

Научная статья

УДК 62-752.2 + 06

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=182562>

МЕХАНИЧЕСКИЙ ФРИКЦИОННЫЙ ДЕМПФЕР ВИБРАЦИЙ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА ОСНОВЕ ВРАЩАТЕЛЬНЫХ ПАР ТРЕНИЯ

Владимир Иванович Колесников¹✉, Кирилл Иванович Сыпало², Александр Леонидович Медведский³,
Михаил Чеславович Зиченков⁴, Александр Николаевич Корякин⁵, Кирилл Николаевич Политыко⁶

^{1,6} Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),

Ростов-на-Дону, Россия,

^{2,3,4,5} Центральный аэрогидродинамический институт им. профессора Н.Е. Жуковского,

Жуковский, Россия

¹ kvi@rgups.ru✉

² ksypalo@tsagi.ru

³ alexandr.medvedskiy@tsagi.ru

⁴ zichenkov@tsagi.ru

⁵ koryakin.50@mail.ru

⁶ politykokirill@yandex.ru

Аннотация. Рассматривается низкоамплитудный фрикционный демпфер вибраций авиационных конструкций на основе вращательной пары трения типа «вал–втулка». Выполнен анализ эффективности диссипации энергии вибраций с различными амплитудами и интенсивностью в зависимости от параметров демпфера, определяемых для фиксированного диаметра компонентов вращательной пары трения значением угла поворота вала и фрикционными свойствами покрытия трущихся поверхностей.

Исследованы покрытия нитридные CrAlSiN, TiAlN и высокоэнтропийные TiCrZrHfNb, получаемые по технологии вакуумного ионно-плазменного напыления, и высокоэнтропийные покрытия CuCrMnFeCoNi, полученные магнетронным методом распыления. Приводятся физико-механические и трибологические характеристики покрытий, а также математическая модель результатов экспериментального исследования демонстратора демпфера.

Ключевые слова: фрикционный демпфер вибраций авиационных конструкций, вакуумная ионно-плазменная технология, высокоэнтропийные покрытия, механические и трибологические свойства покрытий, износостойкость, демпфер вибраций в составе авиационной конструкции

Финансирование: работа выполнена при поддержке Российского научного фонда, проект № 21-79-30007

Для цитирования: Колесников В.И., Сыпало К.И., Медведский А.Л., Зиченков М.Ч., Корякин А.Н., Политыко К.Н. Механический фрикционный демпфер вибраций авиационных конструкций на основе вращательных пар трения // Вестник Московского авиационного института. 2024. Т. 31. № 3. С. 72–82.
URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=182562>

Original article

MECHANICAL FRICTION VIBRATION DAMPER FOR AIRCRAFT STRUCTURES BASED ON ROTATIONAL FRICTION PAIRS

Vladimir I. Kolesnikov^{1✉}, Kirill I. Sypalo², Aleksandr L. Medvedskii³, Mikhail C. Zichenkov⁴,
Aleksandr N. Koryakin⁵, Kirill N. Polityko⁶

^{1,6} Rostov State Transport University (RSTU),

Rostov-on-Don, Russia

^{2,3,4,5} Central Aerohydrodynamic Institute named after Professor N.E. Zhukovsky,

Zhukovsky, Russia

¹ kvi@rgups.ru ✉

² ksypalo@tsagi.ru

³ alexandr.medvedskiy@tsagi.ru

⁴ zichenkov@tsagi.ru

⁵ koryakin.50@mail.ru

⁶ politykokirill@yandex.ru

Abstract

The article considers a vibration damper for aircraft structures based on the application of a rotational friction pair. The structure of the damper ensures transformation of the translational movements of the damper rod, attached to the structural components, into rotational friction pairs, ensuring dissipation of the vibrations energy. Conversion of the small linear displacements of the rod, corresponding to the vibrations amplitudes of the structure into the increased angular displacements of the rotary friction pair was performed together with the frictional coating characteristics selection. The article presents the relationships defining the damper structural parameters and its mathematical model being developed. It is demonstrated that rational design parameters selection allows employing a friction coating with reduced friction coefficients to increase its wear resistance.

The studies have been conducted on a number of friction coatings and methods for applying them to the components of a rotational friction pair, when manufacturing them from a number of promising structural materials. Nitride coatings of the CrAlSiN, TiAlN, TiCrZrHfNb type applied by the vacuum-ion-plasma spraying technology, as well as high-entropy CuCrMnFeCoNi, allowed obtaining a wide range of friction coefficient values with high wear resistance.

A mathematical model, allowing conducting analytical study of motion parameters of an elastic dynamic system with a mechanical damper containing rotational friction pairs has been developed. The article demonstrates that the vibration damping efficiency is close for coatings with various friction coefficients. With its reduction, the friction forces operation may be retained by increasing the friction pairs area or their angular mutual shifting. Corresponding eccentricity decrease of the rod in the friction pair enhances the structure rigidity up to damper jamming and its transformation into a rigid rod.

The friction coefficient increasing within certain limits allows reducing the damper size and weight, but this should be accommodated with the service life of the coating.

A pilot version of the vibration damper was manufactured and tested with the INSTRON mechanical testing machine.

Keywords: frictional vibration damper of aircraft structures, vacuum ion-plasma technology, high-entropy coatings, mechanical and tribological properties of coatings, wear resistance, vibration damper as a part of an aircraft structure

Funding: the work was financed by the Russian Science Foundation, Project no. 21-79-30007.

For citation: Kolesnikov V.I., Sypalo K.I., Medvedskii A.L., Zichenkov M.Ch., Koryakin A.N., Polityko K.N. Mechanical Friction Vibration Damper for Aircraft Structures Based on Rotational Friction Pair. *Aerospace MAI Journal*, 2024, vol. 31, no. 3, pp. 72-82. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=182562>

Введение

Вибрации конструкции являются одним из существенных негативных факторов, обуславливающих снижение ресурсных характеристик конструкции воздушного судна, ухудшение условий для экипажа и пассажиров. Основные источники вибраций – работа силовой установки и воздействие обтекающего летательный аппарат воздушного потока [1–4]. Известен ряд методов повышения виброустойчивости конструкции, в числе которых повышение жесткости подверженных вибрациям деталей и их соединений, использование традиционных гидравлических демпферов, применение вибродемпфирующих покрытий и присоединяемых панелей, использование в силовых элементах эластомерных вставок, а также интеграция в состав конструкции активных средств диссипации энергии вибраций [5–7]. В числе последних – электромагнитные демпферы, особенно успешно применяемые для подавления высокочастотных вибраций конструкций. Традиционные гидропневматические амортизаторы имеют существенные ограничения как по частоте, так и по амплитудам подавляемых вибраций. Снижение уровня критических вибраций конструкций при их разработке прежде всего обеспечивается в современных условиях повышением жесткости, обуславливающим рост массы. В этой связи актуальна разработка эффективных средств подавления вибраций авиационных конструкций.

