

УДК 621.7-52

doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-23-31

# Переходные процессы в активной системе виброизоляции с инерционным компенсатором виброактивных сил

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

ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет»

## Transient processes in an active vibration isolation system with the vibroactive forces inertial compensator

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

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

Выполнен анализ переходных процессов в системе автоматического управления электродинамическим компенсатором виброактивных сил. Рассмотрена активная система виброизоляции, где в едином конструктиве объединены пневмопружина на базе резинокордной оболочки и электродинамический компенсатор виброактивных сил с гидравлическим инерционным преобразователем движения. Показано, что для обеспечения высокой эффективности виброизоляции коэффициент усиления в цепи управления электродинамическим компенсатором должен быть достаточно большим, но это приводит к увеличению времени переходного процесса и периода колебаний. Для уменьшения показателя колебательности в системе управления можно использовать пропорционально-интегральный регулятор. Однако в этом случае происходит смещение центра колебаний инерционной массы в электродинамическом компенсаторе, что может привести к потере его работоспособности. Предложен подход к решению этой проблемы с использованием механизма осреднения измеренного тока в катушке управления и вычитания его из текущего значения, что позволяет устранить смещение инерционной массы с сохранением малого времени переходного процесса при добавлении пропорционально-интегрального регулятора в цепь управления. Показано, что сокращение времени переходного процесса за счет включения в цепь управления пропорционально-интегрального регулятора существенно повышает эффективность виброизоляции при нестационарном режиме виброактивных сил, например, в режиме пуск-останов.

**Ключевые слова:** система управления, переходный процесс, электродинамический компенсатор, система виброизоляции, резинокордная пневмопружина, виброактивные силы

Transient processes were analyzed in the automatic control system of the vibroactive forces electrodynamic compensator. Active vibration isolation system was considered, where a pneumatic spring based on the rubber-cord shell and the vibroactive forces electrodynamic compensator with a hydraulic inertial motion transducer were combined in a single construct. The paper shows that to ensure high efficiency of the vibration isolation, the gain in the electrodynamic compensator control circuit should be sufficiently large, but this leads to an increase in the transient process and the oscillation period duration. The proportional-integral controller could be introduced to reduce the oscillation index in the control system. However, the inertial mass oscillation center is shifting in the electrodynamic compensator in this case, which could lead to losses in its performance. An approach to solving this prob-

lem is proposed using the mechanism of averaging the measured current in the control coil and subtracting it from the current value, which makes it possible to eliminate the inertial mass shift while maintaining the transient process short duration, when a proportional-integral controller is included in the control circuit. It is shown that reducing the transient process period due to inclusion of the proportional-integral controller in the control circuit significantly increases the vibration isolation efficiency in the vibroactive forces non-stationary mode, for example, in the start-stop mode.

**Keywords:** control system, transient process, electrodynamic compensator, vibration isolation system, rubber-cord pneumatic spring, vibroactive forces

Повышение эффективности виброизоляции объектов машино- и судостроения в области низких частот до сих пор остается нерешенной задачей.

Пассивные системы виброизоляции успешно решают задачи снижения вибрационной нагрузки на основание объекта при частоте колебаний  $f > 1,5f_0$ , где  $f_0$  — частота собственных колебаний пассивной системы. При частоте колебаний  $f \leq 1,5f_0$  перспективным для эффективной виброизоляции является использование активной системы.

Анализ результатов исследования, приведенных в работах [1–7], показал, что в активных системах виброизоляции, где силовой привод (актуатор), расположенный между виброактивной массой и основанием создает компенсирующее усилие «в распор», значительно снижает колебания защищаемой системы, но без ослабления передает усилие на основание.

Рассмотрим принципиально другой подход, позволяющий снизить вибрационное усилие на основание. Электродинамический привод обеспечивает прямолинейное перемещение инерционной массы так, что она создает динамическую силу на корпусе в противофазе с вибрационной силой, передающейся на корпус от пассивной системы виброизоляции.

В работах [8–10] отмечено, что управление электродинамическим актуатором по показаниям датчика силы  $\Delta R = R_{\text{осн}} - R_{\text{комп}}$  (где  $R_{\text{осн}}$  — реакция основания от действия пассивной системы виброизоляции;  $R_{\text{комп}}$  — инерционная компенсирующая сила) при большом коэффициенте усиления в системе управления обеспечивает ослабление передачи усилия на основание более 20 дБ в области низких частот колебаний.

