

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.77-52

Плоская задача в системе виброизоляции с активным динамическим гасителем колебаний

Ю.А. Бурьян, В.В. Шалай, Д.В. Ситников, А.А. Бурьян

ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет»

Plane problem in a vibration isolation system with the active dynamic vibration damper

Yu.A. Buryan, V.V. Shalay, D.V. Sitnikov, A.A. Buryan

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University

Рассмотрена плоская задача виброизоляции и виброзащиты с активным динамическим гасителем колебаний в предположении, что имеется один гаситель, расположенный вблизи центра масс подвешенного на двух упругодиссипативных опорах виброактивного агрегата. На основе составленной математической модели проанализировано влияние расстояния от центра масс активного динамического гасителя колебаний до точки приложения виброактивных сил. Показано, что при симметричном расположении опор нет взаимовлияния их упругих полей, эффективность виброизоляции остается высокой, но виброзащитные свойства ухудшаются при включении гасителя из-за угловых колебаний. Выявлено, что при несимметричном расположении опор эффективность виброизоляции остается неизменно высокой. Установлено, что для обеспечения эффективной виброизоляции и виброзащиты активный динамический гаситель колебаний необходимо располагать как можно ближе к центру масс виброактивного тела. Либо следует использовать не один, а два гасителя под каждой опорой, что требует дополнительного исследования.

EDN: OMSBCL, <https://elibrary/omsbcl>

Ключевые слова: активный динамический гаситель колебаний, система виброизоляции, виброзащита, угловые колебания, частотные характеристики

The paper considers a plane problem in vibration isolation and vibration protection with the active dynamic vibration damper (ADVD) under an assumption that a single ADVD is positioned near the center of mass of a vibroactive unit suspended on two elastic-dissipative supports. It analyzes the influence of the distance between the ADVD center of mass and the vibroactive forces point of application based on the compiled mathematical model. The paper shows that with the supports symmetrical arrangement mutual influence of the elastic fields between the supports is missing, the vibration isolation efficiency remains high, but the vibration protection properties are deteriorating with the ADVD switched due to the angular vibrations. It is established that the vibration isolation efficiency remains consistently high with the supports' asymmetrical arrangement. Thus, it is required to position the ADVD as close as possible to the vibroactive body center of mass to ensure effective vibration isolation and vibration protection with a plane problem.

However, not one, but two ADVDs could be installed under each support, which requires additional research.

EDN: OMSBCL, <https://elibrary/omsbcl>

Keywords: active dynamic vibration damper, vibration isolation system, vibration protection, angular vibrations, frequency characteristics

Задачи виброизоляции и виброзащиты решают путем вывешивания виброактивного агрегата (двигателя, вентилятора, насоса и т. д.) на упругодиссипативных опорах, как правило, на четырех, для плоской задачи — на двух [1].

Эффективность виброизоляции обеспечивается только на частотах в 1,5–2,0 раза больше, чем частота собственных колебаний виброактивной массы. Частота собственных колебаний обычно составляет 3...25 Гц, поэтому решение проблемы эффективной виброизоляции в области низких частот, включая резонансную, становится актуальной задачей [2–13].

Одним из путей решения этой проблемы является использование активного динамического гасителя колебаний (АДГК). В работах [7, 8] рассмотрена система с АДГК при однонаправленном движении инерционной массы и массы на упругодиссипативном подвесе. Показано, что выбором коэффициента усиления в блоке управления электродинамическим приводом в АДГК можно снизить усилие на основание на 20...40 дБ в диапазоне частот 0,5...20,0 Гц, одновременно решив задачу виброизоляции и виброзащиты.