Из предлагаемых систем представляет интерес использование фрикционных демпферов, в которых диссипация энергии вибраций происходит на контактирующих поверхностях трения в составе демпфера [8–11]. В числе несомненных достоинств фрикционных демпферов: малые размеры, работоспособность в широком диапазоне частот, устойчивость к внешним нагрузкам, устойчивость к загрязнениям и агрессивным воздействиям внешней среды. Наряду с этими достоинствами, у них имеется серьезный недостаток: износ сопрягаемых поверхностей в результате трения и, соответственно, увеличение расходов на контроль целостности и замену узлов трения, что снижает эффективность использования.

В настоящее время существенно совершенствуются фрикционные материалы и покрытия поверхностей пар трения, в том числе подшипников скольжения различного назначения [12–15], что позволяет расширить возможности рационального применения фрикционных демпферов. В частности, они нашли применение в технологии фрезерования деталей из металлических материалов с использованием высокоскоростного резания для подавления вибраций заготовок и инструмента [16].

Наиболее подходящими для установки демпферов вибраций являются зоны с максимальными ампли-

тудами вибраций и, соответственно, наибольшими относительными перемещениями компонентов пар трения. С одной стороны, рассеивание энергии в них может быть обеспечено при сниженном коэффициенте трения и уменьшенном истирании поверхностей трения, с другой – увеличиваются габариты и масса демпфера. При отсутствии возможности установки демпфера в зоне максимальных амплитуд вибраций или при необходимости уменьшения его размеров, сохранение уровня рассеивания энергии может быть обеспечено увеличением коэффициента трения или трансформацией малых перемещений деталей конструкции в увеличенные перемещения фрикционных пар. Такие возможности создает рассматриваемый демпфер, содержащий вращательные пары трения [6, 9].

Реализация в конструкции демпфера преобразования малых линейных перемещений деталей, соответствующих амплитудам вибраций, в увеличенные угловые перемещения вращательной пары трения совместно с выбором эффективных фрикционных покрытий [12, 17] позволяет оптимизировать массово-габаритные и ресурсные параметры демпфера. Рациональное согласование трибологических характеристик покрытий определяет, наряду с эффективным демпфированием, долговечность демпфера.

В статье рассмотрена математическая модель демпфера, определяющая взаимосвязь конструктивных параметров и характеристик фрикционных покрытий пар трения. Проведено исследование технологий нанесения перспективных покрытий на пары трения и сопоставление принципиальных характеристик покрытий, определяющих их выбор в конкретных разработках.

В соответствии с методикой определения параметров демпфера на основе математической модели была разработана и изготовлена конструкция демонстратора демпфера. Проведены математическое моделирование движения упругой динамической системы с демонстратором демпфера и валидация модели по результатам экспериментальной оценки его характеристик на многофункциональной испытательной машине INSTRON. Разработано математическое обеспечение определения конструктивных параметров механических демпферов с вращательными парами трения применительно к подавлению в широком диапазоне частот низкоамплитудных вибраций конструкций.

1. Принципиальная конструкция демпфера вибраций

Элементы конструкции демпфера (рис. 1): 1 – основание, 2 – вал-эксцентрик, 3 – вильчатая тяга, 4 – полукольцевая пружина, 5 – кольцо.

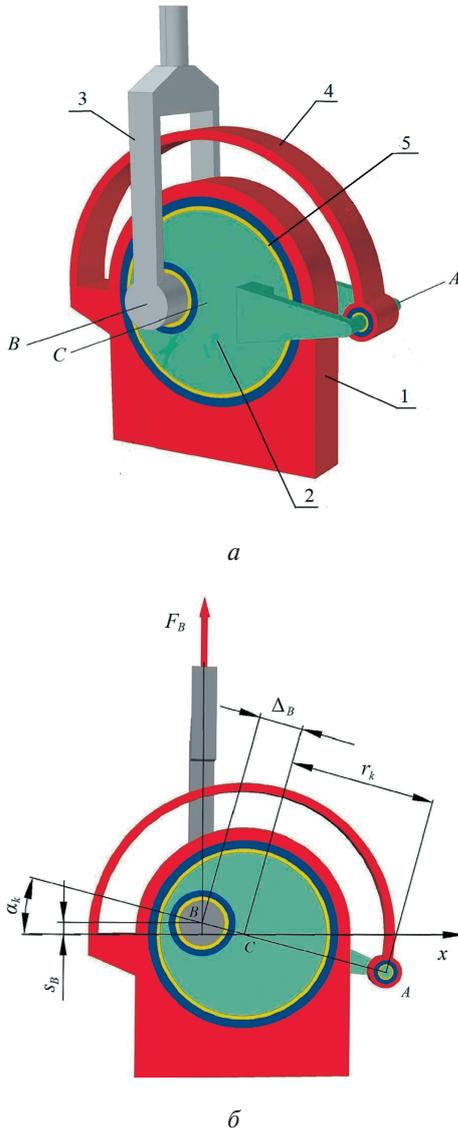


Рис. 1. Конструктивная схема варианта демпфера вибраций с вращательной парой трения: а – общий вид, б – разрез по плоскости симметрии в нагруженном состоянии

Вращательную пару трения составляют вал 2 с кольцом 5, внутренняя поверхность которого имеет покрытие из антифрикционного материала. Кольцо 5 плотно посажено в отверстие основания 1. Вал имеет отверстие, отстоящее от оси на расстояние (эксцентриситет) Δ_B . Через отверстие проходит вал вильчатой тяги, жестко соединенный с ней. При приложении внешней силы вдоль вильчатой тяги 3 вал 2 поворачивается в отверстии кольца 5 совместно с присоединенным к ним концом кольцевой пружины 4, что приводит к деформации последней и нагружению трущихся поверхностей вращательной пары. Результатом работы моментов сил трения становится диссипация колебательного движения демпфируемого объекта в тепловую энергию и ее рассеивание. Зависимость силы F_B от параметров движения:

$$F_B = \frac{r_k + (\rho_A + \rho_C) \operatorname{sign}(\alpha_k \omega_k)}{\Delta_B \cos \alpha_k - (\rho_C + \rho_B) \operatorname{sign}(\alpha_k \omega_k)} R_A, \quad (1)$$

где F_B – сила, приложенная к вертикальной тяге 3; R_A – сила от пружины, приложенная к шарниру А; ρ_B, ρ_C, ρ_A – радиусы кругов трения; $\rho_B = f_B \cdot r_B$; $\rho_C = f_C \cdot r_C$; $\rho_A = f_A \cdot r_A$; r_B, r_C, r_A – радиусы валов по осям В, С, А соответственно; f_B, f_C, f_A – коэффициенты трения скольжения валов по внутренней поверхности колец вращательных пар с осями вращения В, С, и А соответственно; ω_k – скорость изменения угла α_k .