Однако большой коэффициент усиления приводит к длительному переходному процессу (ПП), продолжительному периоду колебаний в системе управления и увеличению перемещения инерционной массы во время ПП.

Все это является нежелательным для режима кратковременного включения электродинамического компенсатора (ЭДК) в форс-мажорных обстоятельствах и при нестационарном характере виброактивных сил, например, в режиме *пуск — останов* виброактивного агрегата.

Время ПП можно сократить, включив в цепь управления пропорционально-интегральный (ПИ) регулятор, но при этом возникает смещение центра колебаний инерционной массы, что может привести к потере работоспособности ЭДК [6].

Для решения этой проблемы разработан новый подход. В качестве пассивной системы виброизоляции рассмотрена резинокордная пневматическая пружина (далее РКП), имеющая низкую частоту собственных колебаний (2...4 Гц) и большую грузоподъемность [11, 12]. Кроме того, в одном конструктиве объединены РКП и ЭДК виброактивных сил, что позволяет использовать для управления ЭДК один датчик силы, измеряющий разность сил, передающихся на основание от РКП и ЭДК. Принципиальная схема такой активной системы виброизоляции приведена на рис. 1.

Уравнения движения пассивной системы виброизоляции в предположении, что движение виброактивной массы  $m_0$  происходит по координате  $x_0$  относительно положения равновесия, будут определяться однофазовой РКП.

Упругая сила РКП [4]

$$F_{\text{упр}}(x) = (p_{\text{изб}} + p_{\text{атм}}) \left( \frac{V_0}{V_0 - S_{\text{эф}}(x)x} \right)^n S_{\text{эф}}(x) - m_0 g - p_{\text{атм}} S_{\text{эф}}(x), \quad (1)$$

где  $x$  — перемещение РКП;  $p_{\text{изб}}$  и  $p_{\text{атм}}$  — избыточное и атмосферное давление;  $V_0$  — объем, занимаемый РКП, в положении равновесия;  $S_{\text{эф}}(x)$  — эффективная площадь РКП;  $n$  — показатель политропы, для низких частот колебаний  $n = 1,3...1,4$  [11];  $g$  — ускорение свободного падения.

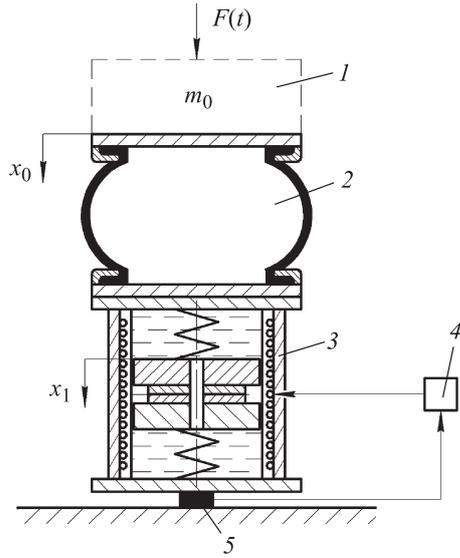


Рис. 1. Принципиальная схема предлагаемой активной системы виброизоляции:  
 1 — виброактивная масса; 2 — РКП; 3 — ЭДК;  
 4 — регулятор; 5 — датчик силы;  
 $F(t)$  — виброактивная сила

На основании результатов экспериментальных исследований выражение для эффективной площади РКП имеет вид

$$S_{эф}(x) = S_{эф}^0 \left( 1 + \frac{k_1}{S_{эф}^0} x + \frac{k_2}{S_{эф}^0} x^2 \right), \quad (2)$$

где  $S_{эф}^0$  — площадь РКП в положении равновесия;  $k_1$  и  $k_2$  — коэффициенты, определяемые экспериментальным путем.

Дифференцируя уравнение (1) по  $x$  с учетом формулы (2), для малых перемещений  $x$  получаем статическую жесткость РКП

$$c_0 = (p_{изб} + p_{атм}) \frac{n(S_{эф}^0)^2}{V_0} + k_1 p_{изб}. \quad (3)$$

Уравнение движения виброактивной массы на пневматической опоре около положения равновесия запишем как

$$m_0 \ddot{x}_0 + b_0 \dot{x}_0 + F_{упр}(x_0) = F_0 \sin \omega t, \quad (4)$$

где  $x_0$  — перемещение виброактивной массы относительно положения равновесия;  $b_0$  — коэффициент демпфирования;  $F_0$  и  $\omega$  — амплитуда и частота возбуждающей силы;  $t$  — время.

