

Механика

Научная статья

УДК 534.1

DOI: <https://doi.org/10.18721/JPM.19315>

НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТВЕРДОГО ТЕЛА, УСТАНОВЛЕННОГО НА ВЯЗКОУПРУГИХ КОЛЕБЛЮЩИХСЯ ОПОРАХ

Н. К. Эсанов 

Азиатский международный университет, г. Бухара, Республика Узбекистан

 esanovnuriddin06@gmail.com

Аннотация. В работе рассмотрены нелинейные колебания твердого тела, установленного на вязкоупругих колеблющихся опорах. Уравнения движения системы выражались через уравнения Лагранжа II рода для системы с упругими опорами путем замены жесткостей опор интегральными операторами Больцмана – Вольтерра; это позволило получить интегро-дифференциальные обыкновенные нелинейные дифференциальные уравнения. Периодическое решение уравнения системы интегро-дифференциальных уравнений искалось в виде бесконечных рядов. Численные результаты получены для ядра релаксации Ржаницына – Колтунова. Построены амплитудно-частотные характеристики центра масс твердого тела с двумя степенями свободы.

Ключевые слова: периодическое решение, уравнения Лагранжа II рода, нелинейные дифференциальные уравнения, бесконечные ряды

Для цитирования: Эсанов Н. К. Нелинейные колебания твердого тела, установленного на вязкоупругих колеблющихся опорах // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Физико-математические науки. 2026. Т. 19. № 3. С. 183–191. DOI: <https://doi.org/10.18721/JPM.19315>

Статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Original article

DOI: <https://doi.org/10.18721/JPM.19315>

NONLINEAR VIBRATIONS OF A SOLID BODY INSTALLED ON VISCOUS-ELASTIC VIBRATING SUPPORTS

N. K. Esanov 

Asia International University, Bukhara, Republic of Uzbekistan

 esanovnuriddin06@gmail.com

Abstract. In this paper, the nonlinear vibrations of a rigid body mounted on viscoelastic vibrating supports have been studied. The equations of motion of the system were expressed through the Lagrange equations of the second kind for a system with elastic supports by replacing the support stiffnesses with Boltzmann – Volterra integral operators; this way made it possible to obtain a system of nonlinear integro-differential ordinary differential equations. A periodic solution of the resulting system of integro-differential equations was sought in the form of infinite series. Numerical results for the Rzhanytsyn – Koltunov relaxation kernel were obtained. The amplitude-frequency characteristics of the center of mass of the rigid body with two degrees of freedom were constructed.

Keywords: periodic solution, Lagrange equations of the second kind, nonlinear differential equations, infinite series

For citation: Esanov N. K., Nonlinear vibrations of a solid body installed on viscous-elastic vibrating supports, St. Petersburg State Polytechnical University Journal. Physics and Mathematics. 19 (3) (2026) 183–191. DOI: <https://doi.org/10.18721/JPM.19315>

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Введение

В современных условиях существенно возрастают требования к виброустойчивости бортовых радиоэлектронных устройств (РЭУ), что связано с усилением внешних механических воздействий в процессе их эксплуатации [1, 2]. Для снижения влияния вибрационных нагрузок применяются различные средства виброзащиты: демпфирующие вставки, упругие элементы, прокладки и амортизаторы. Наиболее эффективными считаются активные амортизаторы, конструкция которых включает не только пассивные демпфирующие компоненты, но и элементы с собственным источником питания. Наличие таких элементов позволяет изменять жесткость подвески и тем самым регулировать уровень вибрационных воздействий на РЭУ в широком диапазоне рабочих частот [3, 4]. Применение подобных систем виброзащиты обеспечивает снижение амплитуд колебаний не только в области резонансных частот, но и по всему рабочему частотному диапазону.

