процесса обработки металлической заготовки на токарном станке. Однако он удовлетворяет необходимым требованиям для исследования такой интегральной характеристики конструкции, как частота

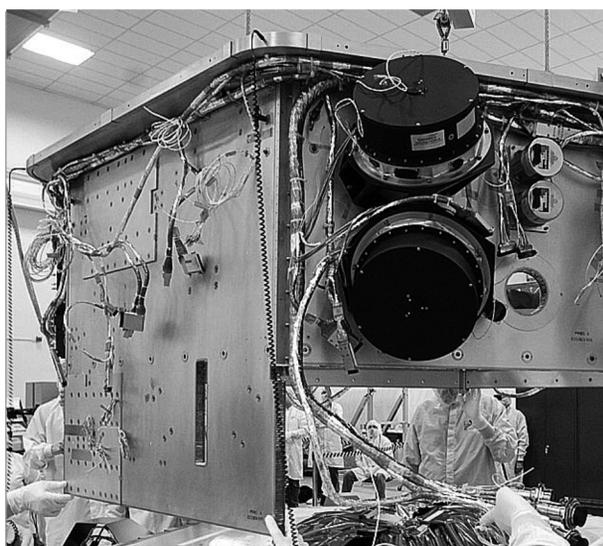


Рис. 1. Крепление маховиков к несущей панели КЛА

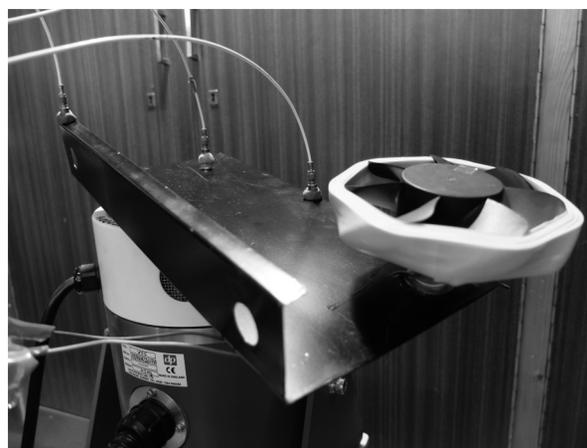


Рис. 2. Установка крепежной панели с ротором и датчиками ускорений на монтажной плите вибростенда DataPhysics типа V55 [6]

собственных колебаний. Эксперимент следует начинать как можно быстрее после намотки во избежание усадки ленты.

Конструкция компьютерного кулера предусматривает его подпружинивание. Опора кулера приклеена к крепежной панели (рис. 3) через переходную втулку из полипропилена. Крепление панели к монтажной плите вибростенда с помощью переходной латунной втулки показано на рис. 4. На головку крепежного болта установлен (на пластилин) контрольный датчик ускорений Kistler системы управления частотными испытаниями. На монтажную плиту подается внешнее моногармоническое кинематическое воздействие. Амплитуда смещения точки крепления остается постоянной в частотном диапазоне 10...30 Гц. При этом амплитуда задаваемого вибростендом ускорения растет по параболе. Скорость сканирования частоты составляет 0,5 Гц/с. Такой режим испытаний особенно удобен при организации ускоренной киносъемки (с частотой 420 кадр./с) для изучения формы колебаний конструкции.

Для проведения эксперимента достаточно трех одноосных датчиков ускорений (см. рис. 2) один из которых контрольный (см. рис. 4), а два — измерительные. Они должны располагаться подальше от ротора (для уменьшения степени зашумленности измерительного сигнала), а также вне узловой зоны рассматриваемого тона колебаний. В настоящей работе рассматривается взаимодействие двух тонов колебаний. Каждому тону соответствует свой датчик.

Компьютерное моделирование частотных испытаний проводилось методом конечных элементов в среде MSC.Nastran.Rotordynamics [7]. Геометрические координаты 13 характерных точек модели, м:

(0 0 0), (0 0 -0,155), (0 0,05 -0,155), (0 0,05 -0,145),  
 (0,335 0 0), (0,335 0 -0,155), (0,335 0,05 -0,155),  
 (0,335 0,05 -0,145), (0,285 0 -0,05),  
 (0,285 -0,02 -0,05), (0,03 0 -0,04), (0,03 0,005 -0,04),  
 (0,03 0,01 -0,04), (0,03 0,03 -0,04).

