



Научная статья
УДК 629.4.015:62-752:681.5
EDN: BESWQO
DOI: 10.21285/1814-3520-2023-4-636–644

К вопросу о создании конструктивно-технических решений для обеспечения вибрационного перемещения рабочей среды

Р.С. Большаков^{1✉}, С.К. Каргапольцев²

¹Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Россия

²Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Россия

Резюме. Целью является проведение исследований в области применения вибрационных технологий для перемещения гранулированной рабочей среды. В качестве объекта исследования выбрана вибрационная технологическая машина с расчетной схемой в виде механической колебательной системы с двумя степенями свободы с твердым телом на упругих опорах. Изменение колебаний системы изучалось при помощи структурной теории виброзащитных систем, когда исходной расчетной схеме сопоставляется динамический аналог в виде структурной схемы системы автоматического управления. Структурная схема системы построена на основе уравнений движения в операторной форме, полученных с помощью дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода. Для трансформации исходных данных системы дифференциальных уравнений движения использовано преобразование Лапласа. Рассмотрены особенности нового конструктивно-технического решения в области обеспечения вибрационного перемещения гранулированной рабочей среды при помощи рабочего органа вибрационной технологической машины, в структуру которой введен ряд дополнительных масс, рычагов, пружин и шарниров. Пружины в данном случае представляют собой обобщенные структуры, содержащие как упругие элементы, так и демпферы. Получены аналитические соотношения, показывающие связность движения координат крайних точек рабочего органа вибрационной технологической машины. Установлено, что изменение параметров элементов упруго-рычажных блоков позволяет управлять динамическим состоянием вибрационной технологической машины. Показано, что построенная структурная схема способствует формированию математических выражений для передаточных функций, представляющих собой отношения координат движения технического объекта к внешнему силовому воздействию. На основе составленных выражений построена передаточная функция соотношения координат движения вибрационной технологической машины. Таким образом, получена математическая модель вибрационной технологической машины в виде передаточной функции, содержащей большое количество дополнительных упругих и массоинерционных элементов, с возможностями изменения параметров вибрационного перемещения в автоматическом режиме. Проведенные исследования позволяют модернизировать существующие технические решения в области технологического машиностроения.

Ключевые слова: вибрационная технологическая машина, структурное математическое моделирование, вибрационное перемещение, динамическое состояние, передаточная функция

Для цитирования: Большаков Р.С., Каргапольцев С.К. К вопросу о создании конструктивно-технических решений для обеспечения вибрационного перемещения рабочей среды // iPolytech Journal. 2023. Т. 27. № 4. С. 636–644. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-4-636-644>. EDN: BESWQO.

MECHANICAL ENGINEERING

Original article

On developing structural and technical solutions to ensure the vibratory displacement of the working medium

Roman S. Bolshakov^{1✉}, Sergey K. Kargapol'tsev²

¹Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russia

²Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia

Abstract. A research study into using vibration technologies for the transport of granular working medium was carried out. A vibration testing machine, whose calculation model includes a mechanical vibration system having two degrees of freedom with a rigid body on elastic supports, was selected as an object of research. The study involved analysing the

variation in the system vibrations by using the structural theory for vibration isolation systems, where a dynamic equivalent represented by a structural diagram of an automatic control system is compared to the initial calculation model. The structural diagram of the system is based on the motion equations in operator form obtained using Lagrange differential equations of the second kind. The Laplace transform was used to transform the initial data for the system of differential motion equations. The paper addresses the characteristics of a new structural and technical solution in the field of vibratory displacement of a granular working medium using the working body of a vibration technological machine, which involves introducing a number of additional weights, levers, springs, and hinges. Here, springs comprise generalised structures containing both elastic elements and vibration dampers. To connect the coordinates of the endpoints in the working body of the vibration technological machine, analytical relations were obtained. It was established that varying the parameters of the elements within the elastic-lever blocks allows the dynamic state of the vibration technological machine to be controlled. In addition, it was shown that the obtained structural diagram helps to derive mathematical expressions for transfer functions, comprising the ratio between the motion coordinates of a technical object and an external force disturbance. On the basis of these expressions, the transfer function for the ratio of the motion coordinates of the vibration technological machine was formulated. A mathematical model of a vibration technological machine was obtained in the form of a transfer function, including a large number of additional elastic and mass-inertial elements, where the parameters of vibration displacement can be adjusted automatically. The research results will allow the existing technical solutions in the field of technological engineering to be modernised.

Keywords: vibration technological machine, structural mathematical modeling, vibratory displacement, dynamical state, transfer function

For citation: Bolshakov R.S., Kargapoltsev S.K. On developing structural and technical solutions to ensure the vibratory displacement of the working medium. *iPolytech Journal*. 2023;27(4):636-644. (In Russ.). <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-4-636-644>. EDN: BESWQO.

ВВЕДЕНИЕ

Для промышленных производств характерно взаимодействие в автоматическом режиме различных узлов и агрегатов, которое в большинстве случаев формирует колебательные процессы, негативно влияющие на ход эксплуатации применяемого технологического оборудования, прочность и долговечность составляющих его элементов. Формирование вибраций свойственно для многих отраслей промышленности, в том числе для машиностроения, горнодобывающей отрасли, строительства, транспорта и др. [1–6].