С учетом выражения (3) в первом приближении формула (4) приобретает вид

$$m_0 \ddot{x}_0 + b_0 \dot{x}_0 + c_0 x_0 = F_0 \sin \omega t. \quad (5)$$

Реакция основания определяется выражением

$$R_{осн} = c_0 x_0 + b_0 \dot{x}_0.$$

Схема ЭДК, где подвижная часть (поршень) помещена в жидкость и имеет осевое отверстие — инерционную трубку (ИТ) — показана на рис. 1. В этом случае механическая часть представляет собой гидравлический инерционный преобразователь движения, в котором приведенная масса в 100 раз выше, чем у поршня.

Инерционную составляющую такого преобразователя можно определить по уравнениям Лагранжа второго рода и выражению для кинетической энергии подвижных тел [13, 14].

Кинетическая энергия имеет вид

$$T = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_{ж} \dot{x}_{ж}^2}{2}, \quad (6)$$

где  $m_1$  и  $\dot{x}_1$  — масса и скорость перемещения поршня;  $\dot{x}_{ж}$  — скорость течения жидкости в ИТ.

Вследствие неразрывности потока жидкости запишем

$$\dot{x}_{ж} = \frac{A - S n_T}{S n_T} \dot{x}_1,$$

где  $A$  и  $S$  — площадь сечения поршня и ИТ;  $n_T$  — количество ИТ;  $x_1$  — перемещение поршня.

После подстановки этой формулы в выражение (6) получаем

$$T = \left[ \frac{m_1}{2} + \frac{m_{ж}}{2} \left( \frac{A - S n_T}{S n_T} \right)^2 \right] \dot{x}_1^2.$$

Инерционная составляющая в уравнениях Лагранжа второго рода определяется как

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = (m_1 + m_{пр}) \ddot{x}_1,$$

где  $m_{пр}$  — приведенная масса,

$$m_{пр} = m_{ж} \left( \frac{A - S n_T}{S n_T} \right)^2.$$

Если, принять, что диаметр ИТ  $d = 10$  мм, длина ИТ  $L_T = 100$  мм, диаметр поршня  $D = 100$  мм, жидкость — вода, то при числе ИТ  $n_T = 2$  приведенная масса  $m_{пр} = 18,87$  кг.

При колебаниях поршня с ИТ, длина которых значительно больше диаметра, в жидкости при ламинарном течении возникает сопротивление  $b$ , пропорциональное скорости течения жидкости в ИТ, которое при приведении к скорости перемещения поршня имеет вид [15]

$$b_{\text{пр}} = \frac{8\mu\pi L}{n} \left( \frac{A - Sn_r}{Sn_r} \right)^2,$$

где  $b_{\text{пр}}$  — коэффициент демпфирования поршня;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости жидкости.

Дифференциальные уравнения с ПИ-регулятором в блоке управления, описывающие динамику ЭДК, имеют следующий вид [10]:

$$\begin{cases} (m_1 + m_{\text{пр}}) \ddot{x}_1 + b_{\text{пр}} \dot{x}_1 + c_1 x_1 = Bli; \\ L \frac{di}{dt} + Ri + BL\dot{x}_1 = u; \\ u = K_1 \Delta R + K_2 \int_0^t \Delta R dt, \end{cases} \quad (7)$$

где  $c_1$  — жесткость упругого подвеса поршня;  $B$  — магнитная индукция;  $l$  — общая длина проводника;  $i$  — сила тока;  $Bli$  — электродинамическая сила;  $L$ ,  $R$  и  $u$  — индуктивность, активное сопротивление катушки и напряжение на ее обмотке соответственно;  $K_1$ ,  $K_2$  — коэффициенты передачи от датчика силы.

Инерционная компенсирующая сила, являющаяся слагаемым  $\Delta R$ , в выражении (7) определяется как

$$R_{\text{комп}} = \ddot{x}_1 (m_1 + m_{\text{пр}}).$$

Структурная схема, соответствующая уравнениям (7), описывающая динамику ЭДК, приведена на рис. 2.