Однако расширение функциональных возможностей приводит к усложнению конструкции из-за необходимости применения дополнительных датчиков и средств контроля вибраций. В связи с этим использование активных амортизаторов целесообразно лишь для особо ответственных радиоэлектронных систем. Кроме того, каждый амортизатор требует предварительной настройки на определенную рабочую частоту, чаще всего соответствующую первой собственной частоте защищаемого устройства. Поскольку это значение может варьироваться от изделия к изделию, возникает необходимость применения адаптивных виброзащитных механизмов, способных подстраиваться под реальные динамические свойства объекта [5, 6].

Наибольшее негативное действие вибраций, как известно, приходится на печатные платы и функциональные модули РЭУ. В расчетных схемах они, как правило, моделируются в виде конструкций с двумя плоскостями симметрии, опирающихся на фиксированные точки крепления [7, 8]. На практике применение виброзащиты становится особенно важным в области резонансных частот, поскольку воздействия вне резонансной зоны, как показывают исследования, обычно не оказывают существенного влияния на надежность и работоспособность радиоэлектронной аппаратуры [9, 10].

При проектировании систем защиты радиоэлектронных устройств от внешних вибраций, в резонансных режимах используются положения механики и методы математического моделирования, что позволяет корректно описывать динамическое поведение блоков и оценивать эффективность применяемых защитных элементов.

Постановка задачи

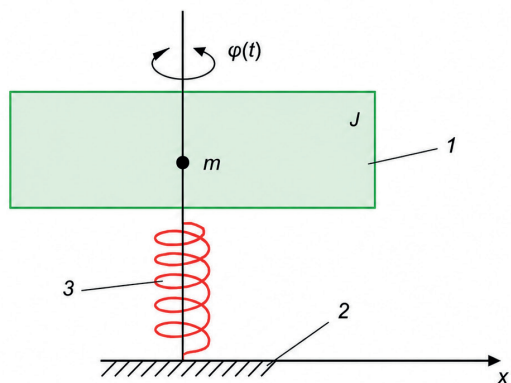


Рис. 1. Схема к постановке задачи: твердое тело 1 массой m и моментом инерции J опирается на неподвижную основу 2 через вязкоупругие безмассовые элементы 3; φ — мгновенный угол поворота

Рассмотрим динамическое поведение механической системы, схема которой представлена на рис. 1. Жесткое тело 1 опирается на неподвижную плиту 2 через вязкоупругие элементы 3. Требуется определить амплитудно-частотные характеристики точек жесткого тела при гармоническом воздействии, задаваемом движением опорной плиты.

Для вывода уравнений движения используем формализм Лагранжа II рода. При этом влияние упругих опор учитывается путем замены их жесткостей соответствующими интегральными операторами, описывающими наследственные свойства вязкоупругой среды [11]:



$$\begin{aligned}
 m\ddot{x}_c + c_x x_c - cl\dot{\varphi} - \varepsilon_1 \left[c_x \int_{-\infty}^t R_x(t-\tau) x_c(\tau) d\tau + c_x l \int_{-\infty}^t R_x(t-\tau) \dot{\varphi}(\tau) d\tau \right] = \\
 = A \sin \nu t + \varepsilon \frac{c_x l}{6} \left[\dot{\varphi}^3 - \int_{-\infty}^t R_x(t-\tau) \dot{\varphi}^3(\tau) d\tau \right], \\
 I\ddot{\varphi} - c_x l x_c - (c_\varphi + c_x l^2) \dot{\varphi} + \\
 + \varepsilon_1 \left\{ c_x l \int_{-\infty}^t R_x(t-\tau) x_c(\tau) d\tau - \int_{-\infty}^t [c_\varphi R_\varphi(t-\tau) + c_x l^2 R_\varphi(t-\tau)] \dot{\varphi}(\tau) d\tau \right\} = \\
 = \varepsilon \left\{ -\frac{c_x l}{2} \left[\dot{\varphi}^2 x_c - \int_{-\infty}^t R_x(t-\tau) \dot{\varphi}^2(\tau) x_c(\tau) d\tau \right] + \right. \\
 \left. + \frac{8}{6} \left[\dot{\varphi}^3 - \int_{-\infty}^t R_x(t-\tau) \dot{\varphi}^3(\tau) d\tau \right] \right\},
 \end{aligned} \tag{1}$$

где m – масса тела; c_x, c_φ – жесткости опор в направлении двух обобщенных координат; I – момент инерции; R_x, R_φ – ядра релаксации по направлениям x и φ (φ – мгновенный угол поворота тела); x_c – перемещение центра масс тела; ε – малый параметр нелинейности; ν – частота вынужденных колебаний; l – расстояние от центра масс до точки опоры; τ – переменная интегрирования; t – время.