Учет вибраций необходим для обеспечения устойчивой работы механизмов, характерных для соответствующей отрасли промышленности, а также для получения технологических режимов, используемых при эксплуатации соответствующего технологического оборудования, что связано с решением задач настройки и корректировки динамического состояния такого оборудования с использованием различных дополнительных технических устройств, а также при помощи динамических эффектов. Развитие методологических основ в этом направлении нашло отражение в [7–10]. Также необходимо отметить ряд работ, посвященных структурному математическому моделированию [11–16], когда технические объекты анализируются при помощи формирования структурных схем, характерных для теории автоматического управления, что позволяет детализировать представления о связях между составляющими элементами для получения более точной характеристики динамических свойств.

Вибрационные технологии используются при реализации технологических процессов широкой номенклатуры, в частности, при классификации деталей, перемещении сыпучих гранулированных сред, вибрационном упрочнении, уплотнении железобетонных изделий на стадии придания формы и др. [17, 18]. Эти производственные процессы осуществляются при помощи вибрационных технологических машин [19–21]. Для формирования устойчивых режимов их функционирования требуется разработка соответствующих конструктивно-технических решений, которые могут быть настроены в зависимости от конкретных условий эксплуатации с возможностями варьирования параметрами нескольких элементов как в совокупности, так и отдельным порядком, что дает широкие возможности изменения динамического состояния вибрационных технологических машин.

Цель исследования заключается в оценке возможностей корректировки параметров динамического состояния вибрационной технологической машины для формирования режимов вибрационного перемещения.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Оценка динамического состояния технических объектов различного назначения на начальном этапе предполагает создание расчетной схемы в виде механической колебательной системы с несколькими степенями свободы, к примеру системы с твердым телом, имеющим массу M и момент инерции J , совершающим движение по координатам y_1 и y_2 , находящимся на расстоянии l_1 и l_2 от

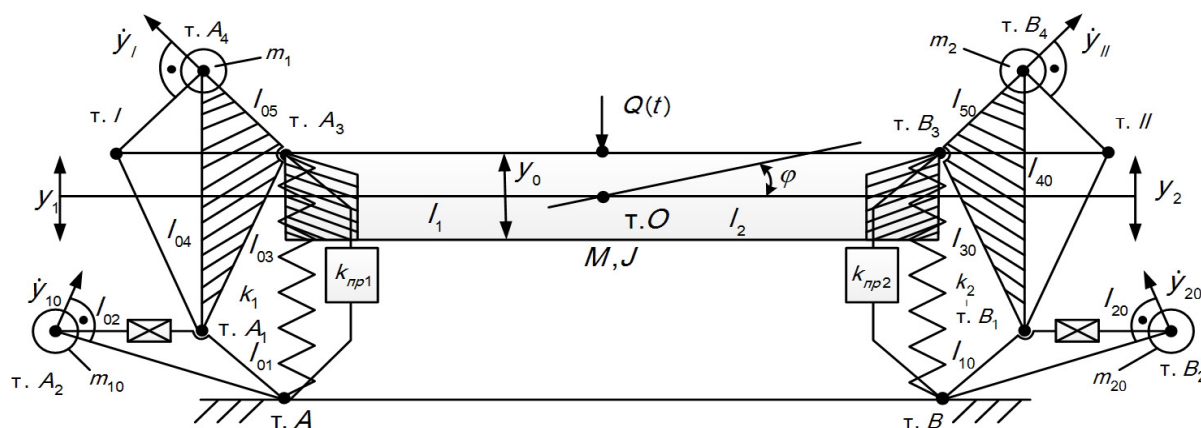


Рис. 1. Исходная расчетная схема исследуемого конструктивно-технического решения
Fig. 1. The initial calculation model of the structural and technical solution under investigation

центра рабочего органа. Вибрационная технологическая машина соединяется со сложными упругими опорами в точках A_3 и B_3 , которые, в свою очередь, связаны с опорной поверхностью в точках A и B . В структуре упругих опор также имеются шарнирные соединения A_1, A_2, A_4 и B_1, B_2, B_4 . Включение в систему дополнительных масс (m_1, m_2, m_{10}, m_{20}) осложняет оценку ее динамических свойств (рис. 1).

Также можно рассмотреть движение системы в координатах y_0, φ после учета следующих соотношений:

$$y_0 = ay_1 + by_2, \varphi = c(y_2 - y_1), y_1 = y_0 - l_1\varphi, y_2 = y_0 + l_2\varphi, \quad (1)$$

$$\text{где } a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}, b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}, c = \frac{1}{l_1 + l_2}.$$

Вибрационная машина имеет два сложных блока с упругими, рычажными и массоинерционными элементами в составе, изменение параметров которых дает возможность получения необходимых режимов работы

вибрационной технологической машины. В частности, можно отметить влияние на динамическое состояние технического объекта изменения передаточных отношений рычагов, входящих в состав дополнительных структур.