Отверстия и вырезка панели не учитывались, учитывалось наличие ребра жесткости на передней кромке. Крепежная панель толщиной 0,6 мм и массой 0,293 кг разбита на  $67 \cdot 31 \cdot 10 \cdot 2 = 41\,540$  конечных элементов. Масса ротора с изоляцией составляет 0,272 кг. Ротор с панелью и панель с монтажной плитой вибростенда соединены bush-элементами длиной 1 см. Ось ротора — алюминиевый стержень круглого поперечного сечения радиусом 2 мм. Расчетный полярный момент инерции ротора равен  $1,65 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup>, два другие момента инерции —  $0,83 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup>.



Рис. 3. Крепление подпружиненного ротора к крепежной панели



Рис. 4. Фиксация крепежной панели латунной переходной втулкой, установка контрольно-измерительного датчика Kistler на пластилин

Максимальная частота вращения ротора (измеренная лазерным тахометром) 3 420 об/мин. Масса монтажной плиты вибростенда считается очень большой и равной  $10^8$  кг. Все перемещения данной массы запрещены кроме кинематического возбуждения панели в вертикальном направлении.

Методику моделирования ротора поясняет рис. 5. Плоская крепежная панель проектируется в горизонтальный отрезок. Ось ротора (балка круглого поперечного сечения) лежит между точками 13 и 14. Она разбита на два элемента. На стыке этих двух элементов расположен дополнительный точечный элемент (отмечен маленьким треугольником), в котором сосредоточена масса ротора и его инерционные характеристики. Между точками 11 и 12 расположен bush-элемент с идентифицируемыми жесткостными характеристиками. Точки 12 и

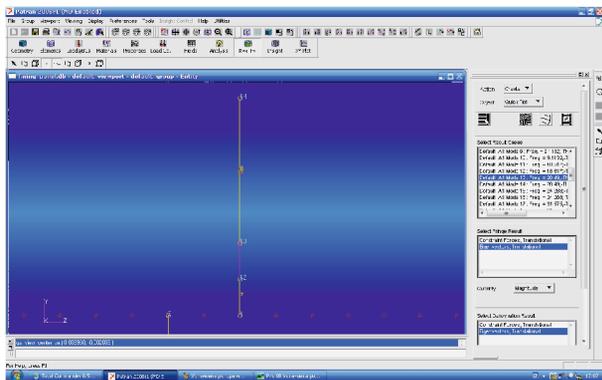


Рис. 5. Моделирование подпружиненного ротора в среде MSC.Nastran.Rotordynamics (Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

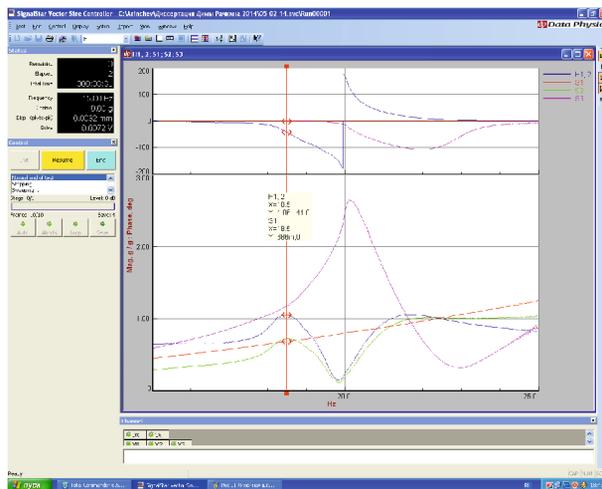
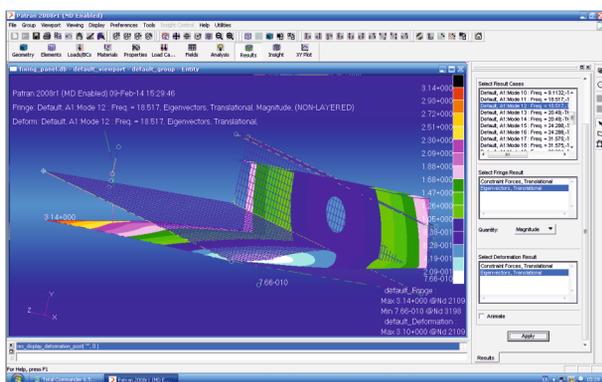
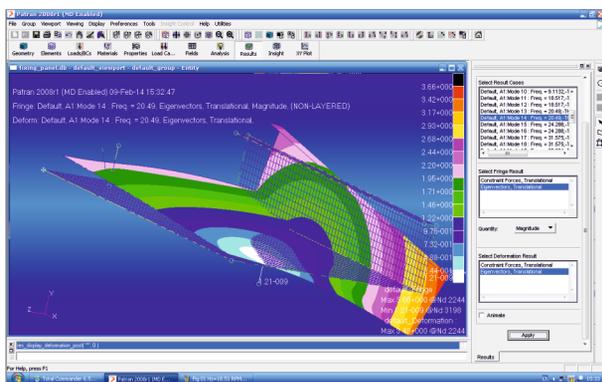