Передаточную функцию  $W_{\text{Рочн}x}(p) = x_1(p)/R_{\text{очн}}(p)$  запишем как

$$W_{\text{Рочн}x1}(p) = \frac{BK_1}{Z1} + \frac{BK_2}{Z2}, \quad (8)$$

где  $p$  — оператор Лапласа;

$$Z1 = [Lm_1 p^3 + (b_1 L + Rm_1 + m_1 BK_1) p^2 + (c_1 L_1 + b_1 R + B^2 l^2 + K_2 m_1 Bl) R c_1] p;$$

$$Z2 = [Lm_1 p^3 + (b_1 L + Rm_1 + m_1 BK_1) p^2 + (c_1 L_1 + b_1 R + B^2 l^2 + K_2 m_1 Bl) R c_1] p.$$

Согласно условию Гурвица, выражение (8) обеспечивает устойчивость системы виброизо-

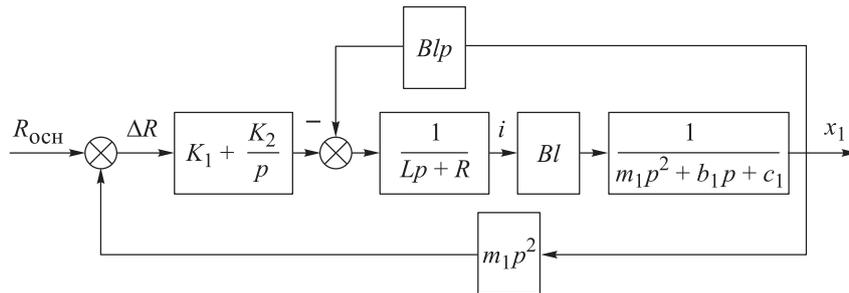


Рис. 2. Структурная схема, описывающая динамику ЭДК

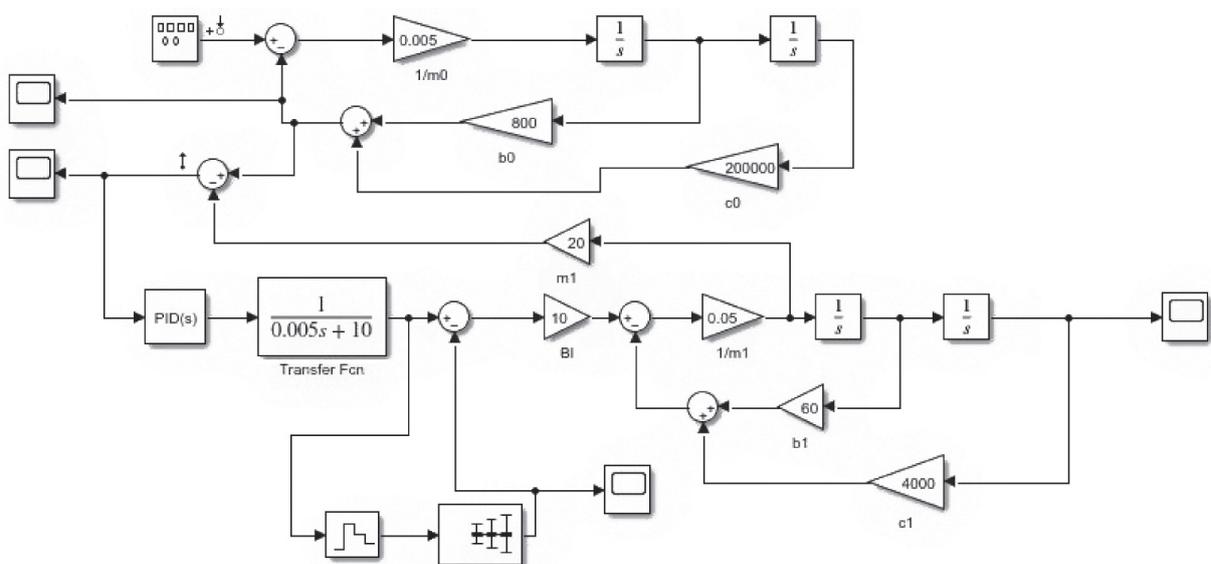


Рис. 3. Модель решения дифференциальных уравнений (5) и (7), построенная в программе Simulink ( $s$  — оператор Лапласа)

ляции при  $K_1 > 0$  и  $K_2 > 0$ , а наличие множителя  $BlK_2/p$  означает смещение координаты  $x_1$  от нулевого положения на величину

$$\bar{x}_1 = BlK_2 |R_{осч}(p)|_{p=0}.$$

Для решения дифференциальных уравнений (5) и (7) использован пакет прикладных программ MATLAB/Simulink.