Учитывая сложный геометрический характер упруго-рычажных опор, с целью построения выражений для кинетической и потенциальной энергии системы необходимо воспользоваться понятием о мгновенных центрах скоростей при учете уравнения Лагранжа 2-го рода для получения информации о скоростях дополнительных масс m_1, m_2, m_{10} и m_{20} по координатам $\dot{y}_1, \dot{y}_{II}, \dot{y}_{10}, \dot{y}_{20}$. Детализированные расчетные схемы представлены на рис. 2, где приведены обозначения: $m_1 \rightarrow \dot{y}_I, m_2 \rightarrow \dot{y}_{II}, m_{10} \rightarrow \dot{y}_{10}, m_{20} \rightarrow \dot{y}_{20}$.

Выбор углов между рычажными связями ($\beta_1, \beta_2, \beta_3$ и $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$), а также длины рычагов $l_{01}, l_{02}, l_{03}, l_{04}, l_{10}, l_{20}, l_{30}, l_{40}$ производится в соответствии с выбранными конструктивно-техническими решениями.

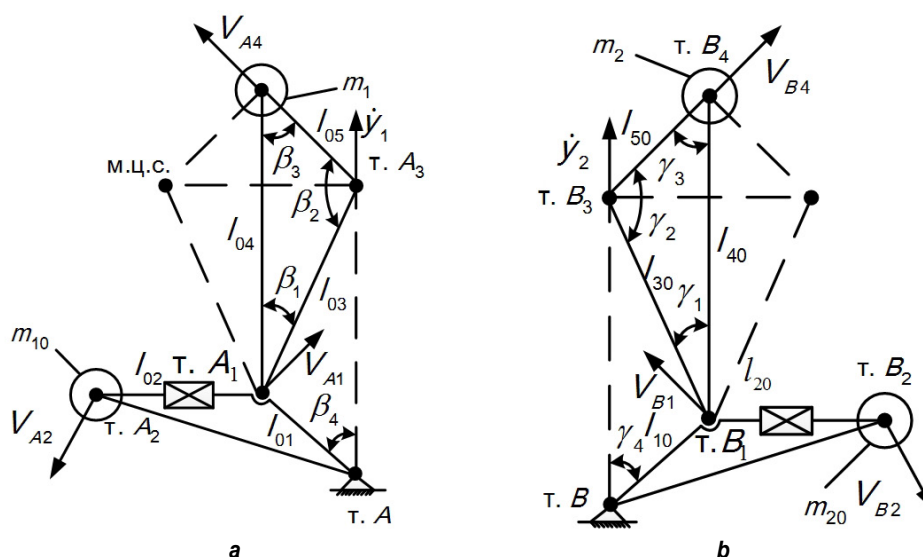


Рис. 2. Расчетные схемы для определения скоростей движения элементов
Fig. 2. Calculation models for determining velocities of element motions

Составленные расчетные схемы позволяют не только более точно определить геометрическую структуру дополнительных элементов, но также найти на их основе данные о скоростях движения элементов и конструктивно-технических решениях. Получим соотношения:

$$\dot{y}_I = a_{01}\dot{y}_1, \dot{y}_{II} = b_{01}\dot{y}_2, \dot{y}_{10} = a_{10}\dot{y}_1, \dot{y}_{20} = b_{10}\dot{y}_2. \quad (2)$$

Использование дополнительных выкладок позволяет вывести выражение для кинетической энергии:

$$T = \frac{1}{2}M(a\dot{y}_1 + b\dot{y}_2)^2 + \frac{1}{2}Jc^2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2 + \frac{1}{2}m_1a_1^2\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m_2a_{II}^2\dot{y}_2^2 + \frac{1}{2}m_{10}a_{10}^2\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}m_{20}a_{20}^2\dot{y}_2^2. \quad (3)$$

Специфика составления формулы для потенциальной энергии заключается в наличии дополнительных сложных пневмоупругих структур с жесткостями k_{01} , k_{02} и k_{10} , k_{20} и демпферными элементами b_1 и b_2 . Выражение для приведенной жесткости k_{np1} в этом случае примет вид:

$$k_{np1} = \frac{k_{01}(k_{02} + b_1\rho)}{k_{01} + k_{02} + b_1\rho}. \quad (4)$$

Если $b_1 \rightarrow 0$, то

$$k_{np1} = \frac{k_{01}k_{02}}{k_{01} + k_{02}}. \quad (5)$$

При $b_1 \rightarrow \infty$ – $k_{np1} = k_{01}$.

Приведенная жесткость второго обобщенного элемента отобразится выражением:

$$k_{np2} = \frac{k_{10}(k_{20} + b_2\rho)}{k_{10} + k_{20} + b_2\rho}. \quad (6)$$

С учетом (4) и (6) получим выражение для потенциальной энергии системы:

$$\Pi = \frac{1}{2}(k_1 + k_{np1})y_1^2 + \frac{1}{2}(k_2 + k_{np2})y_2^2. \quad (7)$$

Элементы с приведенными жесткостями представляют собой пневмоупругие элементы, части которых соединены между собой при помощи управляемых дросселей для ограничения увеличения амплитуды в околорезонансных частотах. Из-за сложной структуры пневмоупругих элементов, содержащих два упругих и демпфирующий элементы, изменение их параметров сильно влияет на динамическое состояние вибрационной технологической машины.

