

Характерные особенности формирования динамических состояний вибрационных технологических машин

С.В. Елисеев^{1а}, И.С. Ситов^{2б}

¹Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия

²Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аeliseev_s@inbox.ru, ^бsitov@yandex.ru

^а<https://orcid.org/0000-0001-6876-8786>,

^б<https://orcid.org/0000-0001-6785-632X>

Статья поступила 03.04.2019, принята 29.04.2019

Рассматриваются возможности формирования динамических состояний рабочих органов вибрационных технологических машин. Основное внимание уделяется разработке способов и средств управления распределениями амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине. Цель исследования заключается в разработке метода, позволяющего с помощью перемещаемого по длине рабочего органа вибровозбудителя формировать необходимые структуры вибрационного поля, учитывая специфические особенности динамических взаимодействий элементов системы. Используются методы структурного математического моделирования, которые позволяют сопоставить исходной механической колебательной системе структурную математическую модель в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления. Научная новизна подхода заключается во введении понятия о передаточной функции межпарциальных связей. Разработана технология получения необходимой математической модели, открывающей возможности формирования структуры и параметров вибрационного поля за счет сформированного размещения вибровозбудителя. Показаны возможности реализации разнообразных структур вибрационных полей. Получены аналитические соотношения, определены связи между режимами формирования узла колебаний и центра жесткости и рабочего органа вибростенда.

Ключевые слова: вибрационная технологическая машина; рабочий орган; структурная схема; передаточная функция; узел колебаний; центр жесткости.

Characteristic features of the formation of dynamic states of vibration technological machines

S.V. Eliseev^{1а}, I.S. Sitov^{2б}

¹Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevskiy St., Irkutsk, Russia

²Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

^аeliseev_s@inbox.ru, ^бsitov@yandex.ru

^а<https://orcid.org/0000-0001-6876-8786>,

^б<https://orcid.org/0000-0001-6785-632X>

Received 03.04.201, accepted 29.04.2019

The article considers possibilities of forming the dynamic states of the working members of vibration technological machines. The main attention is paid to the development of methods and means of controlling the distribution of the amplitudes of oscillations of points of the working member along its length. The purpose of the study is to develop a method that makes it possible to form the necessary structures of the vibrational field, using a vibration exciter that moves along the length of the working member, taking into consideration the specific features of the dynamic interactions of the system elements. The paper uses methods of structural mathematical modeling, which allow one to compare the initial mathematical oscillatory system with a structural mathematical model in the form of a structural diagram of a dynamically equivalent automatic control system. The scientific novelty of the approach lies in the introduction of the concept of the transfer function of interpartial constraints. A technology has been developed for obtaining the necessary mathematical model, which opens up the possibility of forming the structure and parameters of the vibrational field due to the formed arrangement of the vibration exciter. The possibilities of implementation of various structures of vibration fields are shown. The authors obtained analytical relations and determined the links between the modes of formation of the oscillation node and the center of stiffness and the working member of the vibration stand.

Keywords: vibration technological machine; working member; structural diagram; transfer function; oscillation node; center of stiffness.

Введение

Вибрационные технологические машины отличаются большим разнообразием и используются во многих

сферах производственной деятельности. С помощью этих машин реализуются вибрационные технологические процессы в таких формах, как вибрационная об-

работка поверхностей деталей с целью модификации свойств их поверхностей в машиностроении; вибрационная транспортировка сыпучих смесей, их сортировка и классификация; вибрационное формование панелей и элементов железобетонных конструкций в строительной индустрии и др. [1–3].

Настройка динамических состояний рабочих органов вибрационных машин, обеспечение надежности и эффективности их эксплуатации требует разработки и реализации специальных способов и средств оценки, контроля и управления процессами динамического взаимодействия элементов машин, формирования вибрационных полей рабочих органов и создания соответствующих систем контроля и управления динамическими состояниями вибрационных технологических комплексов. Ряд научных разработок таких направлений нашел отражение в работах [4–6].

Характерной особенностью упомянутых технологических процессов является необходимость обеспечения определенных динамических взаимодействий гранулированной рабочей среды с вибрирующими поверхностями рабочих органов технологических вибрационных машин. Практические направления в решении задач такого рода в конечном итоге приводят к необходимости разработки способов и средств формирования, целенаправленного изменения, корректировки и поддержания в определенных пределах параметров распределения амплитуд колебаний системы точек рабочих органов вибрационных технологических машин [7; 8].