При этом:

$$s_B = \Delta_B \sin \alpha_k; \quad \Delta_B \cos \alpha_k > (\rho_C + \rho_B). \quad (2)$$

где s_B – перемещение тяги; Δ_B – эксцентриситет.

Условие (2) является основным для реализации движения демпфера [6, 18]. Его несоблюдение означает заклинивание демпфера.

Теоретическая зависимость нагрузки F_B на тягу демпфера от ее перемещения s_B при постоянных коэффициентах трения во вращательных парах показана на рис. 2. Выполнение условия (2) при требуемой энергетической эффективности обеспечивается совместным выбором диаметров пар трения, величины эксцентриситета Δ_B и коэффициентов трения скольжения f_B, f_C, f_A во вращательных парах.

Площадь петли гистерезиса (рис. 2) определяет энергию, поглощаемую демпфером за один цикл колебаний [9, 19]. Она вычисляется по формуле

$$U = \frac{r_k (\rho_B + \rho_C) + (\rho_A + \rho_C) \sqrt{\Delta_B^2 - A_B^2}}{\Delta_B^2 - A_B^2 - (\rho_B + \rho_C)^2} A_B N_A, \quad (3)$$

где A_B и N_A – амплитуды параметров s_B и R_A .

Согласно (3) при относительно малых радиусах кругов трения можно выбором величины эксцентриситета Δ_B совместно со значениями коэффици-

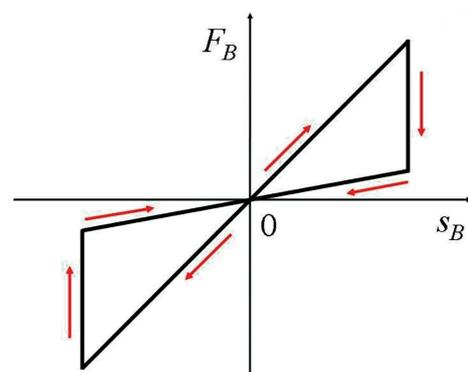


Рис. 2. Теоретическая зависимость нагрузки F_B на тягу демпфера от ее перемещения s_B

ентов трения f_B, f_C, f_A покрытий изготовить демпфер с требуемым значением работы, совершаемой за цикл колебаний. Данное свойство конструкции демпфера позволяет использовать в его вращательных парах покрытия трущихся поверхностей с малыми коэффициентами трения и, как следствие, с высокой износостойкостью покрытий.

2. Методика нанесения фрикционных покрытий и результаты исследований

Вакуумная ионно-плазменная технология нитридных систем TiAlN и CrAlSiN зарекомендовала себя как надежное средство борьбы с износом и получения требуемого коэффициента трения. Кроме того, этот процесс формирует покрытия с высокой адгезионной и когезионной прочностью благодаря сильным межатомным связям [12].

Нанесение нитридных покрытий TiAlN, CrAlSiN и высокоэнтропийных покрытий (ВЭП) TiCrZrHfNb, CuCrMnFeCoNi производилось на вакуумной установке BRV600 [40–42]. Получение нитридных покрытий TiAlN и CrAlSiN осуществлялось при двухкатодном дуговом испарении [20] – использование данной технологии позволяет уменьшить образование капельной фазы – с азотом в качестве реакционного газа. Материалы системы TiAlN: Ti (100%) – № 1; Al (100%) – № 2. Материалы системы CrAlSiN: Cr (100%) – № 1; AlSi (79/21%) – № 2. Нанесение производилось при температуре в вакуумной камере 450°C и давлении ~1,3 Па, с подачей отрицательного опорного напряжения на подложку $U_o = 150$ В, время нанесения покрытий 60 мин. Покрытия наносились на образцы-подложки, имеющие пластинчатую форму с размером $50 \times 30 \times 5$ мм:

– образцы из стали 12X2H4A, прошедшие газовую цементацию с последующей закалкой и низким отпускком, имеющие структуру мартенсита в поверхностном слое и структуру бейнита в сердцевине;

– образцы из стали 38X2MЮА, прошедшие газовое азотирование, имеющие структуру с дисперсным распределением нитридов в поверхностном слое и структуру сорбита в сердцевине.

Нанесение ВЭП TiCrZrHfNb производилось при трехкатодном дуговом испарении, получение ВЭП CuCrMnFeCoNi осуществлялось с помощью системы несбалансированного магнетрона, две высокоэнтропийные системы наносились на образцы-подложки из конструкционной среднеуглеродистой легированной стали 40XH2МА пластинчатой формы с размером $50 \times 30 \times 5$ мм, с различными типами микроструктур, формируемых при объемной термической обработке.

Нанесение системы TiCrZrHfNb осуществлялось с катодов из материалов: Zr/Nb/Hf (В: 72,7/14,1/4,3;

А: 49,7/4,9/2,9) – №1; Cr (100%) – №2; Ti (100%) – №3, при температуре в вакуумной камере 450°C и давлении ~ 0,27 Па, с подачей отрицательного опорного напряжения на подложку $U_o = 80$ В, время нанесения 6 ч.

Нанесение системы CuCrMnFeCoNi производилось с эквивалентной мишени при температуре в вакуумной камере 450°C и давлении ~0,82 Па, без подачи опорного напряжения, время нанесения 5 ч.

Для определения физико-механических свойств покрытий была использована измерительная платформа “NanoTest 600”. По методу непрерывного индентирования измерялись твердость покрытия H , его модуль упругости E , рассчитывались отношения H/E и H^3/E^2 , характеризующие соответственно сопротивление упругой и пластичной деформации.