В качестве РКП выбрана И-15 грузоподъемностью 500 кг с частотой собственных колебаний  $f_0 = 5$  Гц. Для ЭДК приняты следующие параметры:  $m_1 = 20$  кг;  $Bl = 10$  Тл·м;  $R = 10$  Ом;  $L = 5 \cdot 10^{-3}$  Гн;  $c_1 = 4 \cdot 10^3$  Н/м;  $b_1 = 60$  Н·с/м;  $m_0 = 200$  кг;  $c_0 = 2 \cdot 10^5$  Н/м;  $b_0 = 800$  Н·с/м.

Модель решения дифференциальных уравнений (5) и (7), построенная в программе Simulink, приведена на рис. 3.

Частотные характеристики системы виброизоляции  $K_n(\omega) = \Delta R(\omega)/F(\omega)$  (где  $K_n$  — коэффициент передачи) при законе ПИ-регулятора

$$u = K_1 \Delta R + K_2 \int_0^t \Delta R dt$$

и различных значениях  $K_1$  и  $K_2$  приведены на рис. 4.

Согласно рис. 4, при  $K_1 = 100$  и  $K_2 = 100$  снижение передачи вибрационного усилия на основании более 20 дБ обеспечивается при частоте колебаний  $f > 0,7$  Гц.

График ПП  $x_1$  при частоте колебаний  $f = 2$  Гц, амплитуде возбуждающей силы  $F_0 = 2$  Н и коэффициентах передачи от датчика силы  $K_1 = 100$ ,  $K_2 = 100$ , в котором время ПП составляет 7 с вместо 270 с при  $K_2 = 0$ , приведен на рис. 5, а.

Видно, что при использовании ПИ-регулятора с коэффициентом передачи  $K_2 = 100$

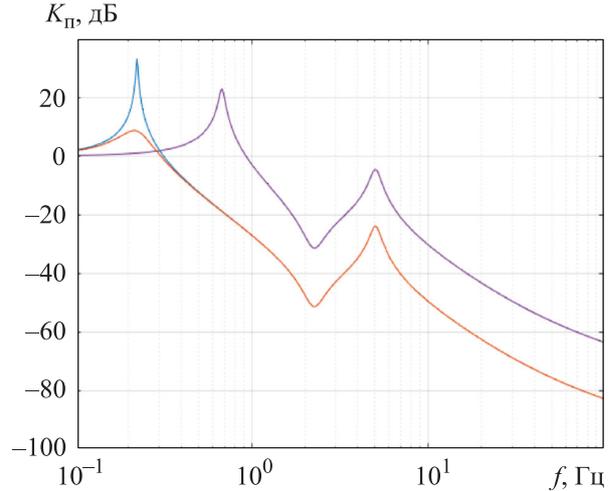


Рис. 4. Частотные характеристики системы виброизоляции при законе ПИ-регулятора

$u = K_1 \Delta R + K_2 \int_0^t \Delta R dt$  и различных значениях коэффициентов передачи от датчика силы:  
 —  $K_1 = 100, K_2 = 0$ ; —  $K_1 = 10, K_2 = 0$ ;  
 —  $K_1 = 100, K_2 = 100$

возникает смещение центра колебаний массы  $m_1$ . Совместно со смещением от центра колебаний по координате  $x_1$  происходит такое же смещение силы тока  $i$  в обмотке управления. Измерение силы тока не представляет особых сложностей как при натурном исследовании, так и в компьютерной модели.

В связи с этим предложена система компенсации смещения центра колебаний тока путем нахождения его среднего значения за время  $\Delta t$  и вычитания этого значения из тока, подающегося на катушку управления. В компьютерной модели этот прием реализован в программе Simulink с помощью блока Mean (см. рис. 3).