Разработка математических моделей таких технологических комплексов представляет собой достаточно сложную задачу динамики, поскольку во многих случаях рабочие органы машин представляют собой протяженные твердые тела, совершающие колебания по нескольким степеням свободы. Обобщенная методика работы с математическими моделями таких систем изложена, в частности, в [9–11].

Упрощенные подходы к оценке и разработке способов и средств формирования динамических состояний связаны с представлениями о том, что физическая модель вибростенда может быть построена на основе использования механических колебательных (линейных) систем с двумя степенями свободы. Рабочий орган в этом случае рассматривается как протяженное плоское твердое тело на упругих опорах. При этом в качестве основных режимов рассматриваются малые колебания относительно положения статического равновесия или относительно установившегося рабочего динамического состояния вибрационной машины. Такие подходы довольно часто используются на стадиях предварительных расчетов, динамических оценок и выбора приемлемых параметров рабочих состояний.

Формирование необходимых динамических состояний вибрационных технологических машин обычно обеспечивается установкой одного или нескольких вибровозбудителей. Особенности распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа вибрационной технологической машины (или вибростенда) предопределяются особенностями самой конструкции, числом степеней свободы движения рабочего органа. Регулирование и настройка распределения амплитуд, коррекция состояний реализуются на основе различных конструктивно-технических решений, в том числе и через установку двух одновре-

менно работающих вибровозбудителей. При этом настройным фактором может выступать соотношение амплитуд колебаний точек вибрационного возбуждения рабочих органов. В научной литературе описано большое разнообразие подходов к формированию настроечных технологий [3; 9–12].

При всем разнообразии технологий формирования динамических состояний вибрационных машин определенными преимуществами обладают подходы, в которых настройка параметров состояния может достигаться за счет использования одного вибровозбудителя, обладающего возможностями изменения места своего расположения по отношению к рабочему органу.

В предлагаемой статье рассматриваются возможности формирования структуры и параметров вибрационного поля рабочего органа вибрационной технологической машин с одним вибровозбудителем, обладающим возможностями изменения места своего размещения на рабочем органе.

I. Некоторые общие положения. Особенности построения математической модели вибрационной технологической машины.

В качестве физической модели используется механическая колебательная система (рис. 1) с двумя степенями свободы, содержащая твердое тело массой M с моментом инерции J , опирающееся на упругие опоры с жесткостями k_1 и k_2 . Параллельно упругим элементам в опорную часть введены устройства для преобразования движения (УПД). Конструктивно УПД могут быть реализованы на основе не самотормозящихся винтовых механизмов; L_1 и L_2 соответственно приведенные массы гаек-маховиков [13; 14]. В системе имеется вибровозбудитель, приложенный в т. E (рис. 1); его воздействие обозначено через Q_0 . Твердое тело (рабочий орган) имеет центр масс, расположенный в т. O (рис. 1); расстояние \overline{OE} обозначается через l_0 ; $l_0 = \overline{OE}$. Движение системы может быть описано в системах координат y_0 , φ и y_1 , y_2 ; между системами координат y_1 , y_2 и y_0 , φ существуют отношения:

$$\begin{aligned} y_0 &= ay_1 + by_2, \quad \varphi = c(y_2 - y_1), \quad y_1 = y_0 - l_1\varphi, \\ y_2 &= y_0 + l_2\varphi, \quad y_E = y_0 - l_0\varphi, \end{aligned} \quad (1)$$

где l_1 , l_2 — расстояния до т. O ;

$$a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}, \quad b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}, \quad c = \frac{1}{l_1 + l_2}, \quad d = \frac{l_0}{l_1 + l_2}.$$

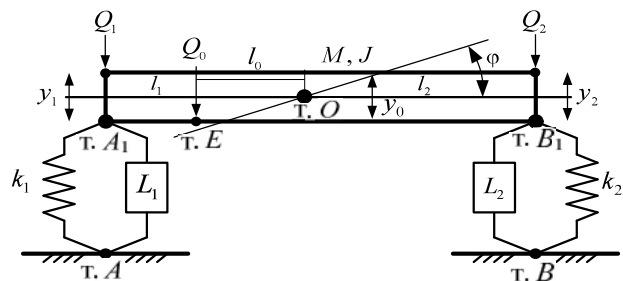


Рис. 1. Расчетная схема вибрационной технологической машины в виде механической колебательной системы с двумя степенями свободы