Система дифференциальных уравнений движения с постоянными коэффициентами примет вид:

$$\ddot{y}_1(Ma^2 + Jc^2 + m_1a_1^2 + m_{10}a_{10}^2) + y_1(k_1 + k_{np1}) - \ddot{y}_2(Jc^2 - Mab) = Q(t)a, \quad (8)$$

$$\ddot{y}_2(Mb^2 + Jc^2 + m_2a_{II}^2 + m_{20}a_{20}^2) + y_2(k_2 + k_{np2}) - \ddot{y}_1(Jc^2 - Mab) = Q(t)b. \quad (9)$$

Для перехода к применению методологических позиций структурного математического моделирования исходная система уравнений после использования преобразований Лапласа [8] при нулевых начальных условиях в операторной форме примет вид:

$$\bar{y}_1(Ma^2 + Jc^2 + m_1a_1^2 + m_{10}a_{10}^2)p^2 + \bar{y}_1(k_1 + k_{np1}) - \bar{y}_2(Jc^2 - Mab)p^2 = \bar{Q}a; \quad (10)$$

$$\bar{y}_2(Mb^2 + Jc^2 + m_2a_{II}^2 + m_{20}a_{20}^2)p^2 + \bar{y}_2(k_2 + k_{np2}) - \bar{y}_1(Jc^2 - Mab)p^2 = \bar{Q}b, \quad (11)$$

где $p = j\omega$ – комплексная переменная ($j = \sqrt{-1}$), значок $\leftrightarrow$ над переменной означает ее изображение по Лапласу [8].

Структурная схема системы представлена на рис. 3 [8].

Используя структурную схему (см. рис. 3), можно построить передаточные функции системы при заданном силовом возмущении Q , которые одновременно действуют на два входа системы: является частотным характеристическим уравнением системы:

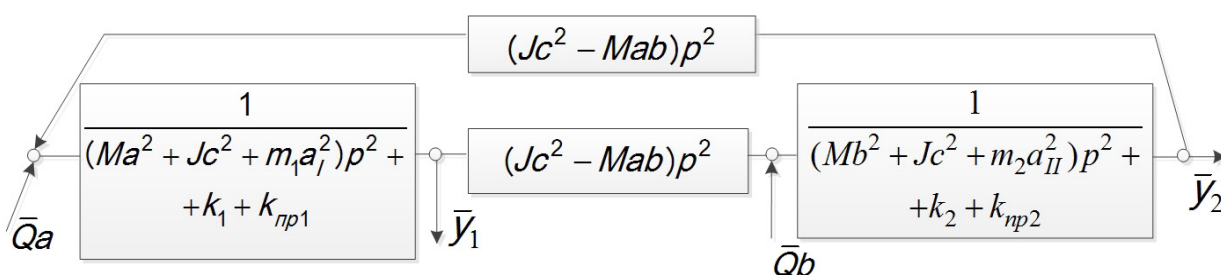


Рис. 3. Структурная математическая модель системы
Fig. 3. Structural mathematical model of the system

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{Q} = \frac{a \left[(Mb^2 + Jc^2 + m_2 a_{II}^2 + m_{20} a_{20}^2) p^2 + k_2 + k_{np2} \right] + b (Jc^2 - Mab) p^2}{A(p)}; \quad (12)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{Q} = \frac{b \left[(Ma^2 + Jc^2 + m_1 a_I^2 + m_{10} a_{10}^2) p^2 + k_1 + k_{np1} \right] - a (Jc^2 - Mab) p^2}{A(p)}, \quad (13)$$

$$A(p) = \left[(Ma^2 + Jc^2 + m_1 a_I^2 + m_{10} a_{10}^2) p^2 + k_1 + k_{np1} \right] \times \\ \times \left[(Mb^2 + Jc^2 + m_2 a_{II}^2 + m_{20} a_{20}^2) p^2 + k_2 + k_{np2} \right] - \left[(Jc^2 - Mab) p^2 \right]^2 \quad (14)$$

где

является частотным характеристическим уравнением системы.

Анализ структурной схемы и полученных на ее основе передаточных функций показывает наличие межпарциальной связи между двумя упруго-рычажными структурами, на которые опирается система, которая при соответствующих сочетаниях параметров может обнуляться. При возникновении такого режима движение координат происходит независимо друг от друга. В системе существуют две частоты собственных колебаний. Вместе с тем возможна реализация режимов динамического гашения колебаний, необходимая для создания соответствующего распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа вибрационной технологической машины с целью формирования технологических режимов взаимодействия сыпучих сред с обрабатываемой деталью, а также для получения режимов вибрационного перемещения гранулированной рабочей среды для ее последующей классификации.