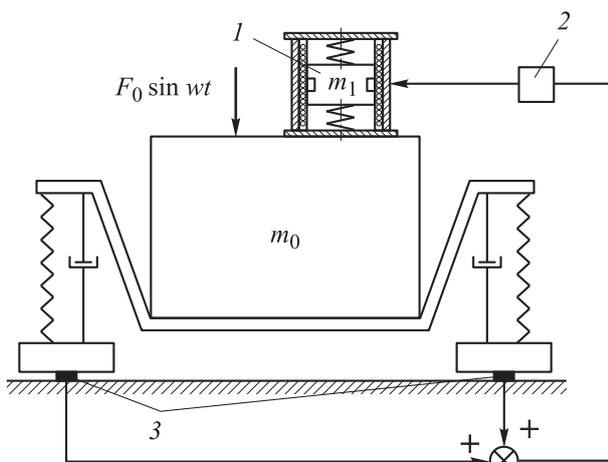


Рис. 1. Принципиальная схема системы виброизоляции и виброзащиты:

- 1 — АДГК;
- 2 — регулятор,
- 3 — датчик силы

Цель работы — исследование плоской задачи виброизоляции и виброзащиты в предположении, что имеется один АДГК, расположенный со смещением вблизи центра масс (ЦМ) подвешенного на двух упругодиссипативных опорах виброактивного агрегата.

Принципиальная схема системы виброизоляции и виброзащиты приведена на рис. 1, а соответствующая ей расчетная схема — на рис. 2, где F_0 и ω — амплитуда и частота колебаний виброактивной силы; t — время

Дифференциальные уравнения движения твердых тел 2 и 4 составлены в предположении совпадения ЦМ C с центром упругости. В качестве обобщенных координат выступают расстояние x_0 и угол колебаний φ [14, 15].

С учетом того, что в статическом положении сила тяжести виброактивного тела массой (виброактивной массы) m_0 уравновешена силами упругости, а при малых частотах колебаний взаимовлияние упругих полей между опорами отсутствует, система дифференциальных уравнений относительно положения равновесия имеет следующий вид:

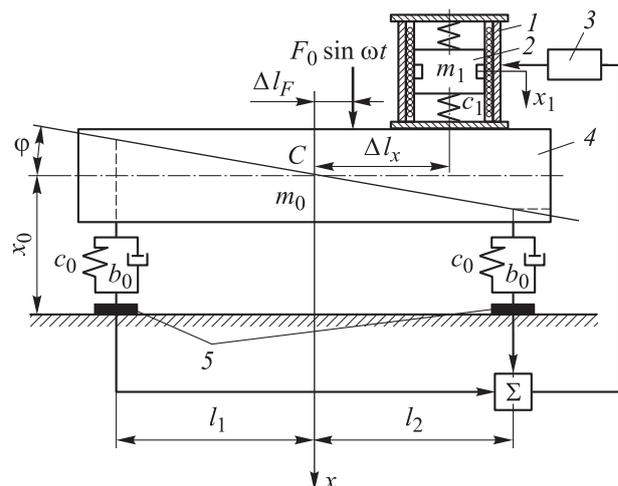


Рис. 2. Расчетная схема системы виброизоляции и виброзащиты:

- 1 — обмотка катушки;
- 2 — подвижная масса АДГК;
- 3 — регулятор; 4 — датчик силы;
- 5 — виброактивная масса;
- Σ — сумматор

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 = -2b_0 (\dot{x}_0 + \dot{\phi} \Delta l) - 2c_0 (x_0 + \phi \Delta l) - \\ - c_1 (x_0 - x_1 + \phi \Delta l_x) - b_1 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1 + \dot{\phi} \Delta l_x) + \\ + F(t) - Bli; \\ J_0 \ddot{\phi} = -2b_0 [\dot{\phi} (l_1^2 + l_2^2) + \Delta l \dot{x}_0] - \\ - 2c_0 [\phi (l_1^2 + l_2^2) + \Delta l x_0] - c_1 \Delta l_x (x_0 - x_1 + \Delta l_x \phi) - \\ - \Delta l_x b_1 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1 + \dot{\phi} \Delta l_x) + \Delta l_F F(t) - Bli \Delta l_x; \\ m_1 \ddot{x}_1 = -c_1 (x_1 - x_0 - \phi \Delta l_x) - \\ - b_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0 - \dot{\phi} \Delta l_x) + Bli; \\ L \frac{di}{dt} + Ri + Bl (\dot{x}_1 - \dot{x}_0 - \dot{\phi} \Delta l_x) = u; \\ u = KR_{очн}; \\ R_{очн} = 2c_0 (2x_0 + \phi \Delta l) + 2b_0 (2\dot{x}_0 + \dot{\phi} \Delta l), \end{cases}$$