Порождающая система (1) при $\varepsilon = 0$ выражается характеристическими уравнениями колебаний следующего вида:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{c_x l^2 + c_\varphi}{I} + \frac{c_x}{m} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_x l^2 + c_\varphi}{I} + \frac{c_x}{m} \right)^2 - \frac{c_x c_\varphi}{mI}}, \tag{2}$$

где $\omega_{1,2}$ – собственные угловые частоты колебаний системы.

Метод решения поставленной задачи

Проведем для уравнений движения (1) переход к нормальным колебаниям, представив решение вложением по нормальным формам f_1 и f_2 :

$$x = a_{11} f_1 + a_{12} f_2, \quad \varphi = a_{21} f_1 + a_{22} f_2. \tag{3}$$

Удовлетворим уравнения колебаний (2) при $\varepsilon = \varepsilon_1 = 0$ функциями

$$\begin{aligned}
 x = a_{11} \sin(\omega_1 t + \alpha_1), \quad x = a_{21} \sin(\omega_2 t + \alpha_2), \\
 \varphi = a_{21} \sin(\omega_1 t + \alpha_1), \quad \varphi = a_{22} \sin(\omega_2 t + \alpha_2)
 \end{aligned} \tag{4}$$

где $a_{11}, a_{12}, a_{21}, a_{22}$ – искомые амплитудные коэффициенты; α_1, α_2 – начальные фазовые углы, определяемые начальными условиями.

Подставив функции (4) в уравнения (1), получим вспомогательные соотношения вида

$$\left. \begin{aligned}
 -ma_{11}\omega_1^2 + c_x la_{11} - c_x la_{21} &= 0, \\
 -Ia_{21}\omega_1^2 - c_x la_{11} + (c_x l^2 + c_\varphi) a_{21} &= 0, \\
 -ma_{12}\omega_2^2 + c_x la_{12} - c_x la_{22} &= 0, \\
 -Ia_{22}\omega_2^2 - c_x la_{12} + (c_x l^2 + c_\varphi) a_{22} &= 0
 \end{aligned} \right\}, \tag{5}$$

позволяющие определить амплитуды $a_{11}, a_{12}, a_{21}, a_{22}$ следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} a_{21} &= \frac{m\omega_1^2 + c_x x_c + c_x l}{c_x l^2 + c_x l + c_\phi - I\omega_1^2}, \\ a_{22} &= -\frac{m\omega_2^2 + c_x l - c_x l}{c_x l^2 - c_x + c_\phi - I\omega_2^2}, \\ a_{11} &= a_{12} = 1. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Таким образом, система (1) с учетом решения (3) и соотношений (5) приобретает вид

$$\ddot{f}_1 + \Omega_2 \left[f_1 - \int_{-\infty}^t R_1(t-\tau) f_1(\tau) d\tau \right] = P \sin vt + F_1(f_1, f_2), \quad (7)$$

$$\ddot{f}_2 + \Omega^2 \left[f_2 - \int_{-\infty}^t R_2(t-\tau) f_2(\tau) d\tau \right] = F_2(f_1, f_2). \quad (8)$$