Для оценки динамического состояния исходного технического объекта можно использовать передаточную функцию межпарциальных связей, представляющую собой отношение передаточных функций по координатам y_1 и y_2 :

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{b \left[(Ma^2 + Jc^2 + m_1 a_I^2 + m_{10} a_{10}^2) p^2 + k_1 + k_{np1} \right] - a (Jc^2 - Mab) p^2}{a \left[(Mb^2 + Jc^2 + m_2 a_{II}^2 + m_{20} a_{20}^2) p^2 + k_2 + k_{np2} \right] + b (Jc^2 - Mab) p^2}, \quad (15)$$

Передаточная функция (15) показывает связность движения координат $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$. При $W_{12}(p) = i = 1$ рабочий орган совершает только поступательные вертикальные вибрационные движения, то есть угловые колебания обнуляются. При условии, что центр масс является неподвижным ($y_0 = 0$), а $i = -1$, в системе наблюдаются только угловые колебания. Также возможна «трапецеидальная форма распределения амплитуд колебаний точек по длине рабочего органа ($i > 1$ $i < 1$). В этом

случае рабочий орган имеет так называемый центр колебаний, относительно совершаются угловые колебания. При динамическом гашении колебаний по координатам $\bar{y}_1$ или $\bar{y}_2$ узел колебаний совпадает с «обнуляющейся» координатой.

Наличие в структуре технического объекта, предназначенного для реализации режимов вибрационного перемещения дополнительных масс m_1 , m_2 , m_{10} и m_{20} и рычажных связей l_{10} , l_{20} и l_{01} , l_{02} , имеющих параметры передаточных отношений a , a_{II} , a_{10} , a_{20} , соответственно, позволяет осуществлять настройку режимов работы вибрационного технологического комплекса.

Также корректировка параметров динамического состояния вибрационной технологической машины может осуществляться за счет изменения значений составляющих элементов дополнительных приведенных блоков k_{np1} и k_{np2} , в структуре которых присутствуют как упругие элементы (пружины), так и демпферы, что при одновременном увеличении или уменьшении значений параметров ощутимо влияют на динамическое состояние системы.

Для иллюстрации возможностей изменения параметров вибрационного технологического комплекса приведены результаты численного моделирования в виде семейств

амплитудно-частотных характеристик. Для решения модельной задачи выбраны следующие параметры элементов системы:

$a = 0,4$; $b = 0,6$; $c = 1$; $a_I = 0,4$; $a_{II} = 0,6$; $a_{10} = 0,6$; $a_{20} = 0,4$; $M = 1000$ кг; $J = 400$ кг·м²; $m_1 = 150$ кг; $m_2 = 150$ кг; $m_{10} = 150$ кг; $m_{20} = 150$ кг; $k_1 = 900$ кН/м; $k_2 = 1100$ кН/м; $k_{10} = k_{20} = 300, 400, 500$ кН/м; $k_{01} = k_{02} = 300, 400, 500$ кН/м; $b_1 = 300, 400, 500$ Нс/м; $b_2 = 300, 400, 500$ Нс/м.

На основании передаточных функций отношения координат движения $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$, а

также их соотношения, представляющего собой межпарциальную связь, получен ряд графиков амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), показывающих возможности изменения динамического состояния рассматриваемой вибрационной технологической машины. Кривые имеют типовой вид и даны для иллюстрации возможностей вариации дополнительными параметрами системы. Приведено семейство амплитудно-частотных характеристик при изменении параметров элементов, входящих в k_{np} . Показано смещение АЧХ вправо относительно оси ординат при входном силовом воздействии (рис. 4). Выходной сиг-

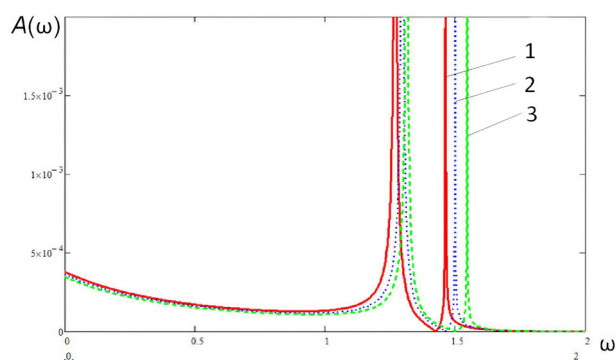


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики системы по координате y_1

(1 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 300$ кН/м; $b_1 = b_2 = 300$ Н·с/м;
2 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 400$ кН/м; $b_1 = b_2 = 400$ Н·с/м;
3 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 500$ кН/м; $b_1 = b_2 = 500$ Н·с/м)

Fig. 4. Amplitude-frequency characteristics of the system along the y_1 coordinate

(1 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 300$ кН/м; $b_1 = b_2 = 300$ Н·с/м;
2 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 400$ кН/м; $b_1 = b_2 = 400$ Н·с/м;
3 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 500$ кН/м; $b_1 = b_2 = 500$ Н·с/м)