Трибологические испытания образцов с покрытиями выполнялись на установке TRB. Испытания проводились по схеме «штифт–пластина», измеряемые характеристики: коэффициент трения, интенсивность объемного износа образца с покрытием J в контртеле J_k . Контртелом служил закрепленный в штифте шарик диаметром 6,35 мм из твердого сплава (кермета) системы WC–Co, нормальная нагрузка на штифт составляла 10 Н, частота 10 Гц амплитуда 800 мкм, продолжительность испытания 50000 циклов.

Результаты физико-механических и трибологических исследований показали значения, приведенные в таблице.

Таким образом, использование вакуумных ионно-плазменных покрытий позволяет получить широкий диапазон значений коэффициента трения.

3. Математическое моделирование демпфера вибраций

Применительно к экспериментальным исследованиям демпфирования вибраций авиационных конструкций был разработан и изготовлен действующий демонстратор демпфера на основе вращательной пары трения [6]. Конструкция демпфера показана на рис. 3, а изготовленный демонстратор представлен на рис. 4. Считаем, что демпфируется изначально идеальная динамическая система, описываемая уравнением

$$m_B \frac{d^2}{dt^2} y_0(t) + c_B y_0(t) = 0, \quad (4)$$

где $y_0(t)$ – перемещение массы, c_B – жесткость пружины.

Схема полученной системы в ненагруженном состоянии представлена на рис. 5.

Она соответствует демонстратору (см. рис. 4), у которого вал-эксцентрик выполнен в виде колен-

Результаты физико-механических и трибологических исследований

Покрытие	H , Па	E , Па	H/E	H^3/E^2 , Па	H^3/E^2 J, мм ³ /Н/м	μ
TiAlN на цементованной стали 12Х2Н4А	$25,5 \cdot 10^9$	$288 \cdot 10^9$	0,081	$0,166 \cdot 10^9$	$13,11 \cdot 10^{-7}$	0,319
CrAlSiN на цементованной стали 12Х2Н4А	$24,1 \cdot 10^9$	$251,6 \cdot 10^9$	0,0959	$0,2885 \cdot 10^9$	$0,792 \cdot 10^{-7}$	0,298
TiAlN на азотированной стали 38Х2МЮА	$24,7 \cdot 10^9$	$314,3 \cdot 10^9$	0,0802	$0,1935 \cdot 10^9$	$16,0 \cdot 10^{-7}$	0,321
CrAlSiN на азотированной стали 38Х2МЮА	$22,8 \cdot 10^9$	$259,7 \cdot 10^9$	0,0878	$0,2863 \cdot 10^9$	$1,68 \cdot 10^{-7}$	0,261
TiCrZrHfNb на стали 40ХН2МА, нанесенное катодно-дуговым методом	$6,63 \cdot 10^9$	$147,0 \cdot 10^9$	0,043	$0,014 \cdot 10^9$	$5,37 \cdot 10^{-6}$	0,45
CuCrMnFeCoNi на стали 40ХН2МА, нанесенное методом магнетронного распыления	$5,23 \cdot 10^9$	$136,65 \cdot 10^9$	0,039	$0,0099 \cdot 10^9$	$9,9 \cdot 10^{-6}$	0,19

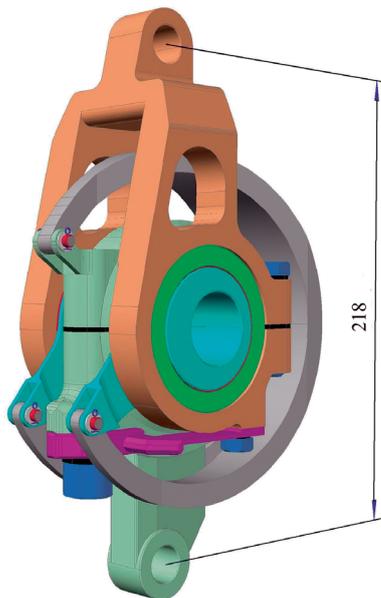


Рис. 3. Рабочий образец демпфера (проект)



Рис. 4. Изготовленный демонстратор демпфера на испытательной машине

чатого вала с равными радиусами r шарниров B и C . Теоретическая зависимость силы, действующей на его тягу, от параметров конструкции и движения соответствует формуле (1).

Введем следующие допущения:

– все детали конструкции колебательной системы, *кроме пружин и тяги*, рассматриваются как

недеформируемые твердые тела;

- трение присутствует лишь в шарнирах (вращательных парах) с осями B и C ;
- коэффициент трения постоянен;
- тяга совершает поступательное движение.

Произведем замену переменных в формуле (1) с учетом допущений и изменим обозначение силы:

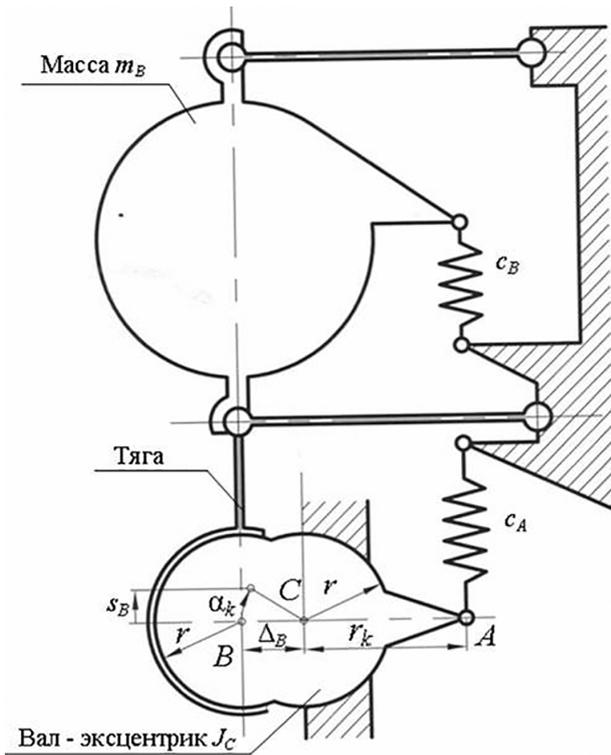


Рис. 5. Схема колебательной системы

$$F_{B1}(t) = \frac{r_k f r \cdot \text{sign}[s_B(t)v_B(t)]}{\Delta_B \sqrt{1 - \left(\frac{s_B(t)}{\Delta_B}\right)^2 - 2fr \cdot \text{sign}[s_B(t)v_B(t)]}} \times \times \frac{r_k}{\Delta_B} c_A s_B(t). \quad (5)$$

Определим силу, действующую на тягу:

$$F_{B2}(t) = c_{Bt} [y_0(t) - s_B(t)], \quad (6)$$

где c_{Bt} — жесткость тяги.