где J_0 — момент инерции виброактивного тела относительно ЦМ; b_0 и c_0 — коэффициенты демпфирования и упругости; $\Delta l = l_1 - l_2$ (l_1, l_2 — расстояния от ЦМ виброактивного тела до датчиков силы; c_1 и b_1 — коэффициенты упругости и демпфирования АДГК; x_1 — амплитуда колебаний виброактивного тела; Δl_x — расстояние от ЦМ виброактивного тела до ЦМ АДГК; $F(t)$ — виброактивная сила; Bli — электродинамическая сила; Δl_F — расстояние от ЦМ виброактивного тела до точки приложения виброактивной силы; m_1 — подвижная масса АДГК; L и R — индуктивность и сопротивление катушки; i — сила тока; B и l — магнитная индукция и длина провода катушки; u — напряжение управления на обмотке катушки; K — коэффициент усиления регулятора; $R_{очн}$ — реакция основания.

При симметричном расположении опор, т. е. при $l_1 = l_2 = l$ расстояние $\Delta l = 0$.

Анализ дифференциальных уравнений выполнен численным методом с помощью программы MATLAB/Simulink. Для модельного примера использованы следующие параметры: $m_0 = 100$ кг; $2c_0 = 7,8 \cdot 10^4$ Н/м; $2b_0 = 1000$ Н·с/м; $m_1 = 20$ кг; $c_1 = 200$ Н/м; $b_1 = 20$ Н/м; $J_0 = 200$ кг·м²; $l = 1$ м; $\Delta l = 0,1$ м; $\Delta l_F = -0,2$ м; $\Delta l_x = 0,2$ м; $L = 0,005$ Гн; $R = 10$ Ом; $Bli = 10$ Тл·м.

Схема модели в среде Simulink приведена на рис. 3.

Коэффициент виброизоляции $K_n(f) = \frac{|R_{очн}|}{|F_{вн}|}$ практически не зависит от параметров $\Delta l_F, \Delta l_x$ и Δl . Зависимости коэффициента виброизоляции K_n от частоты колебаний f при коэффициенте усиления регулятора $K = 0, 50$ и 100 показаны на рис. 4.

Значения амплитуды угловых колебаний при коэффициенте усиления регулятора $K = 0$ и 100 для некоторых значений параметров $\Delta l, \Delta l_F$ и Δl_x , вычисленных в программе Matlab/Simulink, приведены в таблице.

Из таблицы следует, что если расположение АДГК такое, что линии действия виброактивных и компенсирующих сил проходят через