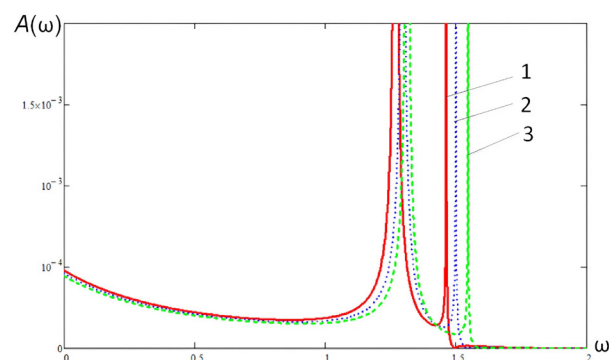


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики системы по координате y_2

(1 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 300$ кН/м; $b_1 = b_2 = 300$ Н·с/м;
2 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 400$ кН/м; $b_1 = b_2 = 400$ Н·с/м;
3 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 500$ кН/м; $b_1 = b_2 = 500$ Н·с/м)

Fig. 5. Amplitude-frequency characteristics of the system along the y_2 coordinate

(1 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 300$ кН/м; $b_1 = b_2 = 300$ Н·с/м;
2 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 400$ кН/м; $b_1 = b_2 = 400$ Н·с/м;
3 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 500$ кН/м; $b_1 = b_2 = 500$ Н·с/м)

нал в этом случае представлен смещением по координате y_1 .

На рис. 5 приведены кривые АЧХ по координате y_2 , где наблюдаются аналогичные координате y_1 динамические эффекты.

Амплитудно-частотные характеристики межпарциальных связей при тех же параметрах имеют один резонансный пик и одну частоту динамического гашения колебаний, как показано на рис. 6.

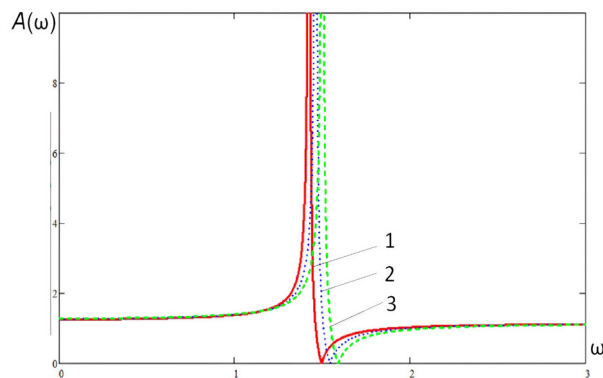


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики соотношения межпарциальных связей

(1 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 300$ кН/м; $b_1 = b_2 = 300$ Н·с/м;
2 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 400$ кН/м; $b_1 = b_2 = 400$ Н·с/м;
3 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 500$ кН/м; $b_1 = b_2 = 500$ Н·с/м)

Fig. 6. Amplitude-frequency characteristics of the ratio of interpartial connections

(1 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 300$ кН/м; $b_1 = b_2 = 300$ Н·с/м;
2 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 400$ кН/м; $b_1 = b_2 = 400$ Н·с/м;
3 – $k_{10} = k_{20} = k_{01} = k_{02} = 500$ кН/м; $b_1 = b_2 = 500$ Н·с/м)

Таким образом, в рассматриваемой системе большое количество дополнительных элементов дает широкие возможности для настройки и управления динамическим состоянием вибрационной машины при реализации режима виброперемещения. Следует отметить существенное влияние пневмоупругих структур, изменение приведенной жесткости которых осуществляется за счет управляемых дросселей. Численное моделирование проводилось в достаточно ограниченном диапазоне изменения параметров, что оставляет множество вариантов получения их сочетаний.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагаемый подход позволяет получить математическую модель системы с учетом сложных дополнительных упругорычажных структур с большим количеством элементов, на которые опирается рабочий орган вибрационной технологической машины. Предложенное конструктивно-

техническое решение дает возможность формировать динамические режимы, необходимые для обработки деталей сложной формы при помощи технологической рабочей среды. На основании построенных передаточных функций можно оценить динамическое состояние вибрационной технологической машины и при необходимости произвести подбор параметров системы для формирования требуемых технологических режимов. Получение необходимых режимов работы вибрационной машины для

обеспечения движения рабочей среды связано с нужным соотношением координат ее крайних точек. Такая связность достигается за счет подбора параметров дополнительных элементов, в частности, блока дополнительных упругих и демпфирующих элементов, оказывающих большое влияние на общее состояние системы. Получены амплитудно-частотные характеристики по координатам движения в зависимости от силового воздействия, а также графики изменения межпарциальных связей в зависимости от частоты.