Движение колебательной системы описывается уравнениями:

$$m_B \frac{d^2}{dt^2} y_0(t) + c_B y_0(t) + F_{B2}(t) = F(t); \quad (7)$$

$$m_{Bp} \frac{d^2}{dt^2} s_B(t) + F_{B1}(t) - F_{B2}(t) = 0,$$

где $y_0(t)$ — абсолютное перемещение массы; $m_B = 60000$ кг; $c_B = 1,5 \cdot 10^7$ Н/м; $r = 0,025$ м; $r_k = 0,07$ м; жесткость пружины $c_A = 6 \cdot 10^4$ Н/м; жесткость тяги $c_{Bt} = 1,6 \cdot 10^9$ Н/м; $F(t) = P$ при $0 \leq t \leq 0,0026$ с; $F(t) = 0$ при $t > 0,0026$ с; $P = m_B g$.

Решение выполняем в двух вариантах:

- вариант 1: $f = 0,05$, $\Delta_B = 3,5 \cdot 10^{-3}$ м;
- вариант 2: $f = 0,1$, $\Delta_B = 5,5 \cdot 10^{-3}$ м.

Для каждого варианта определяется своя приведенная к оси шарнира B масса по при-

ближенной (пренебрегаем величиной $\cos(\alpha_k(t))$) формуле:

$$m_{Bp} = \frac{J_c}{\Delta_B^2} \text{ кг}. \quad (8)$$

Результаты решения уравнений (7) даны на рис. 6–16. На графиках символы параметров по варианту 2 даны с добавлением цифры 1 после первой буквы. Например: для варианта 2 перемещение массы обозначается символом $y_{10}(t)$, а для варианта 1 остается обозначение $y_0(t)$.

Графики зависимостей $y_0(t)$ и $y_{10}(t)$ (варианты 1 и 2) изображены на рис. 6. Для функции $y_0(t)$ формула огибающей ее локальные максимумы экспоненты $W(t) = 0,82e^{-5,5t}$, частота колебаний 5 Гц, логарифмический декремент колебаний системы по варианту 1 равняется $\delta = 1,10$. В варианте 2 формула соответствующей экспоненты $W_1(t) = 0,77e^{-6,9t}$, частота колебаний тоже 5 Гц и логарифмический декремент колебаний равняется $\delta_1 = 1,38$.

При импульсном силовом воздействии на упругую систему ее начальное динамическое смещение определяют, в основном, упругие характеристики (собственная частота), а не демпфирование, что подтверждается малым различием в значениях начального динамического смещения двух вариантов системы при равных силовых воздействиях.

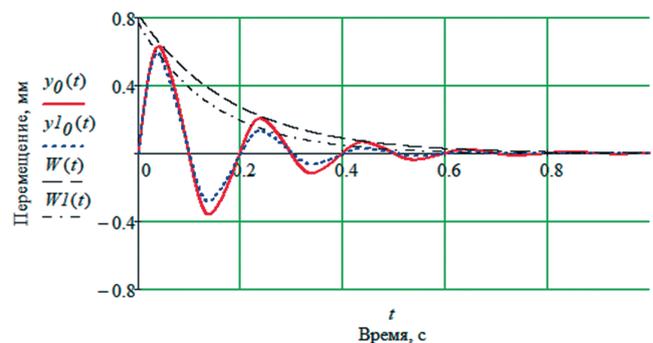


Рис. 6 Абсолютные перемещения y_0 и y_{10} массы m_B

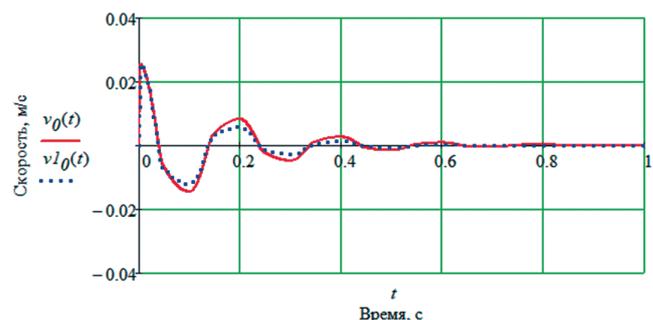


Рис. 7. Скорости перемещения y_0 и y_{10} массы m_B

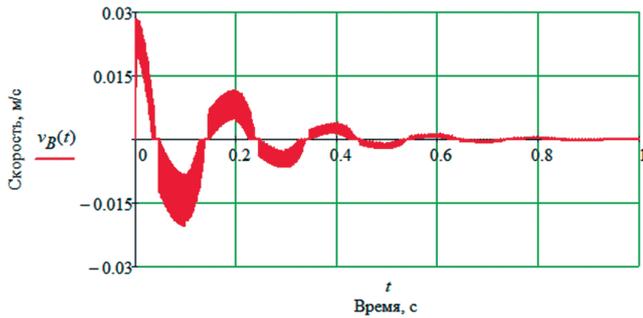


Рис. 8. Скорость перемещения оси шарнира B (вариант 1)

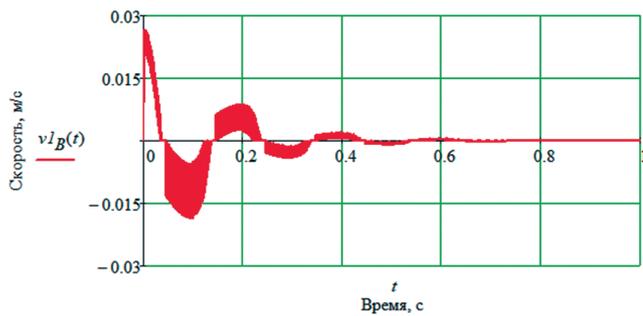


Рис. 9. Скорость перемещения оси шарнира B (вариант 2)

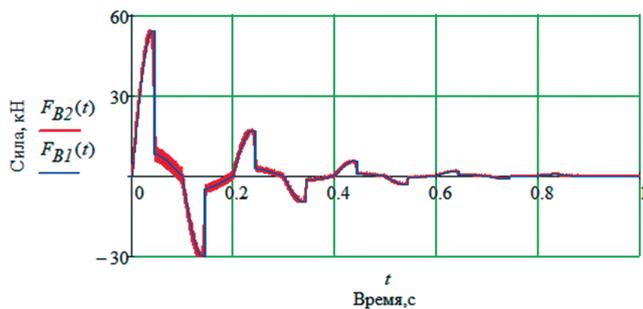


Рис. 10. Сравнение усилий $F_{B2}(t)$ на оси шарнира B и $F_{B1}(t)$ на соединениях тяги с приведенной массой m_{Bp}