Используя технологию построения математических моделей, изложенную в [14], запишем систему дифференциальных уравнений движения в изображениях по Лапласу при нулевых начальных условиях:

$$\begin{aligned} \bar{y}_1(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1\bar{y}_1 - \bar{y}_2(Jc^2 - Mab)p^2 = \\ = Q_0 \left(\frac{l_2 - l_0}{l_1 + l_2} \right) = Q_0(a-d), \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{y}_2(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2\bar{y}_2 - \bar{y}_1(Jc^2 - Mab)p^2 = \\ = Q_0 \left(\frac{l_1 + l_0}{l_1 + l_2} \right) = Q_0(b+d), \end{aligned} \quad (3)$$

где $p = j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$) — комплексная переменная; значок $\langle \rightarrow \rangle$ над переменной означает ее изображение по Лапласу [14].

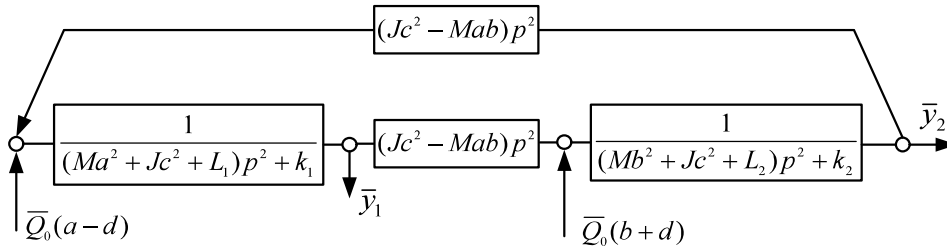


Рис. 2. Структурная математическая модель для системы, приведенной на рис. 1, при силовом внешнем воздействии \bar{Q}_0 , приложенном в т. E

Введем в рассмотрение передаточную функцию системы по координатам \bar{y}_1 и \bar{y}_2 при силовом возмущении \bar{Q}_0 . При одновременном действии двух факторов $\bar{Q}_1 \neq 0$, $\bar{Q}_2 \neq 0$ выражения для передаточных функций принимают вид:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_0} = \frac{[(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2](a-d) + (b+d)(Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)}, \quad (5)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_0} = \frac{[(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1](b+d) + (a-d)(Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)}, \quad (6)$$

где:

$$A(p) = [(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1] \times \\ \times [(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2] - [(Jc^2 - Mab)p^2]^2 \quad (7)$$

является характеристическим частотным уравнением системы.

Передаточная функция межпарциальных связей в данном случае принимает вид:

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{[(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1](b+d) + (a-d)(Jc^2 - Mab)p^2}{[(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2](a-d) + (b+d)(Jc^2 - Mab)p^2}. \quad (8)$$

Оценка возможностей изменения динамического состояния вибростенда может быть произведена на основе передаточной функции межпарциальных связей (8).

На основе уравнений (2), (3) может быть построена структурная математическая модель системы по рис. 1 в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления (рис. 2). Отметим, что сила \bar{Q}_0 , приложенная в т. E , может быть интерпретирована на основе, условия эквивалентности как система из двух составляющих, \bar{Q}_1 и \bar{Q}_2 , в тт. (A_1) , (B_1) :

$$\bar{Q}_1 = \bar{Q}_0(a-d), \quad \bar{Q}_2 = \bar{Q}_0(b+d). \quad (4)$$

II. Сравнительный анализ возможных форм распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа.

1. Если требуется выполнение условия, где $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$,

то в данной ситуации рабочий орган будет совершать только вертикальные колебания при отсутствии угловых колебательных движений твердого тела. В этом случае можно записать соотношение:

$$\frac{[(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1](b+d) + (a-d)(Jc^2 - Mab)p^2}{[(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2](a-d) + (b+d)(Jc^2 - Mab)p^2} = 1. \quad (9)$$

Откуда следует, что:

$$d = \frac{a(L_2 p^2 + k_2) - b(L_1 p^2 + k_1)}{(M + L_1 + L_2)p^2 + k_1 + k_2}. \quad (10)$$

Выражение (10) отображает зависимость значения настроечного параметра $d = d(l_0)$ от параметров исходной механической колебательной системы. Выражение (10) имеет дробно-рациональную структуру, в которой числитель и знаменатель могут принимать нулевые значения при определенных значениях частот.