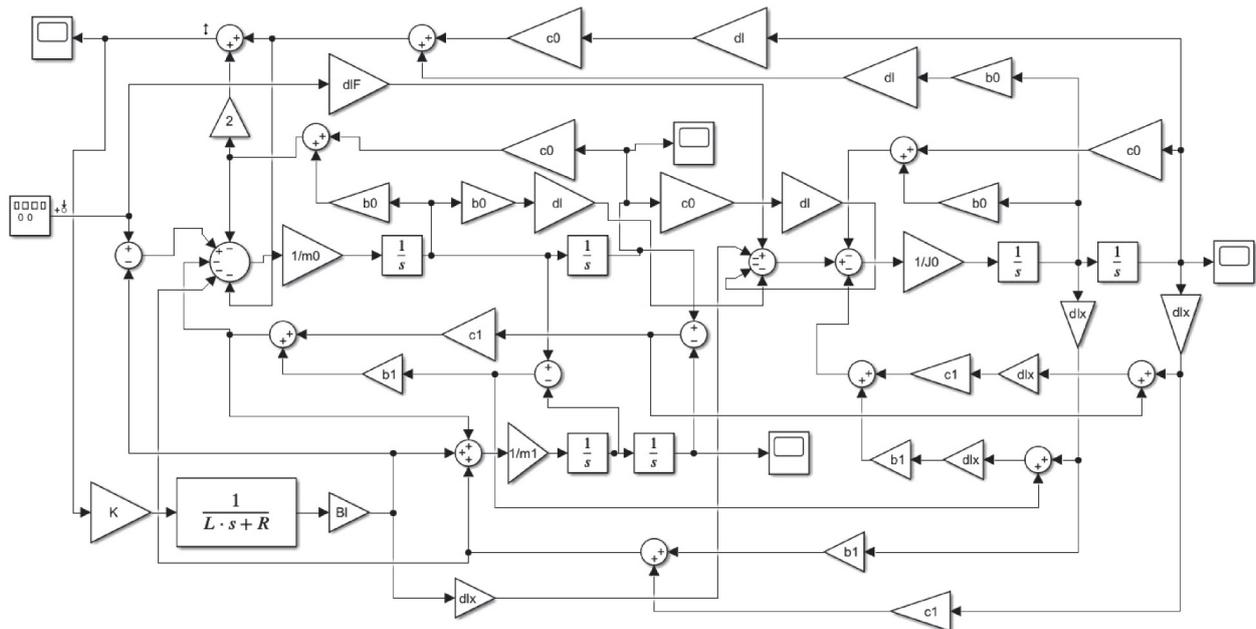


Рис. 3. Схема модели в среде Simulink

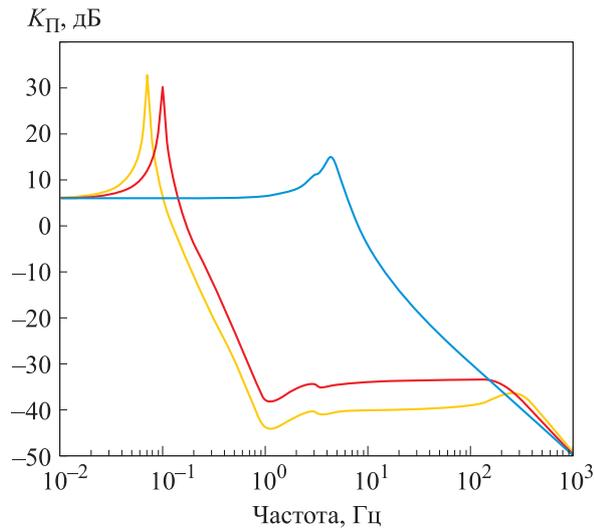


Рис. 4. Зависимости коэффициента виброизоляции K_p от частоты колебаний f для коэффициента усиления регулятора $K = 0$ (—), 50 (—) и 100 (—)

Значения амплитуды угловых колебаний при различном расположении АДГК относительно ЦМ виброактивного тела

Δl , м	Δl_x , м	Δl_f , м	Амплитуда угловых колебаний, рад	
			$K = 0$	$K = 100$
0,1	0	0	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$0,5 \cdot 10^{-7}$
0,1	0,2	0	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$
0	0,2	0	$1,4 \cdot 10^{-7}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$
0	0,2	-0,2	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$2,7 \cdot 10^{-5}$
0,1	0,2	-0,2	$2,5 \cdot 10^{-5}$	$2,7 \cdot 10^{-5}$

центр тяжести, то включение АДГК с коэффициентом усиления регулятора $K = 100$ приводит к уменьшению амплитуды угловых колебаний. В остальных случаях включение АДГК либо ухудшает состояние виброактивного тела по угловым колебаниям, либо не изменяет его по сравнению с состоянием при выключенном АДГК. Исследование показало, что и для других соотношений Δl , Δl_f и Δl_x эта тенденция сохраняется.

Выводы

1. Анализ результатов исследования плоской задачи в системе виброизоляции с одним АДГК показал, что применение АДГК обеспечивает высокую эффективность (40 дБ) в области низких частот (0,5...20 Гц), но приводит к увеличению амплитуды угловых колебаний. В связи с этим целесообразность использования одного АДГК при плоской задаче вызывает сомнения.

2. Применение одного АДГК при плоской задаче является возможным при расположении АДГК как можно ближе к ЦМ виброактивного тела, что не всегда выполнимо по конструктивным соображениям.

3. Одним из возможных путей решения плоской задачи виброзащиты и виброизоляции агрегатов является использование двух АДГК, устанавливаемых над каждой опорой, что требует дополнительного исследования.