Периодические решения (7) и (8), в соответствии с данным работ [12, 13], выразим следующим образом:

$$f_1 = f_{1,0} + \sum_{n=1}^{\infty} [f_{1,n} - f_{1,n(n-1)}], \quad (9)$$

$$f_2 = f_{2,0} + \sum_{n=1}^{\infty} [f_{2,n} - f_{2,n(n-1)}]. \quad (10)$$

Подставив решения (9) и (10) в уравнения (7) и (8) соответственно, получим систему уравнений [14]:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{f}_{1,n} + \Omega^2 \left[f_{1,n} - \int_{-\infty}^t R_1(t-\tau) f_{1,n}(\tau) d\tau \right] &= D \sin vt + F_1(f_{1,(n-1)}, f_{2,(n-1)}), \\ \ddot{f}_{2,n} + \Omega^2 \left[f_{2,n} - \int_{-\infty}^t R_2(t-\tau) f_{2,n}(\tau) d\tau \right] &= F_2(f_{1,(n-1)}, f_{2,(n-1)}) \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

где D – амплитуда вынуждающей силы.

Пусть функции $F_1(f_1, f_2)$ и $F_2(f_1, f_2)$ представимы в виде равномерно сходящихся рядов Фурье

$$\left. \begin{aligned} F_1(f_1, f_2) &= \sum_{k_1=0}^{\infty} \psi_{k_1} \sin(\mu_{k_1} t + \nu_{k_1}), \\ F_2(f_1, f_2) &= \sum_{k_2=0}^{\infty} \psi_{k_2} \sin(\mu_{k_2} t + \nu_{k_2}) \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

где ψ_k – коэффициенты (амплитуды) рядов Фурье; μ_k – круговая частота k -й гармоники; ν_k – начальная фаза (фазовый сдвиг) k -й гармоники; k – номер гармоники.

Решение уравнений (9) и (10) при условиях $F_1(f_1, f_2) = F_2(f_1, f_2) = 0$ будет иметь вид

$$\left. \begin{aligned} f_1(t) &= \sum_{k_1=0}^{\infty} c_{k_1} \sin(\mu_{k_1} t + \beta_{k_1}), \\ f_2(t) &= \sum_{k_2=0}^{\infty} c_{k_2} \sin(\mu_{k_2} t + \beta_{k_2}) \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

где

$$\left. \begin{aligned} c_{k_1} &= \frac{F_{k_1}}{\left\{ \Omega^4 R_{sk} + \left[\Omega^2 (1 - R'_{ck}) - \mu_k^2 \right]^2 \right\}^{1/2}}, \\ c_{k_2} &= \frac{F_{k_2}}{\left\{ \Omega^4 R_{sk} + \left[\Omega^2 (1 - R'_{ck}) - \mu_k^2 \right]^2 \right\}^{1/2}}, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$R'_{sk} = \int_0^\infty R(\tau) \sin \mu_k \tau d\tau; \quad R'_{ck} = \int_0^\infty R(\tau) \cos \mu_k \tau d\tau; \quad (15)$$

при этом R'_{sk} и R'_{ck} определяются выражениями (15), а константы β_k удовлетворяют уравнению

$$\operatorname{tg}(\gamma_k - \beta_k) = \frac{\Omega^2 R_k}{\Omega^2 (1 - R_{ck}) - \mu_k^2}. \quad (16)$$

Ряд (12) сходится абсолютно и равномерно при условии $0 < R_c < 1$. Функция (14) не содержит произвольных постоянных и описывает установившиеся вынужденные колебания системы под действием периодического возмущения вида (13).

Перейдем теперь к анализу нелинейных интегро-дифференциальных уравнений (11):

$$\begin{aligned} \ddot{f}_{1n} + \Omega_1^2 \left[f_{1n} - \int_{-\infty}^t R_1(t-\tau) f_{1n}(\tau) d\tau \right] &= D_1 \sin vt + \mu F_{1n}(f_1, f_2), \\ \ddot{f}_{2n} + \Omega_2^2 \left[f_{2n} - \int_{-\infty}^t R_2(t-\tau) f_{2n}(\tau) d\tau \right] &= D_2 \sin vt + \mu F_{2n}(f_1, f_2). \end{aligned} \quad (17)$$

где f_{1n}, f_{2n} – искомые функции; Ω – известная константа; $F_{1n}(f_1, f_2), F_{2n}(f_1, f_2)$ – известные функции; μ – безразмерный положительный параметр.