Список источников

1. Пановко Г.Я. Лекции по основам теории вибрационных машин и технологий. М.: МГТУ им. Баумана, 2008. 192 с.
2. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Наука, 1994. 394 с.
3. Бабичев А.П. Вибрационная обработка деталей в абразивной среде. М.: Машиностроение, 1968. 92 с.
4. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения: монография. Воронеж: Научная книга, 2011. 569 с.
5. Елисеев С.В., Резник Ю.И., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с.
6. Елисеев С.В., Резник Ю.И., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: ИГУ, 2008. 523 с.
7. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1968. 362 с.
8. Елисеев С.В. Прикладной системный анализ и структурное математическое моделирование (динамика транспортных технологических машин: связность движений, вибрационные взаимодействия, рычажные связи). Иркутск: ИрГУПС, 2018. 692 с.
9. Большаков Р.С. Особенности вибрационных состояний транспортных и технологических машин. Динамические реакции и формы взаимодействия элементов: монография. Новосибирск: Наука, 2020. 411 с.
10. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неудерживающих связей: монография. Новосибирск: Наука, 2015. 331 с.
11. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of oscillations // Structural Mathematical Modeling in Problems of Dynamics of Technical Objects. Cham: Springer, 2019. Vol. 252. 521 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-31295-4>.
12. Елисеев С.В., Елисеев А.В., Большаков Р.С., Хоменко А.П. Методология системного анализа в задачах оценки, формирования и управления динамическим состоянием технологических и транспортных машин: монография. Новосибирск: Наука, 2021. 681 с.
13. Eliseev S.V., Bolshakov R.S., Orlenko A.I., Trofimov A.N. Structural mathematical modelling: the concept of feedback in the dynamics of mechanical oscillation systems // XII International Scientific and Technical Conference «Applied Mechanics and Systems Dynamics»: electronic publication (Omsk, 13–15 November 2018). Omsk: IOP Publishing Ltd, 2018. P. 012036.
14. Bolshakov R.S., Sitov I.S. The estimation of dynamical condition of vibration technological machines at joint action of two external disturbances // Modeling of technical systems. Materials Science and Engineering: IOP Conference Series. 2020. Vol. 971. Iss. 4. P. 042007. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/971/4/042007>.
15. Eliseev S.V., Kargapoltsev S.K., Bolshakov R.S., Kuznetsov N.K. The dynamical condition of the vibration machine: Nodes of oscillations, flexural centers, connectivity parameters // International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment. Materials Science and Engineering: IOP Conference Series. 2020. Vol. 709. Iss. 4. P. 044004. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/4/044004>.
16. Bolshakov R.S., Sitov I.S., Eliseev S.V. Unilateral constraints in interactions of system elements: estimation of dynamic constraint reactions // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering / eds. A.A. Radionov, V.R. Gasiyarov. Cham: Springer, 2021. P. 851–860. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54814-8_98.
17. Вайсберг Л.А., Рубисов Л.Г. Вибрационное грохочение сыпучих материалов: моделирование процессов и технологический расчет грохотов. СПб.: Механобртехника, 1994. 47 с. EDN: VNOBPZ.
18. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Eliseev S.V. Features of vibration machines with the introduction of additional links in the form of lever mechanisms // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering / eds. A.A. Radionov, V.R. Gasiyarov. Cham: Springer, 2021. P. 814–822. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54814-8_94. EDN: BUPBZT.
19. Eliseev S., Eliseev A., Kuznetsov N. System representations of dynamics of mechanical oscillatory structures based on

frequency function and damping function // *Electromechanics and Robotics. Smart Innovation, Systems and Technologies* / eds. A. Ronzhin, V. Shishlakov. Singapore: Springer, 2022. Vol. 232. P. 335–347. https://doi.org/10.1007/978-981-16-2814-6_29.

20. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Eliseev S.V., Vuong Q.T. Influence of inertial links on the distribution of vibration amplitudes of points of the working body of a technological vibrating // *International Conference Aviation Engineering and Transportation. Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2021. Vol. 1061. Iss. 1. P. 012013. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1061/1/012013>.

21. Пат. № 2773825, Российская Федерация, С1, В06В1/14, В24В31/00. Устройство для формирования вибрационного перемещения рабочей среды / С.В. Елисеев, С.К. Каргапольцев, Р.С. Большаков, А.В. Елисеев, К.Ч. Вьонг, А.С. Миронов, А.В. Николаев; заявитель и патентообладатель Иркутский государственный университет путей сообщения. № 2021102615. Заявл. 04.02.2021; опубл. 10.06.2022.