Литература

- [1] Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. *Курс теоретической механики*. Санкт-Петербург, Лань, 2023. 732 с.
- [2] Челомей В.Н., Фролов К.В., ред. *Вибрации в технике*. Т. 6. *Защита от вибрации и ударов*. Москва, Машиностроение, 1981. 456 с.
- [3] Петров А.А. Устойчивость одномассовой системы активной виброизоляции с обратной связью по силовому воздействию. *Доклады XXVII сессии РАО*, 2014, с. 1033–1043.
- [4] Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. *Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем*. Новосибирск, Наука, 2011. 384 с.
- [5] Рыбак Л.А., Синев А.В., Пашков А.И. *Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах*. Москва, Янус-К, 1997. 160 с.
- [6] Шеленок Е.А. Моделирование комбинированной системы адаптивного гашения вынужденных колебаний. *Информатика и системы управления*, 2014, № 3, с. 47–55.
- [7] Трибельский И.А., Шалай В.В., Зубарев А.В. и др. *Расчетно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций*. Омск, ОмГТУ, 2011. 238 с.
- [8] Кирюхин А.В., Тихонов В.А., Чистяков А.Г. и др. Активная виброзащита — назначение, принципы, состояние. 1. Назначение и принципы разработки. *Проблемы машиностроения и автоматизации*, 2011, № 2, с. 108–111.

- [9] Бурьян Ю.А., Шалай В.В., Зубарев А.Н. и др. Динамическая компенсация виброактивных сил в колебательной системе. *Мехатроника, автоматизация, управление*, 2017, № 3, с. 192–195, doi: <https://doi.org/10.17587/mau.18.192-195>
- [10] Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. *Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем*. Новосибирск, Наука, 2011. 384 с.
- [11] Зубков А.И. Аппроксимация характеристики пневматического упругого элемента резинокордными оболочками. В: *Расчет, конструирование, изготовление и эксплуатация*. Москва, ЦНИИТЭнефтехим, 1977, с. 47–49.
- [12] Бурьян Ю.А., Ситников Д.В., Бурьян А.А. Система виброизоляции с активным динамическим гасителем колебаний при полигармоническим воздействием виброактивных сил. *Защита от повышенного шума и вибрации. Сб. тр. конф. IX Всерос. науч.-практ. конф.* Санкт-Петербург, Институт акустических конструкций, 2023, с. 17–26.
- [13] Бурьян Ю.А., Шалай В.В., Ситников Д.В. и др. Переходные процессы в активной системе виброизоляции с инерционным компенсатором виброактивных сил. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 8, с. 23–31, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2023-8-23-31>
- [14] Матвеев В.П., ред. *Методы прикладной вязкоупругости*. Екатеринбург, ИМСС УрО РАН, 2003. 412 с.
- [15] Абдишукурова Г.М., Аблокулов Ш.З. К вопросу о колебаниях упругозакрепленного корпуса при несовпадении его центра тяжести с центром упругости. *Молодой ученый*, 2019, № 36, с. 5–10.