Рис. 7. Экспериментальные амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики крепежной панели с нераскрученным ротором (Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)



а



б

Рис. 6. Верхняя форма колебаний крепежной панели при частоте вращения ротора 595 об/мин (9,9 Гц): а — нижняя расчетная (18,5 Гц); б — верхняя (20,49 Гц) (Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

13 соединены твердотельным элементом типа RBE2.

Характерные формы колебаний крепежной панели с частотами 18,51 и 20,49 Гц (тона колебаний № 6 и № 7 соответственно) показаны на рис. 6. Ротор раскручен, движения оси ротора имеют вращательный характер. Компьютерное

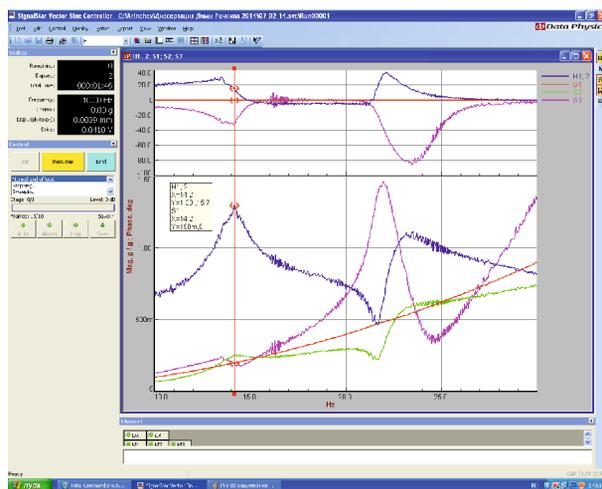
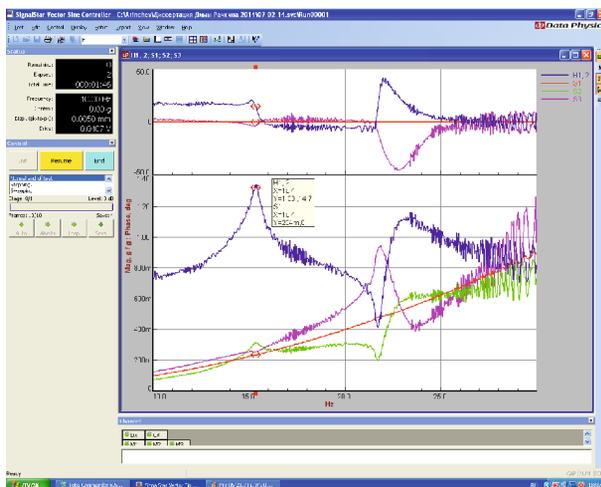


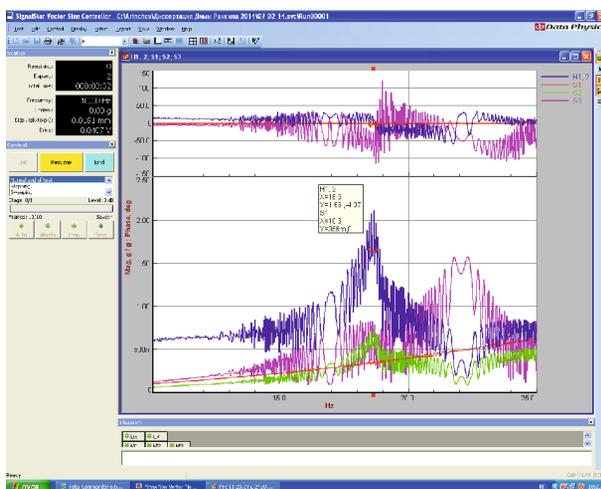
Рис. 8. Падение частоты колебаний нижнего тона до 14,2 Гц при частоте вращения ротора 3 420 об/мин (или 57 Гц) (Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

моделирование позволило понять природу рассматриваемого эффекта и составить план эксперимента. Тон колебаний с частотой 24,29 Гц (см. таблицу на рис. 6, б) не рассматривается.