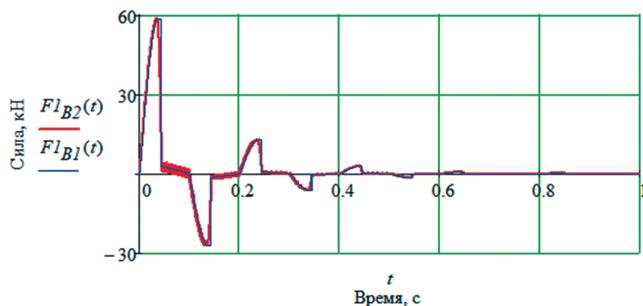


Рис. 11. Сравнение усилий $FI_{B2}(t)$ на оси шарнира B и $FI_{B1}(t)$ на соединениях тяги с приведенной массой m_{Bp}

На графиках рис. 6 видна близость по формам, частотам и значениям соответствующих начальных перемещений, скоростей и нагрузок вариантов 1 и 2.

Особое различие наблюдается на рис. 6 и 7: более интенсивное демпфирование колебаний массы m_B в варианте 2. при примерно равных частотах колебаний и начальных параметрах движения.

Второй тон колебаний системы явно проявляется только на рис. 8 и 9, в виде относительно частых колебаний вала-эксцентрика на своей оси, возникающих при перемене знака скорости первого тона движения.

Реальное непосредственное соединение упругой тяги с шарниром B вала-эксцентрика в расчете заменено соединением через приведенную массу m_{Bp} для удобства расчета и идентификации инерционных силы. Значения инерционных сил определяются по формулам: $Fi_B(t) = F_{B1}(t) - F_{B2}(t)$ для варианта 1 и $FI_B(t) = FI_{B1}(t) - FI_{B2}(t)$ для варианта 2. Эти зависимости показаны на рис. 12.

Видно возникновение пиковых значений инерционных сил в моменты смены направления скорости в первом тоне движения. Их модули примерно в два раза меньше модулей импульсов основных сил на одном участке времени (рис. 10 и 11), причем продолжительность их действия несоизмеримо меньше, чем продолжительность действия импульсов основных сил. Поэтому влияние названных импульсов на колебания демпфируемого объекта и нагружение шарниров системы мало. Наиболее значимые фрагменты рис. 12 в увеличенном масштабе даны на рис. 13. Для удобства анализа на рис. 14 в увеличенном масштабе даны скорости движения шарнира B в обоих вариантах.

Из рис. 13 следует, что формы и значения рассматриваемых выше импульсов в обоих вариантах примерно равны, хотя коэффициенты трения различаются в два раза.

По формам зависимости на рис. 15 полностью соответствуют рис. 2. Визуальное сравнение фигур на рис. 15 показывает несколько большую площадь петли гистерезиса у варианта 2, чем у варианта 1. Это естественно, поскольку интен-

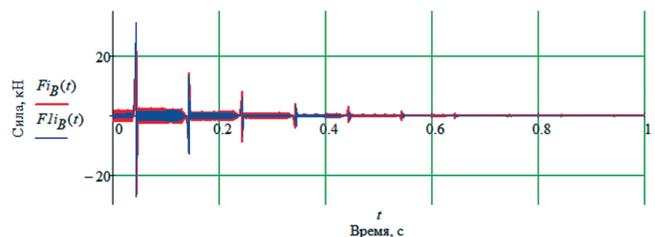


Рис. 12. Инерционные силы в шарнире B в вариантах 1 и 2

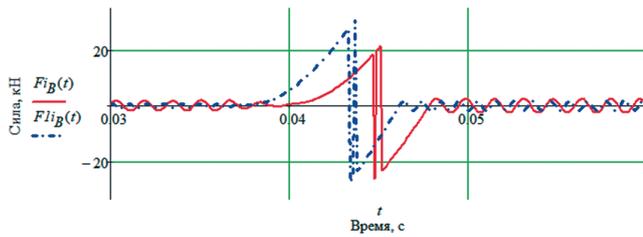


Рис. 13. Инерционные силы в шарнире B в вариантах 1 и 2 (фрагменты)

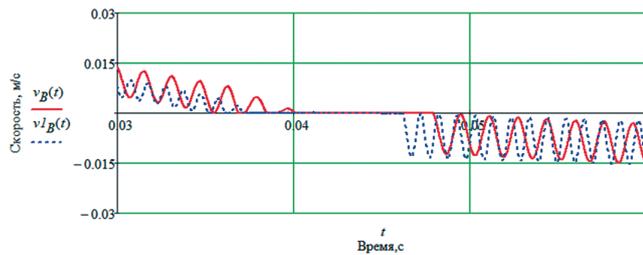


Рис. 14. Скорости перемещения оси шарнира B в вариантах 1 и 2

сивность демпфирования колебаний в варианте 2 больше. Согласно формуле (3) в системе с меньшим коэффициентом трения площадь петли гистерезиса можно увеличить уменьшением эксцентриситета Δ_B , что неминуемо приведет к увеличению жесткости демпфера. В итоге это может снизить эффективность демпфера, несмотря на большую площадь петли гистерезиса, например при размещении демпфера в непосредственной близости от опоры упругой системы (двигатели на пилоне самолета и т. д.). Очевидно, что неограниченное увеличение жесткости демпфера приведет к его трансформации в дополнительную опору. Путем расчета или подбора характеристик демпфера, с его удалением от опоры можно сохранить диссипативные свойства. Теоретически использование покрытий с увели-

ченным коэффициентом трения предпочтительнее при необходимости повышения эффективности демпфирования без существенного изменения упругих свойств защищаемой системы. Однако на практике увеличение коэффициента трения ведет к снижению ресурса и износостойкости покрытия.

Графики петель гистерезиса для рассмотренных двух вариантов динамических систем построены на рис. 16. Видимый «дребезг» определяется колебаниями пружин в составе демпфера, которые малы и не влияют на энергопоглощение демпфируемых вибраций конструкции.

Зависимости для сил на рис. 16 определялись по формулам:

– для варианта 1

$$F_0(t) = c_B y_0(t) + F_{B2}(t);$$

– для варианта 2

$$F1_0(t) = c_B y1_0(t) + F1_{B2}(t).$$

Принципиальных различий у вариантов нет.