Предполагаем, что ядро R удовлетворяет условию

$$0 < \int_0^{+\infty} R(\tau) d\tau < 1, \quad (18)$$

а функции $F_{1n}(f_1, f_2), F_{2n}(f_1, f_2)$ представимы бесконечным рядом.

Периодическое решение уравнения (17) будем искать в виде бесконечных рядов:

$$\begin{aligned} f_{1n}(t) &= f_{10}(t) + \sum_{k=0}^{\infty} [f_{1k}(t) - f_{1(k-1)}(t)], \\ f_{2n}(t) &= f_{20}(t) + \sum_{k=0}^{\infty} [f_{2k}(t) - f_{2(k-1)}(t)], \end{aligned} \quad (19)$$

при этом каждое слагаемое данного ряда соответствует частному решению соответствующих линейных уравнений:

$$\begin{aligned}
 \ddot{f}_{10} + \Omega^2 \left[f_{1,0} - \int_{-\infty}^t R_1(t-\tau) f_{10}(\tau) d\tau \right] &= D_1 \sin vt, \\
 \ddot{f}_{20} + \Omega^2 \left[f_{2,0} - \int_{-\infty}^t R_2(t-\tau) f_{20}(\tau) d\tau \right] &= D_2 \sin vt, \\
 &\dots\dots\dots \\
 \ddot{f}_{1k} + \Omega^2 \left[f_{1,k} - \int_{-\infty}^t R_{1k}(t-\tau) f_{1k}(\tau) d\tau \right] &= D_1 \sin vt + \mu F_{1k}(f_{1(k-1)}, f_{2(k-1)}, t), \\
 \ddot{f}_{2k} + \Omega^2 \left[f_{2,k} - \int_{-\infty}^t R_{2k}(t-\tau) f_{2k}(\tau) d\tau \right] &= D_2 \sin vt + \mu F_{2k}(f_{1(k-1)}, f_{2(k-1)}, t).
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Таким образом, линейные уравнения (17) представляют собой результат применения метода последовательных приближений к исходной нелинейной модели [15]. Поскольку правые части уравнений (17) являются периодическими во времени функциями, решение системы целесообразно искать в виде (19). Для этого правые части выражений (17) раскладываются в ряды Фурье. После соответствующих преобразований уравнение (20) можно привести к следующей системе последовательных соотношений:

$$\begin{aligned}
 \ddot{f}_1 - \ddot{f}_{01} + \Omega^2 \left[f_1 - f_{01} - \int_{-\infty}^t R(t-\tau)(f_1 - f_{01}) d\tau \right] &= \mu F(f_{01}, f_{02}, t), \\
 &\dots\dots\dots \\
 \ddot{f}_k - \ddot{f}_{k-1} + \Omega^2 \left[f_k - f_{k-1} - \int_{-\infty}^t R(t-\tau)(f_k - f_{k-1}) d\tau \right] &= \mu F(f_{1,k-1}, f_{2,k-1}, t).
 \end{aligned}
 \tag{21}$$

Численные результаты и их обсуждение

Оценки периодических решений уравнений (20) приведены в работе [16]. При решении конкретных задач были приняты следующие механические безразмерные характеристики тела: $m = 1$; $l = 0,5$; $I = 0,1$; указанные параметры рассматриваются как нормированные величины, полученные делением соответствующих размерных характеристик на их характерные значения. Ядро релаксации принято в виде

$$R(t-s) = \frac{A e^{-\beta(t-s)}}{(t-s)^{1-\alpha}}.$$

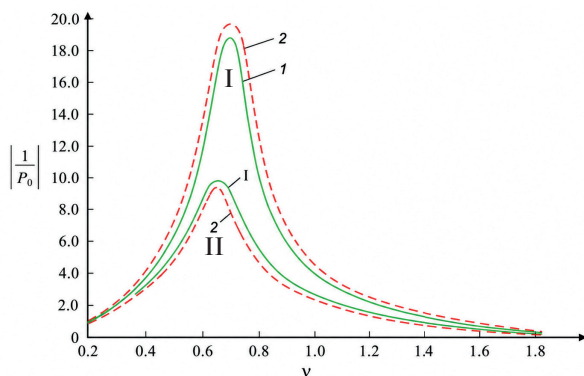


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики центра масс твердого тела с двумя степенями свободы при малом (семейство кривых I) и большом (II) значениях вязкости, а также для линейной (1) и нелинейной (2) задач. Здесь $|1/P_0|$ – безразмерная обратная величина установившейся амплитуды колебаний P_0