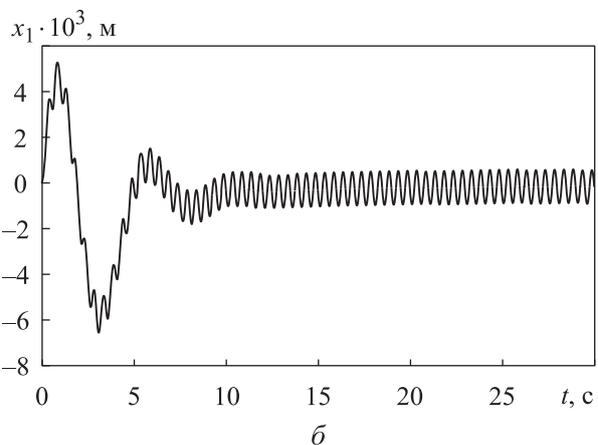
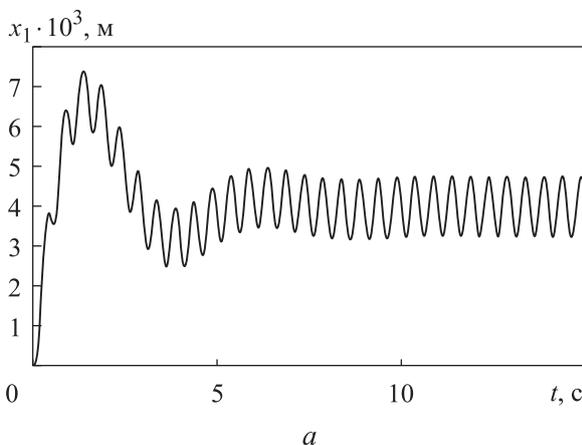


Рис. 5. Переходные процессы перемещения поршня  $x_1$  без применения (а) и с применением (б) блока Mean

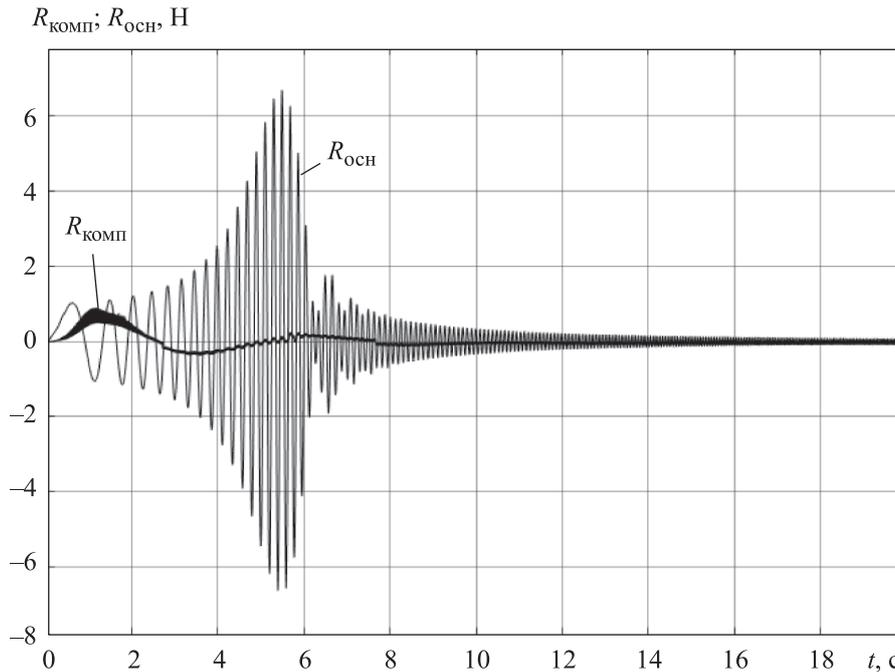


Рис. 6. Зависимости инерционной компенсирующей силы  $R_{\text{комп}}$  и реакции основания  $R_{\text{осн}}$  от времени  $t$  при коэффициенте передачи  $K_2 = 100$

График ПП для таких же параметров, что и на рис. 5, а, но с включенным блоком Meap, приведен на рис. 5, б.

Исследование ПП с другими параметрами входного сигнала показало, что предложенный метод успешно компенсирует смещение по координате  $x_1$ .

Оценку влияния сокращения времени ПП на эффективность виброизоляции при нестационарном режиме виброактивных сил выполним в режиме *пуск — останов*.

Можно ожидать, что при отсутствии управления по интегралу из-за длительных ПП в автоматической системе управления по координатам  $x_1$  и  $\dot{x}_1$  компенсационное усилие не будет успевать за изменением частоты  $R_{\text{осн}}$  при достаточно коротком свип-сигнале в режиме *пуск — останов*.