В частности, d принимает нулевое значение, как это следует из (10), при частоте, определяемой выражением:

$$\omega_1^2 = \frac{ak_2 - bk_1}{aL_2 - bL_1}. \quad (11)$$

2. Если $d = 0$, то и $l_0 = 0$, что определяет точку приложения силы \bar{Q}_0 в центре масс т. (O) . В свою очередь,

d может принимать бесконечно большие размеры при частоте:

$$\omega_2^2 = \frac{k_1 + k_2}{M + L_1 + L_2}. \quad (12)$$

Выражение (10) позволяет оценить динамическое состояние системы при условиях, когда $p \rightarrow 0$ и $p \rightarrow \infty$. В этих случаях величина d стремится к некоторым предельным соотношениям, определяемым выражением:

$$R_1 = \lim_{p \rightarrow 0} d = \frac{ak_2 - bk_1}{k_1 + k_2}. \quad (13)$$

$$R_2 = \lim_{p \rightarrow \infty} d = \frac{aL_2 - bL_1}{M + L_1 + L_2}. \quad (14)$$

В обобщенной форме графики зависимостей $d = d(\omega)$ приведены на рис. 3 а, б. График на рис. 3 а отображает возможности системы при $\omega_1 < \omega_2$; на рис. 3 б график $d(\omega)$ соответствует случаю $\omega_1 > \omega_2$.

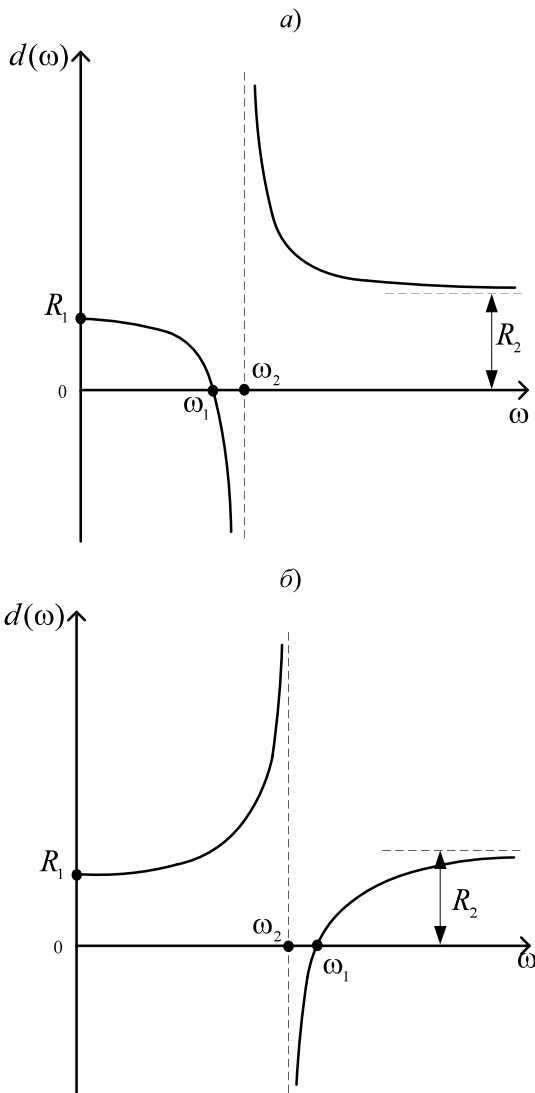


Рис. 3. Обобщенный вид графиков зависимостей $d(\omega)$, определяемых выражением (10)

III. Анализ динамических свойств. Предлагаемый подход в оценке возможностей формирования опреде-

ленной системы распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа основан на использовании структурного метода математического моделирования, что ориентировано в общем случае на системы, обладающие линейными свойствами [13; 14]. С учетом таких ограничений при построении структурных математических моделей становится возможным использованием основных понятий теории автоматического управления, в частности передаточных функций. Из анализа передаточных функций динамических смещений рабочего органа по координатам \bar{y}_1 и \bar{y}_2 при действии гармонического силового воздействия можно отметить возможности реализации режимов динамического гашения колебаний, а также возможности проявления двух резонансных состояний, как этом следует из частотного характеристического уравнения (7). При этом существенное значение имеет место приложения возмущающего воздействия (или параметр l_0).