Рассмотрены два варианта параметров ядра с разными значениями параметра A :

- 1) $\alpha = 0,1$, $A = 0,078$, $\beta = 0,05$;
- 2) $\alpha = 0,1$, $A = 0,048$, $\beta = 0,05$.

Результаты, найденные при малом и большом значениях вязкости, качественно совпадают и различаются лишь существенно большим значением амплитуды для малой вязкости. Поэтому анализ полученных решений представлен ниже лишь для большой вязкости.

На рис. 2 показаны результаты расчетов для линейных (1) и нелинейных (2) задач. Согласно численным результатам, значение амплитуды для нелинейной задачи оказалось на (3 – 4) % выше, чем для линейной.



Полученные результаты свидетельствуют о том, что нелинейные эффекты вносят заметный (но сравнительно небольшой) вклад в амплитудно-частотные характеристики системы. Превышение амплитуды в нелинейном случае на (3 – 4) %, по сравнению с линейным, указывает на необходимость учета нелинейных членов при прецизионных расчетах виброзащитных систем, особенно в окрестности резонансных частот. При этом качественное совпадение результатов для различных уровней вязкости подтверждает устойчивость предложенного метода решения.

Следует отметить, что существенно большие значения амплитуд при малой вязкости объясняются ослаблением диссипативных свойств материала опор, что снижает эффективность гашения колебаний. Данный факт согласуется с известными результатами теории вязкоупругости [3, 16] и указывает на практическую важность подбора материалов опор с оптимальными диссипативными характеристиками. Учет вязких свойств материала позволяет снизить амплитуды колебаний вплоть до 15%, что подтверждает целесообразность применения вязкоупругих элементов в конструкциях виброзащиты радиоэлектронных устройств.

Заключение

В настоящей работе исследованы нелинейные колебания твердого тела, установленного на вязкоупругих колеблющихся опорах. Разработана методика решения задачи и алгоритм для пассивной пространственной диссипативной механической системы с конечным числом степеней свободы. На основе формализма Лагранжа II рода, с заменой жесткостей опор интегральными операторами Больцмана – Вольтерра, получены общие уравнения движения виброизолируемых диссипативных механических систем в форме интегро-дифференциальных уравнений.

Предложена общая методика решения нелинейных уравнений, основанная на методе последовательных приближений, с представлением периодических решений в виде бесконечных рядов. Численные результаты, полученные для ядра релаксации Ржаницына – Колтунова, показали, что значение амплитуды для нелинейной задачи превышает амплитуду для линейной на (3 – 4)%, а учет вязких свойств материала опор позволяет снизить амплитуды колебаний до 15%.

Анализ полученных численных результатов подтвердил эффективность подбора жесткостных характеристик деформируемых элементов для обеспечения виброзащиты.

Дальнейшие исследования могут быть направлены на расширение и усовершенствование модели путем учета большего числа степеней свободы, применения других ядер релаксации, а также на экспериментальную верификацию полученных теоретических результатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вибрации в технике: Справочник: в 6 тт. Т. 6. Защита от вибраций и ударов. Под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.
2. Токарев М. Ф., Талицкий Е. Н., Фролов В. А. Механические воздействия и защита радиоэлектронной аппаратуры. Под ред. В. А. Фролова. М.: Радио и связь, 1984. 224 с.
3. Нашиф А., Джоунс Д., Хендерсон Дж. Демпфирование колебаний. Пер. с англ. М.: Мир, 1988. 448 с.
4. Mirsaidov M. M., Safarov I. I., Teshaeв M. Kh. Oscillations of multilayer viscoelastic composite toroidal pipes // Journal of the Serbian Society for Computational Mechanics. 2019. Vol. 13. No. 2. Pp. 105–116.
5. Глудкин О. П. Методы и устройства испытания РЭС и ЭВС. М.: Высшая школа, 2001. 335 с.
6. Глудкин О. П., Енгальчев А. Н., Коробов А. И., Трегубов Ю. В. Испытания радиоэлектронной, электронно-вычислительной аппаратуры и испытательное оборудование. М.: Радио и связь, 2002. 272 с.
7. Лысенко А. В., Граб И. Д., Горячев Н. В., Кемалов Б. К., Юрков Н. К. Краткий обзор методов имитационного моделирования // Современные информационные технологии. 2011. № 14. С. 171–176.