Оценка виброизоляции в режиме свип-сигнала 0...20 Гц при времени ПП 20 с показала, что при коэффициенте передачи  $K_2 = 0$  эффективность при включении ЭДК виброактивных сил мала.

Результаты моделирования системы виброизоляции в режиме пуска (свип-сигнал 0...20 Гц продолжительностью 20 с) при отсутствии ( $R_{\text{осн}}$ ) и наличии ( $R_{\text{комп}}$ ) ЭДК виброактивных сил приведены на рис. 6. Видно, что при коэффициенте передачи  $K_2 = 100$ , что соответствует времени ПП 7 с, рассматриваемая систе-

ма виброизоляции достаточно эффективна в нестационарном режиме *пуск — останов*.

## Выводы

1. В активной системе виброизоляции с инерционным ЭДК виброактивных сил для обеспечения высокой эффективности виброизоляции при низких частотах колебаний необходимо устанавливать большой коэффициент усиления в системе автоматического управления ЭДК. Однако это условие приводит к увеличению времени ПП и периода колебаний в системе автоматического управления.

2. Показано, что добавление в цепь управления ПИ-регулятора значительно уменьшает время ПП, а вызываемое нежелательное смещение центра колебаний инерционной массы в ЭДК устраняется предложенным методом. Для устранения смещения центра колебаний тока в катушке управления, возникающего наряду со смещением центра колебаний массы, предложено определять среднее значение тока и вычитать его из текущего значения.

3. Использование ПИ-регулятора совместно с методом устранения смещения центра колебаний массы ЭДК обеспечивает эффективную виброизоляцию в области низких частот колебаний, в том числе в нестационарном режиме виброактивных сил.

## Литература

- [1] 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.
- [2] Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. *Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем*. Новосибирск, Наука, 2011. 384 с.
- [3] Рыбак Л.А., Синев А.В., Пашков А.И. *Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах*. Москва, Янус-К, 1997. 160 с.
- [4] Петров А.А. Устойчивость одномассовой системы активной виброизоляции с обратной связью по силовому воздействию. *Доклады XXVII сессии РАО*, 2014, с. 1033–1043.
- [5] Гордеев Б.А., Акимов Б.А., Ерофеев В.И. и др. *Математические модели адаптивных виброизоляторов мобильных и стационарных объектов*. Нижний Новгород, НГТУ, 2017. 123 с.
- [6] Израилович М.Я., Гришаев А.А. *Активное виброгашение вынужденных колебаний с использованием параметрического и силового воздействий*. Москва, URSS, 2012. 76 с.
- [7] Охулков С.Н., Плехов А.С., Титов Д.Ю. и др. *Методы и устройства ослабления вибрации электромеханических комплексов*. Нижний Новгород, НГТУ, 2016. 248 с.
- [8] 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>
- [9] Бурьян Ю.А., Зубарев А.В., Силков М.В. и др. Активная низкочастотная система виброизоляции с компенсацией динамических сил. *Вестник машиностроения*, 2017, № 6, с. 18–22.
- [10] Кирюхин А.В., Мильман О.О., Птахин А.В. Результаты испытаний активной системы снижения вибрационных сил и пульсаций давления. *Письма в ЖТФ*, 2018, т. 44, № 24, с. 38–44, doi: <https://doi.org/10.21883/PJTF.2018.24.47028.17443>
- [11] Трибельский И.А., Шалай В.В., Зубарев А.В. и др. *Расчетно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций*. Омск, ОмГТУ, 2011. 238 с.
- [12] Зубков А.И. Аппроксимация характеристики пневматического упругого элемента резинокордными оболочками. В: *Расчет, конструирование, изготовление и эксплуатация*. Сб. научн. тр. Москва, 1977, с. 47–49.
- [13] Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В. и др. *Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред*. Москва, Физматлит, 2004. 176 с.
- [14] Мугин О.О., Синев А.А. Экспериментальные исследования виброизолятора с преобразованием движения инерционных элементов. *Вестник научно-технического развития*, 2012, № 4, с. 24–31.
- [15] Попов Д.Н. *Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем*. Москва, Машиностроение, 1987. 464 с.

## References

- [1] 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.).
- [2] 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.).
- [3] 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.).
- [4] Petrov A.A. Stability of single-mass active vibration isolation system with force feedback. *Doklady XXVII sessii RAO*, 2014, pp. 1033–1043. (In Russ.).
- [5] Gordeev B.A., Akimov B.A., Erofeev V.I. et al. *Matematicheskie modeli adaptivnykh vibroizolyatorov mobilnykh i statsionarnykh obektov* [Mathematical models of adaptive vibration isolators for mobile and stationary objects]. Nizhniy Novgorod, NGTU Publ., 2017. 123 p. (In Russ.).