References

1. Panovko G.Ya. *Lectures on the basics of the theory of vibration machines and technologies*. Moscow: Bauman Moscow State Technical University; 2008, 192 p. (In Russ.).
2. Blekhman I.I. *Vibrational mechanics*. Moscow: Nauka; 1994, 394 p. (In Russ.).
3. Babichev A.P. *Vibration processing of parts in an abrasive medium*. Moscow: Mashinostroenie; 1968, 92 p. (In Russ.).
4. Kopylov Yu.R. *Dynamics of vibration shock hardening processes: monographs*. Voronezh: Nauchnaya kniga; 2011, 569 p. (In Russ.).
5. Eliseev S.V., Reznik Yu.I., Khomenko A.P. *Mechatronic approaches in mechanical oscillatory system dynamics*. Novosibirsk: Nauka; 2011, 384 p. (In Russ.).
6. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. *Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects*. Irkutsk: Irkutsk State University; 2008, 523 p. (In Russ.).
7. Bykhovsky I.I. *Fundamentals of the theory of vibration technology*. Moscow: Mashinostroenie; 1968, 362 p. (In Russ.).
8. Eliseev S.V. *Applied system analysis and structural mathematical modeling (dynamics of transport technological machines: motion connectivity, vibrational interactions, linkages)*. Irkutsk: Irkutsk State Transport University; 2018, 692 p. (In Russ.).
9. Bolshakov R.S. *Vibrational state features of transport and technological machines. Dynamic reactions and forms of element interactions: monograph*. Novosibirsk: Nauka; 2020, 411 p. (In Russ.).
10. Eliseev A.V., Selvinsky V.V., Eliseev S.V. *Dynamics of vibrational interactions of technological system elements considering unilateral constraints: monograph*. Novosibirsk: Nauka; 2015, 332 p. (In Russ.).
11. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of oscillations. In: *Structural mathematical modeling in problems of dynamics of technical objects*. Cham: Springer; 2019, vol. 252, 521 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-31295-4>.
12. Eliseev S.V., Eliseev A.V., Bolshakov R.S., Khomenko A.P. *System analysis methodology in the problems of estimation, formation and control of the dynamic state of technological and transport machines: monograph*. Novosibirsk: Nauka; 2021, 681 p. (In Russ.).
13. Eliseev S.V., Bolshakov R.S., Orlenko A.I., Trofimov A.N. Structural mathematical modelling: the concept of feedback in the dynamics of mechanical oscillation systems. In: *XII International Scientific and Technical Conference «Applied Mechanics and Systems Dynamics»: electronic publication*. 13–15 November 2018, Omsk. Omsk: IOP Publishing Ltd; 2018, p. 012036.
14. Bolshakov R.S., Sitov I.S. The estimation of dynamical condition of vibration technological machines at joint action of two external disturbances. In: *Modeling of technical systems. Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2020;971(4):042007. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/971/4/042007>.
15. Eliseev S.V., Kargapoltsev S.K., Bolshakov R.S., Kuznetsov N.K. The dynamical condition of the vibration machine: Nodes of oscillations, flexural centers, connectivity parameters. In: *International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment. Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2020;709(4):044004. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/4/044004>.
16. Bolshakov R.S., Sitov I.S., Eliseev S.V. Unilateral constraints in interactions of system elements: estimation of dynamic constraint reactions. In: Radionov A.A., Gasiyarov V.R. (eds.). *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer; 2021, p. 851-860. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54814-8_98.
17. Vaisberg L.A., Rubisov L.G. *Vibratory screening of bulk materials: process modeling and technological calculation of screens*. St. Petersburg: Mechanobr-tekhnika; 1994, 47 p. (In Russ.). EDN: VNOBPZ.
18. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Eliseev S.V. Features of vibration machines with the introduction of additional links in the form of lever mechanisms. In: Radionov A.A., Gasiyarov V.R. (eds.). *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer; 2021, p. 814-822. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54814-8_94. EDN: BUPBZT.
19. Eliseev S., Eliseev A., Kuznetsov N. System representations of dynamics of mechanical oscillatory structures based

on frequency function and damping function. In: Ronzhin A., Shishlakov V. (eds.). *Electromechanics and Robotics. Smart Innovation, Systems and Technologies*. Singapore: Springer; 2022, vol. 232, p. 335-347. https://doi.org/10.1007/978-981-16-2814-6_29.

20. Eliseev A.V., Kuznetsov N.K., Eliseev S.V., Vuong Q.T. Influence of inertial links on the distribution of vibration amplitudes of points of the working body of a technological vibrating. In: *International Conference Aviation Engineering and Transportation. Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2021;1061(1):012013. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1061/1/012013>.

21. Eliseev S.V., Kargapol'tsev S.K., Bolshakov R.S., Elisev A.V., Vyong K.C., Mironov A.S., Nikolaev A.V. *Device for forming vibrational displacement of the working medium*. Patent RF, no. 2773825; 2022. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Большаков Роман Сергеевич,

к.т.н., доцент,
доцент кафедры управления
эксплуатационной работой,
Иркутский государственный университет
путей сообщения,
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15, Россия
✉ bolshakov_rs@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-1187-5932>

Каргапольцев Сергей Константинович,

д.т.н., профессор,
профессор кафедры технологии и оборудования
машиностроительных производств,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, Россия
kck6262@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-4601-3099>

Вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 19.06.2023 г.;
одобрена после рецензирования 16.10.2023 г.;
принята к публикации 08.11.2023 г.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Roman S. Bolshakov,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor,
Associate Professor of the Operational
Management Department,
Irkutsk State Transport University,
15, Chernyshevsky St., Irkutsk 664074, Russia
✉ bolshakov_rs@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-1187-5932>

Sergey K. Kargapol'tsev,

Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Professor of the Department of Technology and
Equipment of Mechanical Engineering Production,
Irkutsk National Research Technical University,
83, Lermontov St., Irkutsk 664074, Russia
kck6262@mail.ru
<https://orcid.org/0000-0002-4601-3099>

Contribution of the authors

The authors contributed equally to this article.

Conflict of interests

The authors declare no conflicts of interests.

The final manuscript has been read and approved by all the co-authors.

Information about the article

The article was submitted 19.06.2023;
approved after reviewing 16.10.2023;
accepted for publication 08.11.2023.