8. Федоров В., Сергеев Н., Кондрашин А. Контроль и испытания в проектировании и производстве радиоэлектронных средств. М.: Техносфера, 2005. 504 с.
9. Sahu S. K., Datta P. K. Dynamic stability of laminated composite curved panels with cutouts // Journal of Engineering Mechanics. 2003. Vol. 129. No. 11. Pp. 1245–1253.
10. Каленкович Н. И., Боровиков С. М., Ткачук А. М., Образцов Н. С. Радиоэлектронная аппаратура и основы ее конструкторского проектирования. Минск: БГУИР (Белорусский гос. ун-т информатики и радиоэлектроники), 2009. 187 с.
11. Юрков Н. К. Технология радиоэлектронных средств. Пенза: Изд-во ПензГУ, 2012. 640 с.
12. Кофанов Ю. Н., Шалумов А. С., Гольдин В. В., Журавский В. Г. Математическое моделирование радиоэлектронных средств при механических воздействиях. М.: Радио и связь, 2000. 226 с.
13. Capatti M. C., Carbonari S., Gara F., Roia D., Dezi F. Experimental study on instrumented micropiles // 2016 IEEE Workshop on Environmental, Energy, and Structural Monitoring Systems (EESMS). Bari, Italy (Proceedings of the Conference), 2016. Report 7504831. Pp. 1–6.
14. Adamo F., Attivissimo F., Lanzolla A. M. L. Assessment of the uncertainty in human exposure to vibration: an experimental study // IEEE Sensors Journal. 2014. Vol. 14. No. 2. Pp. 474–481.
15. Palacios-Quiconero F., Karimi H. R., Rubiy-Massegú J., Rossell-Garriga J. M. Passive-damping design for vibration control of large structures // Proceedings of the 2013 10th IEEE International Conference on Control and Automation (ICCA). Hangzhou, China, 2013. Pp. 33–38.
16. Zhang X., Sun D., Song Y., Yan B. Dynamics characteristic study of the visco-elastic suspension system of construction vehicles // Proceedings of International Conference “Technology and Innovation Conference 2009 (ITIC 2009)”; Beijing, China, October 12–14, 2009. IET Conference Publications, 2010. Pp. 1–4.