Результаты частотных испытаний представлены на рис. 7–9. На рис. 7 ротор не раскручен. Здесь все кривые гладкие, незашумленные. Нижние четыре кривые — три амплитудно-частотные характеристики, измеренные датчиками, и аппаратная кривая. На рисунке видно, что ускорение монтажной плиты вибростенда изменяется по параболе. Оказалось, что частота колебаний нижнего тона (18,5 Гц) сильно зависит



а



б

Рис. 9. Зашумленность измерительного сигнала:  
 а — частичная при частоте вращения ротора 3 420 об/мин (57 Гц); б — полная при частоте вращения ротора 1 350 об/мин (22,5 Гц)  
 (Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

от частоты вращения ротора. Этот тон представляет особый интерес. Верхняя группа кривых — это фазо-частотные характеристики. Видно, что при переходе через резонанс фаза колебаний резко падает.

На рис. 8 ротор раскручен до максимальной частоты вращения, равной 3 420 об/мин. Нижняя резонансная частота падает до 14,2 Гц, кривые слегка зашумлены. Отметим, что в данном случае частота вращения ротора 57 Гц (3 420 об/мин) лежит далеко за пределами рассматриваемого частотного диапазона 10...30 Гц. Нарастание степени зашумленности измерительного сигнала при приближении частоты вращения ротора справа к рассматриваемому частотному диапазону пока-

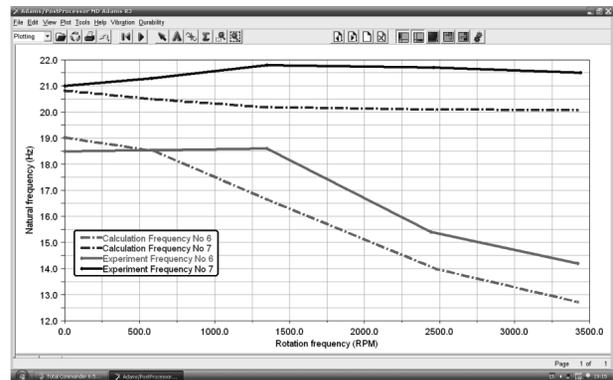


Рис. 10. Сравнение результатов расчета и эксперимента:  
 1 — 6-й тон колебаний; 2 — 7-й тон колебаний;  
 — — расчет; - - - — эксперимент  
 (Полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

зано на рис. 9. Эффект частичной зашумленности справа при снижении частоты вращения ротора до 40,7 Гц представлен на рис. 9, а. Эффект полной зашумленности измерительного сигнала при попадании частоты вращения ротора в центр рассматриваемого частотного диапазона показан на рис. 9, б.

Диаграммы модели Кэмбелла построены на рис. 10. Для сравнения приведены расчетные и экспериментальные зависимости частоты собственных колебаний двух тонов колебаний крепежной панели с ротором от частоты вращения ротора. Расхождение результатов расчета и результатов эксперимента не превышает 8%. Идентифицированные значения жесткостей bush-элемента крепления ротора к панели: 1 000 Н/м, 3 000 Н/м, 10 000 Н/м, 100 Н·м, 100 Н·м, 5 Н·м. Таким образом, вращение роторов может оказывать существенное влияние на динамику всей несущей конструкции изделия.

## Выводы

1. Разработана методика проведения эксперимента для оценки влияния вращения ротора на колебания несущей конструкции. Показано, что при использовании частоты колебаний в качестве интегральной характеристики конструкции требования к точности изготовления ротора могут быть снижены.

2. Вращение ротора может оказывать существенное влияние на колебания несущей конструкции. В данном случае частота собственных колебаний крепежной панели при раскручивании ротора снизилась с 18,5 до 14,2 Гц (в 1,3 раза).