- [6] Izrailovich M.Ya., Grishaev A.A. *Aktivnoe vibrogashenie vynuzhdennykh kolebaniy s ispolzovaniem parametricheskogo i silovogo vozdeystviy* [Active vibration damping of forced vibrations using parametric and force influences]. Moscow, URSS Publ., 2012. 76 p. (In Russ.).
- [7] Okhulkov S.N., Plekhov A.S., Titov D.Yu. et al. *Metody i ustroystva oslableniya vibratsii elektromekhanicheskikh kompleksov* [Methods and devices for vibration attenuation of electromechanical complexes]. Nizhniy Novgorod, NGTU Publ., 2016. 248 p. (In Russ.).
- [8] 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.).
- [9] Buryan Yu.A., Zubarev A.V., Silkov M.V. et al. Active low-frequency vibrational-isolation system with compensation of dynamic forces. *Vestnik mashinostroeniya*, 2017, no. 6, pp. 18–22. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2017, vol. 37, no. 9, pp. 754–758, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X17090088>)
- [10] Kiryukhin A.V., Milman O.O., Ptakhin A.V. Test results of an active system for reducing vibration forces and pressure pulsations. *Pisma v ZhTF*, 2018, vol. 44, no. 24, pp. 38–44, doi: <https://doi.org/10.21883/PJTF.2018.24.47028.17443> (in Russ.). (Eng. version: *Tech. Phys. Lett.*, 2018, vol. 44, no. 12, pp. 1136–1138, doi: <https://doi.org/10.1134/S1063785018120477>)
- [11] 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.).
- [12] Zubkov A.I. Approksimatsiya kharakteristiki pnevmaticheskogo uprugogo elementa rezinokordnymi obolochkami [Approximation of pneumatic elastic element characteristics by rubber-cord shells]. V: *Raschet, konstruirovaniye, izgotovleniye i ekspluatatsiya. Sb. nauchn. tr.* [In: Calculation, design, manufacturing and operation. Collection of scientific works]. Moscow, 1977, pp. 47–49. (In Russ.).
- [13] Gordeev B.A., Erofeev V.I., Sinev A.V. et al. *Sistemy vibrozashchity s ispolzovaniem inertsiionnosti i dissipatsii reologicheskikh sred* [Vibration protection systems using inertia and dissipation of rheological media]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2004. 176 p. (In Russ.).
- [14] Mugin O.O., Sinev A.A. Experimental studies of vibration isolator with inertial motion conversion. *Vestnik nauchno-tehnicheskogo razvitiya*, 2012, no. 4, pp. 24–31. (In Russ.).
- [15] Popov D.N. *Dinamika i regulirovaniye gidro- i pnevmosistem* [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987. 464 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 12.04.2023

## 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](mailto: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](mailto:shalay@omgtu.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](mailto: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](mailto: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).

**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).

**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).

**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 ссылаться на эту статью следующим образом:**

Бурьян Ю.А., Шалай В.В., Ситников Д.В., Бурьян А.А. Переходные процессы в активной системе виброизоляции с инерционным компенсатором виброактивных сил. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 8, с. 23–31, doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-23-31

**Please cite this article in English as:**

Buryan Yu.A., Shalay V.V., Sitnikov D.V., Buryan A.A. Transient processes in an active vibration isolation system with the vibroactive forces inertial compensator. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 8, pp. 23–31, doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-23-31



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
предлагает читателям учебник В.В. Девяткова  
«Системы искусственного интеллекта»**

Исследованы системы искусственного интеллекта как сообщества рассуждающих агентов. Каждый агент имеет возможность восприятия состояния среды, в которой он находится, и воздействия на нее с помощью реакций, вырабатываемых в результате осуществляемого им рассуждения в том или ином исчислении, на языке которого представляются знания агента. Создание системы искусственного интеллекта рассматривается как задача построения процедур такого рассуждения.

Для студентов и аспирантов вузов, обучающихся по специальностям «Информационные системы и технологии» и «Автоматизированные системы обработки информации и управления» по направлениям подготовки «Информационные системы» и «Информатика и вычислительная техника».

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>