REFERENCES

1. Vibratsii v tekhnike: Spravochnik v 6 tt. T. 6. [Vibrations in technics. Reference book. Vols. 1–6., Vol. 6], Zashchita ot vibratsii i udarov [Protection from vibrations and shocks], K.V. Frolov (Ed.), Mashinostroenie, Moscow, 1981 (in Russian).
2. Tokarev M. F., Talitskiy E. N., Frolov V. A., Mekhanicheskie vozdviystviya i zashchita radioelektronnoy apparatury [Mechanical impacts and protection of radio electronic equipment], Radio i svyaz' [Radio & Communications Publishing], Moscow, 1984 (in Russian).
3. Nashif A. D., Jones D. I. G., Henderson J. P., Vibration damping, Wiley Interscience Journals, New York, 1985.
4. Mirsaidov M. M., Safarov I. I., Teshayev M. Kh., Oscillations of multilayer viscoelastic composite toroidal pipes, J. Serb. Soc. Comput. Mech. 13 (2) (2019) 105–116.
5. Gludkin O. P., Metody i ustroystva ispytaniya RES i EVS [Methods and devices for testing radio-electronic and computing systems], Vysshaya Shkola Publishing, Moscow, 2001 (in Russian).
6. Gludkin O. P., Engalichev A. N., Korobov A. I., Tregubov E. V., Ispytaniya radioelektronnoy, elektronno-vychislitel'noy apparatury i ispytatel'noye oborudovaniye [Testing of radio electronic, computing devices and testing equipment], Radio i svyaz' [Radio & Communications Publishing], Moscow, 2002.
7. Lysenko A. V., Grab I. D., Goryachev N. V., et al., Brief review of methods of simulation, Sovremennyye informatsionnyye tekhnologii [Modern Information Technologies]. (14) (2011) 171–176 (in Russian).
8. Fedorov V., Sergeev N., Kondrashin A., Kontrol' i ispytaniya v proektirovani i proizvodstve radioelektronnykh sredstv [Control and testing in design and production of electronic equipment], Tekhnosfera Publ., Moscow, 2005 (in Russian).
9. Sahu S. K., Datta P. K., Dynamic stability of laminated composite curved panels with cutouts, J. Eng. Mech. 129 (11) (2003) 1245–1253.
10. Kalenkovich N. I., Borovikov S., M., Tkachuk A. M., Obratsov N. S., Radioelektronnaya apparatura i osnovy eyo konstruktorskogo proektirovaniya [Radio-electronic equipment and the principles of its design], Belarussian State University of Informatics and Radioelectronics, Minsk, 2008 (in Russian).
11. Iurkov N. K., Tekhnologiya radioelektronnykh sredstv [Radio-electronic technology], Penza State University Publishing, Penza, 2012 (in Russian).



12. Kofanov Iu. N., Shalumov A. S., Gol'din V. V., Zhuravskiy V. G., Matematicheskoye modelirovaniye radioelektronnykh sredstv pri mekhanicheskikh vozdeystviyakh [Simulation of radio-electronic equipment subjected to mechanical stress], Radio i svyaz' [Radio & Communications Publishing], Moscow, 2000 (in Russian).
13. Capatti M. C., Carbonari S., Gara F., et al., Experimental study on instrumented micropiles, 2016 IEEE Workshop on Environmental, Energy, and Structural Monitoring Systems (EESMS). Bari, Italy (Proc. Conf.), Rep. 7504831 (2016) 1–6.
14. Adamo F., Attivissimo F., Lanzolla A. M. L., Assessment of the uncertainty in human exposure to vibration: an experimental study, IEEE Sens. J. 14 (2) (2014) 474–481.
15. Palacios-Quiconero F., Karimi H. R., Rubiy-Massegú J., Rossell-Garriga J. M., Passive-damping design for vibration control of large structures, Proc. 2013 10th IEEE Int. Conf. on Control and Automation (ICCA), Hangzhou, China (2013) 33–38.
16. Zhang X., Sun D., Song Y., Yan B., Dynamics characteristic study of the visco-elastic suspension system of construction vehicles, Proc. Int. Conf. “Technology and Innovation Conf. 2009 (ITIC 2009)”; Beijing, China, Oct. 12–14, 2009, Rep. 1508, IET Conf. Publications (2010) 1–4.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

ЭСАНОВ Нуриддин Курбанович — кандидат технических наук, доцент кафедры педагогики и психологии Азиатского международного университета, г. Бухара, Республика Узбекистан.
10000, Узбекистан, г. Бухара, ул. Гиждуван, 74
esanovnuriddin06@gmail.com
ORCID: 0009-0000-7443-6040

THE AUTHOR

ESANOV Nuriddin K.
Asia International University
74 Gijduvan St., Bukhara, 10000, Republic of Uzbekistan
esanovnuriddin06@gmail.com
ORCID: 0009-0000-7443-6040

*Статья поступила в редакцию 07.12.2025. Одобрена после рецензирования 17.05.2026.
Принята 17.05.2026.*

Received 07.12.2025. Approved after reviewing 17.05.2026. Accepted 17.05.2026.