## Литература

- [1] Kamesh D., Pandiyan R., Ashitava Chosal. Passive vibration isolation of reaction-wheel disturbances using a low-frequency space platform. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, no. 331, pp. 1310–1330.
- [2] Dong-Ik Cheon, Eun-Jeong Jang, Hwa-Suk Oh. Reaction-wheel disturbance-reduction method using disturbance-measurement table. *Journal of Astronomy and Space Sciences*, 2011, no. 28(4), pp. 311–317.
- [3] Masterton R.A., Miller D.W., Grogan R.L. Development of empirical and analytical reaction wheel disturbance models. *American Institute of Aeronautics and Astronautics, Proceedings of AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Conference on Structures, Structural Dynamics and Materials*, 1999, St. Louis, Missouri, USA, pp. 1–10.
- [4] Сомов Е.И. Локальные динамические свойства гиродинных систем с учетом упругости конструкции гиродинов и упругости крепления их на корпусе космического аппарата. *Гироскопия и навигация*, 2006, № 4, с. 93.
- [5] Леонтьев М.К., Фомина О.Н. Активное управление жесткостью опорных узлов роторов, конструкция и статический анализ. *Вестник Московского Авиационного Института*, 2007, т. 14, № 4, с. 17.
- [6] *DataPhysics Corporation. Система управления вибрационными испытаниями. Руководство пользователя*. 2025 Gateway Place, Suite 260, San Jose CA 95110, 2004. 391 p.
- [7] *MSC.Software.Corporation. MD Nastran 2008 R3.Quick reference guide*. 2 MacArthur Place, Santa Ana, CA 92707. 3002 p.

## References

- [1] Kamesh D., Pandiyan R., Ashitava Chosal. Passive vibration isolation of reaction-wheel disturbances using a low-frequency space platform. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, no. 331, pp. 1310–1330.
- [2] Dong-Ik Cheon, Eun-Jeong Jang, Hwa-Suk Oh. Reaction-wheel disturbance-reduction method using disturbance-measurement table. *Journal of Astronomy and Space Sciences*, 2011, no. 28(4), pp. 311–317.
- [3] Masterton R.A., Miller D.W., Grogan R.L. Development of empirical and analytical reaction wheel disturbance models. *American Institute of Aeronautics and Astronautics, Proceedings of AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Conference on Structures, Structural Dynamics and Materials*, 1999, St. Louis, Missouri, USA, pp. 1–10.
- [4] Somov E.I. Lokal'nye dinamicheskie svoistva girodinnykh sistem s uchetom uprugosti konstruktсии girodinov i uprugosti krepneniia ikh na korpuse kosmicheskogo apparata [Local Dynamic Parameters of Gyrokin Systems with Account for Elasticity of Gyrokin Structure Their Fixation on the Spacecraft Body]. *Giroskopiia i navigatsiia* [Gyroscopy and Navigation]. 2006, no. 4, p. 93.
- [5] Leont'ev M.K., Fomina O.N. Aktivnoe upravlenie zhestkost'iu opornykh uzlov rotorov, konstruktсии i staticheskii analiz [An active stiffness control for bearing support of gas-turbine engine rotors. Structure and static analysis]. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta* [Bulletin of the Moscow Aviation Institute]. 2007, vol. 14, no. 4, p. 17.
- [6] *DataPhysics Corporation. Sistema upravleniia vibratsionnymi ispytaniiami. Rukovodstvo pol'zovatel'ia* [Control system of vibration testing. User guide]. 2025 Gateway Place, Suite 260, San Jose CA 95110, 2004. 391 p.
- [7] *MSC.Software.Corporation. MD Nastran 2008 R3.Quick reference guide*. 2 MacArthur Place, Santa Ana, CA 92707. 3002 p.

Статья поступила в редакцию 02.06.2014

## Информация об авторах

**АРИНЧЕВ Сергей Васильевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Аэрокосмические системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: arinchev@inbox.ru).

**РАЧКИН Дмитрий Анатольевич** (Москва) — аспирант кафедры «Аэрокосмические системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр.1).

## Information about the authors

**ARINCHEV Sergey Vasil'evich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Aerospace Systems» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: arinchev@inbox.ru).

**RACHKIN Dmitriy Anatol'evich** (Moscow) — Post-Graduate of «Aerospace Systems» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).