Выводы

1. Предложена методика проектирования механических демпферов с вращательными парами трения. В ее основу положена разработанная математическая модель, определяющая взаимосвязь конструктивных параметров демпфера с характеристиками фрикционных покрытий компонентов пар трения, расположением узлов крепления демпфера, а также параметрами подавляемых вибраций.

2. Результаты исследования физико-механических свойств покрытий показывают, что наиболее высоким сопротивлением упругой и пластической деформации обладают покрытия CrAlSiN на цементованной стали 12Х2Н4А, а минимальным коэффициентом трения обладает покрытие CuCrMnFeCoNi на стали 40ХН2МА, нанесенное

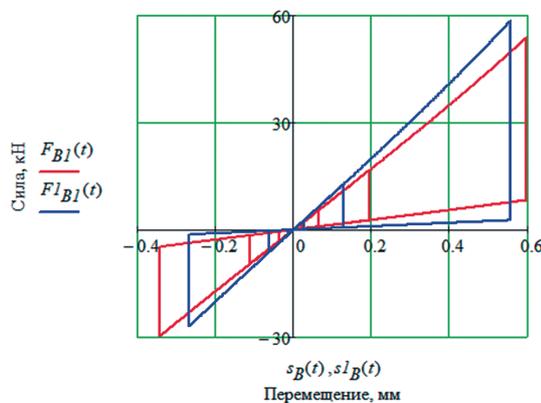


Рис. 15. Зависимости усилий на шарнире B вала-эксцентрика от его перемещений в двух вариантах динамических систем

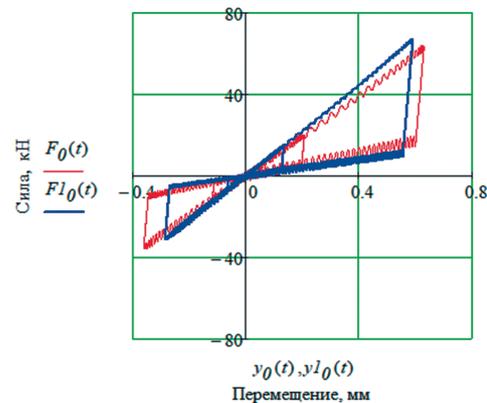


Рис. 16. Сравнение зависимостей нагрузки на тягу демпфера от ее перемещений в двух вариантах динамических систем

методом магнетронного распыления, что необходимо учитывать в конструктивном исполнении демпфера.

При выборе материалов покрытия вращательных пар трения предпочтение следует отдать износостойким покрытиям со стабильным коэффициентом трения.

3. Разработан и изготовлен демонстратор механического демпфера вибраций авиационных конструкций с вращательными парами трения. Проведена экспериментальная валидация разработанной методики путем воспроизведения действующих вибраций на испытательной машине INSTRON.

4. Влияние коэффициентов трения покрытий вращательных пар демпфера на сочетание его диссипативных и упругих характеристик требует дальнейшего изучения. Представляется целесообразным исследование возможности применения современных самосмазывающихся антифрикционных покрытий, коэффициенты трения которых имеют сложные зависимости от давления на поверхности трения, скорости их относительного смещения и температурных условий эксплуатации.

Список источников

1. Кузнецов О.А. Динамические нагрузки на самолет. — М.: Физматлит, 2008. — 263 с.
2. Петров Ю.В., Семакова М.В., Угреинов В.Г. Экспериментальные исследования влияния упругодиссипативных параметров узлов крепления двигателя на динамические характеристики системы «модель крыла—упругий пилон—двигатель» // Научный вестник МГТУ ГА. 2024. Т. 27. № 2. С. 94—102. DOI: 10.26467/2079-0619-2024-27-2-94-102
3. Чухлебов Р.В., Лошкарев А.Н., Сидоренко А.С., Дмитриев В.Г. Экспериментальное исследование вибрации конструкции авиационного изделия при действии полетных нагрузок // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 3. С. 51—59.
4. Брагин Н.Н., Ковалев В.Е., Скоморохов С.И., Слитинская А.Ю. К оценке границы начала бафтинга стреловидного крыла большого удлинения на трансзвуковых скоростях // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 4. С. 16—27.
5. de Silva C.W. Vibration damping, control, and design. — CRC Press, 2007. — 634 p.
6. Вермель В.Д., Зиченков М.Ч., Корякин А.Н., Парышев С.Э. Результаты исследований опытного образца механического демпфера вибраций с вращательными парами трения // Вестник Концерна ВКО «Алмаз—Антей». 2020. № 4(35). С. 77—86. DOI: 10.38013/2542-0542-2020-4-77-86

7. Кузьмина С.И., Ишмуратов Ф.З., Поповский В.Н., Карась О.В. Анализ динамической реакции и эффективности системы подавления флаттера магистрального самолета в трансзвуковом режиме полета // Вестник Московского авиационного института. 2020. Т. 27. № 1. С. 108—121. DOI: 10.34759/vst-2020-1-108-121
8. Фролов В.А., Белоусов А.И. Демпфирующие устройства в конструкциях лопаток компрессоров двигателей семейства НК // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2011. № 3(27). С. 242—250.
9. Барышников О.Е., Вермель В.Д., Зиченков М.Ч. и др. Демпфер низкоамплитудных колебаний. Патент RU 181778 U1. Бюл. № 21, 26.07.2018.
10. Мартынов В.Е., Лаврухин А.А., Капустин В.П. Фрикционный демпфер. Патент RU 2167349 С2. Бюл. № 14, 20.05.2001.
11. Жогов В.Г. Фрикционный демпфер. Патент RU 2044662 С1. Бюл. № 27, 27.09.1995.
12. Колесников И.В., Мотренко П.Д., Колесников В.И., Новиков Е.С. Теоретико-экспериментальные исследования закономерностей изменения структурно-фрикционных свойств поверхностных слоев металлополимерных трибосистем. Разработка методов повышения износостойкости. — М.: ВИНТИ РАН, 2022. — 135 с.
13. Кулалаев В.В., Зюлькова М.В., Сводин П.А. Облик перспективного сегментного подшипника скольжения из керамического материала с пористой структурой для высокооборотных роторов газотурбинных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 4. С. 159—166. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=177617>
14. Семенова А.С., Кузьмин М.В., Кирсанов А.Р. Исследование влияния частоты вращения внутреннего кольца сегментного керамического подшипника ГТД на его прочность // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 3. С. 101—108.
15. Богачев В.А., Маркачев Н.А., Петров Ю.А. и др. Износостойкие и антифрикционные материалы и покрытия, применяемые в узлах трения элементов конструкций космических аппаратов производства АО «НПО Лавочкина» // Труды МАИ. 2023. № 132. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=176841>
16. Sims N.D. Vibration absorbers for chatter suppression: a new analytical tuning methodology // Journal of Sound and Vibration. 2007. Vol. 301. No. 3—5, pp. 592-607. DOI: 10.1016/j.jsv.2006.10.020
17. Колесников И.В., Мотренко П.Д., Колесников В.И., Мантуров Д.С. Повышение износостойкости металлических и металлополимерных трибосистем путем формирования структуры и свойств их поверхностного слоя. — М.: Наука, 2021. — 167 с.

18. Бальякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Оптимизация параметров и границы применения эксцентриковых втулок как средства повышения допустимого момента трения шарнирных рулевых агрегатов жидкостных ракетных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2023. Т. 30. № 3. С. 109–116.
19. Вермель В.Д., Зиченков М.Ч., Корякин А.Н. и др. Разработка и исследование механического демпфера с вра-

щательными парами трения скольжения // Результаты фундаментальных исследований в прикладных задачах авиационного назначения: Сб. статей. М.: Наука, 2016. С. 445–460.

20. Политыко К.Н., Мантуров Д.С. Формирование PVD покрытий для трибологического назначения // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. 2023. № 3(64). С. 81–93.

References

1. Kuznetsov O.A. *Dinamicheskie nagruzki na samolet* (Dynamic loads on the aircraft). Moscow, Fizmatlit, 2008, 263 p.
2. Petrov Yu.V., Semakova M.V., Ugreginov V.G. *Nauchnyi vestnik MGTU GA*, 2024, vol. 27, no. 2, pp. 94–102. DOI: 10.26467/2079-0619-2024-27-2-94-102
3. Chukhlebov R.V., Loshkarev A.N., Sidorenko A.S., Dmitriev V.G. Experimental research of an aircraft product's structure vibrations under flight loads action. *Aerospace MAI Journal*, 2017, vol. 24, no. 3, pp. 51–59.
4. Bragin N.N., Kovalev V.E., Skomorokhov S.I., Slitinskaya A.Y. On evaluation of buffeting of a swept wing with high aspect ratio at transonic speeds. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 4, pp. 16–27.
5. de Silva C.W. *Vibration damping, control, and design*. CRC Press, 2007, 634 p.
6. Vermel' V.D., Zichenkov M.Ch., Koryakin A.N., Paryshev S.E. *Vestnik Kontserna VKO "Almaz-Antei"*, 2020, no. 4(35), pp. 77–86. DOI: 10.38013/2542-0542-2020-4-77-86
7. Kuz'mina S.I., Ishmuratov F.Z., Popovskii V.N., Karas' O.V. Analysis of dynamic response and flutter suppression system effectiveness of a long-haul aircraft in transonic flight mode. *Aerospace MAI Journal*, 2020, vol. 27, no. 1, pp. 108–121. DOI: 10.34759/vst-2020-1-108-121
8. Frolov V.A., Belousov A.I. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2011, no. 3(27), pp. 242–250.
9. Baryshnikov O.E., Vermel' V.D., Zichenkov M.Ch. et al. *Patent RU 181778 U1*, 26.07.2018.
10. Martynov V.E., Lavrukhin A.A., Kapustin V.P. *Patent RU 2167349 C2*, 20.05.2001.
11. Zhogov V.G. *Patent RU 2044662 C1*, 27.09.1995.
12. Kolesnikov I.V., Motrenko P.D., Kolesnikov V.I., Novikov E.S. *Teoretiko-eksperimental'nye issledovaniya zakonomernostei izmeneniya strukturno-friktsionnykh svoystv poverkhnostnykh sloev metallopolimernykh tribosistem. Razrabotka metodov povysheniya iznosostoikosti* (Theoretical and experimental studies on the regularities of changes in the structure and properties of the surface layers in metal-polymer friction units. Methods for increasing wear resistance). Moscow, VINITI RAN, 2022, 135 p.
13. Kulalae V.V., Zyul'kova M.V., Svodina P.A. Layout of the prospective segmental plain bearing made from ceramic material of porous structure for high-speed gas turbine engine rotors. *Aerospace MAI Journal*, 2023, vol. 30, no. 4, pp. 159–166. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=177617>
14. Semenova A. S., Kuz'min M. V., Kirsanov A. R. The study of rotation frequency of the GTE ceramic segmental bearing internal ring impact on its strength. *Aerospace MAI Journal*, 2023, vol. 30, no. 3, pp. 101–108.
15. Bogachev V.A., Markachev N.A., Petrov Yu.A. et al. *Trudy MAI*, 2023, no. 132. URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=176841>
16. Sims N.D. Vibration absorbers for chatter suppression: a new analytical tuning methodology. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, vol. 301, no. 3–5, pp. 592–607. DOI: 10.1016/j.jsv.2006.10.020
17. Kolesnikov I.V., Motrenko P.D., Kolesnikov V.I., Manturov D.S. *Povyshenie iznosostoikosti metallicheskih i metallopolimernykh tribosistem putem formirovaniya struktury i svoystv ikh poverkhnostnogo sloya* (Improving the wear resistance of metal and metal-polymer tribosystems by forming the structure and properties of their surface layer), Moscow, Nauka, 2021, 167 p.
18. Balyakin V.B., Lavrin A.V., Dolgikh D.E. Parameters optimization and application scope of eccentric hubs as means for permissible friction torque enhancing of liquid rocket engines articulated steering units. *Aerospace MAI Journal*, 2023, vol. 30, no. 3, pp. 109–116.
19. Vermel' V.D., Zichenkov M.Ch., Koryakin A.N. et al. *Rezultaty fundamental'nykh issledovaniy v prikladnykh zadachakh aviastroeniya. Sbornik statei*. Moscow, Nauka, 2016, pp. 445–460.
20. Polityko K.N., Manturov D.S. *Trudy Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putei soobshcheniya*, 2023, no. 3(64), pp. 81–93.

Статья поступила в редакцию 21.05.2024; одобрена после рецензирования 02.07.2024; принята к публикации 04.07.2024.
The article was submitted on 21.05.2024; approved after reviewing on 02.07.2024; accepted for publication on 04.07.2024.