References

- [1] Butenin N.V., Lunts Ya.L., Merkin D.R. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Course of theoretical mechanics]. Sankt-Petersburg, Lan Publ., 2023. 732 p. (In Russ.).
- [2] Chelomey V.N., Frolov K.V., ed. *Vibratsii v tekhnike*. T. 6. *Zashchita ot vibratsii i udarov* [Vibrations in engineering. Vol. 6. Vibration and shock protection]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 456 p. (In Russ.).
- [3] Petrov A.A. Stability of single-mass active vibration isolation system with force feedback. *Doklady XXVII sessii RAO*, 2014, pp. 1033–1043. (In Russ.).
- [4] Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. *Mekhatronnye podkhody v dinamike mekhanicheskikh kolebatelnykh system* [Mechatrical approaches in dynamics of mechanical oscillation systems]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2011. 384 p. (In Russ.).
- [5] Rybak L.A., Sinev A.V., Pashkov A.I. *Sintez aktivnykh sistem vibroizolyatsii na kosmicheskikh obektakh* [Synthesis of active vibration isolation systems on space objects]. Moscow, Yanus-K Publ., 1997. 160 p. (In Russ.).
- [6] Shelenok E.A. Modeling of combined system of adaptive suppression of forced oscillations. *Informatika i sistemy upravleniya* [Information Science and Control Systems], 2014, no. 3, pp. 47–55.
- [7] Tribelskiy I.A., Shalay V.V., Zubarev A.V. et al. *Raschetno-eksperimentalnye metody proektirovaniya slozhnykh rezinokordnykh konstruksiy* [Calculation and experimental methods of designing complex rubber-cord structures]. Omsk, OmGTU Publ., 2011. 238 p. (In Russ.).
- [8] Kiryukhin A.V., Tikhonov V.A., Chistyakov A.G. et al. Active vibration protection — purpose, principles, condition. 1. Purpose and design principles. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2011, no. 2, pp. 108–111. (In Russ.).
- [9] Buryan Yu.A., Shalay V.V., Zubarev A.N. et al. Dynamic compensation for the vibro-active forces in the vibrating systems. *Mekhanotronika, avtomatizatsiya, upravlenie*, 2017, no. 3, pp. 192–195, doi: <https://doi.org/10.17587/mau.18.192-195> (in Russ.).
- [10] Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. *Mekhatronnye podkhody v dinamike mekhanicheskikh kolebatelnykh system* [Mechatrical approaches in dynamics of mechanical oscillation systems]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2011. 384 p. (In Russ.).
- [11] Zubkov A.I. *Approksimatsiya kharakteristiki pnevmaticheskogo uprugogo elementa rezinokordnymi obolochkami* [Approximation of the characteristic of pneumatic elastic element by rubber-cord shells]. V: *Raschet, konstruirovaniye, izgotovleniye i ekspluatatsiya* [In: Calculation, design, manufacture and operation]. Moscow, TsNIITЭneftekhim Publ., 1977, pp. 47–49. (In Russ.).

- [12] Buryan Yu.A., Sitnikov D.V., Buryan A.A. [Vibration isolation system with active dynamic vibration damper for polyharmonic vibration forces]. *Zashchita ot povyshennogo shuma i vibratsii. Sb. tr. konf. IX Vseros. nauch.-prakt. konf.* [Protection against Excessive Noise and Vibration. Proc. IX Russ. Sci.-Pract. Conf.]. Sankt-Petersburg, Institut akusticheskikh konstruksiy Publ., 2023, pp. 17–26. (In Russ.).
- [13] Buryan Yu.A., Shalay V.V., Sitnikov D.V. et al. Transient processes in an active vibration isolation system with the vibroactive forces inertial compensator. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 8, pp. 23–31, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2023-8-23-31> (in Russ.).
- [14] Matveenko V.P., ed. *Metody prikladnoy vyazkouprugosti* [Methods of applied viscoelasticity]. Ekaterinburg, IMSS UrO RAN Publ., 2003. 412 p. (In Russ.).
- [15] Abdishukurova G.M., Ablokulov Sh.Z. On vibrations of an elastically supported body when its gravity centre does not coincide with elasticity centre. *Molodoy uchenyy* [Young Scientist], 2019, no. 36, pp. 5–10. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 22.01.2024

Информация об авторах

БУРЬЯН Юрий Андреевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления». ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: burian7@mail.ru).

ШАЛАЙ Виктор Владимирович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология». ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: shalay@omgtu.ru).

СИТНИКОВ Дмитрий Владимирович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления». ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: d.sitnikov@list.ru).

БУРЬЯН Андрей Анатольевич — аспирант кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология». ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: gearlord@mail.ru).

Information about the authors

BURYAN Yuriy Andreevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Basics of Mechanics Theory and Automatic Control. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: burian7@mail.ru).

SHALAY Viktor Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: shalay@omgtu.ru).

SITNIKOV Dmitry Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Basics of Mechanics Theory and Automatic Control. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: d.sitnikov@list.ru).

BURYAN Andrey Anatolyevich — Postgraduate, Department of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: gearlord@mail.ru).

Просьба сослаться на эту статью следующим образом:

Бурьян Ю.А., Шалай В.В., Ситников Д.В., Бурьян А.А. Плоская задача в системе виброизоляции с активным динамическим гасителем колебаний. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 10, с. 3–8.

Please cite this article in English as:

Buryan Yu.A., Shalay V.V., Sitnikov D.V., Buryan A.A. Plane problem in a vibration isolation system with the active dynamic vibration damper. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 10, pp. 3–8.