1. При построении математических моделей показано, что приложение одиночного воздействия в промежуточных точках рабочего органа вибростенда может быть интерпретировано как действие двух одновременно действующих силовых факторов, имеющих между собой определенную связность параметров. Эти особенности реализуются при использовании оригинальных подходов в оценке динамических свойств.

Новизна подхода заключается в использовании характерных передаточных функций, которые могут быть названы передаточными функциями межпарциальных связей. Такие функции представляют собой отношение изображений координат \bar{y}_1 и \bar{y}_2 . Получение таких функций не представляет трудностей при наличии структурной схемы системы. Передаточная функция межпарциальных связей является дробно-рациональным выражением, которое зависит от комплексной переменной p^2 ($p = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$) [13; 14].

2. Дробно-рациональное выражение может принимать положительные и отрицательные значения, а также иметь нулевое значение, что идентифицируется как режим динамического гашения колебаний. При «обнулении» знаменателя передаточной функции межпарциальных связей режим динамического гашения колебаний формируется по другой координате рабочего органа. Такие режимы соответствуют формированию «треугольного» распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа (треугольное вибрационное поле).

3. При условии, что $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} > 0$, т. е. является положительной величиной, вибрационное поле имеет узел колебаний, который находится за пределами рабочего органа, а вибрационное поле имеет вид трапеции (при $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 0$ трапеция вырождается в треугольники).

4. Наконец, при отрицательном значении передаточной функции межпарциальных связей, т. е. при выполнении условия $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} < 0$, узел колебаний находится на рабочем органе. Вокруг узла колебаний в этом случае возникают угловые колебательные движения; при этом

узел колебаний не совершает вертикальных движений. Вибрационное поле рабочего органа при таких условиях представляет интерес для реализации специфических вибрационных технологических процессов.

Заключение

Формирование динамических состояний рабочих органов вибрационных технологических машин может осуществляться на основе различных подходов, например, на основе дополнительных связей, реализуемых через введение в структуру системы различных механизмов. Достаточно большие возможности в настройке и формировании вибрационных полей имеют методы, основанные на эффектах совместного действия нескольких одновременно действующих силовых факторов, что требует использования нескольких вибровозбудителей. Предлагаемый способ основан на использовании одного вибровозбудителя, обладающего возможностью изменять место своего расположения или при предварительной настройке технологической машины, или путем варьирования месторасположения вибровозбудителя в процессе работы путем применения специальной системы ручного или автоматизированного перемещения, реализуемого автоматической поисковой системой.

Литература

1. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения. Воронеж: Научная книга, 2011. 568 с.
2. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов: моногр. М.: Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика»: Ин-т компьютерных исследований, 2006. 176 с.
3. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
4. Елисеев С.В., Елисеев А.В., Орленко А.И., Ермошенко Ю.В. Методологические основы решения задач динамики взаимодействия элементов технологических машин с неудерживающими связями. Иркутск, 2018. 269 с. Деп. в ВИНТИ РАН 17.09.2018, № 105-B2018.
5. Eliseev S.V., Orlenko A.I., Bolshakov R.S., Mironov A.S. Evaluation of the dynamic state of mechanical vibrational systems with a solid on elastic supports with motion transformation devices // VI international symposium on innovation and sustainability of modern railway. Conference proceedings. 2018. C. 225-232.
6. Елисеев С.В. Миронов А.С., Выюнг К.Ч. Вопросы развития методологических основ в решении задач динамики транспортных и технологических машин // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство: материалы I междунар. науч.-практической конф. М., 2018. С. 69-79.
7. Елисеев С.В., Кузнецов Н.К., Выюнг К.Ч. Новые подходы в оценке динамических свойств технологических объектов при одновременном действии нескольких гармонических возмущений // Вестн. Иркут. гос. техн. ун-та. 2018. Т. 22, № 6 (137). С. 19-33.
8. Елисеев С.В., Елисеев А.В., Миронов А.С. Возможности изменения вибрационного поля рабочих органов технологических машин // Journal of Advanced Research in technical science. 2018. № 9-1. С. 73-79.
9. Ганиев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твердых тел. М.: Наука: Гл. ред. Физ.-мат. лит., 1976. 432 с.
10. Ильинский В.С. Защита аппаратов от динамических воздействий. М.: Энергия, 1970. 320 с.
11. Найденко О.К., Петров П.П. Амортизация судовых двигателей и механизмов. Л.: Судпромгиз, 1962. 288 с.
12. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1968. 362 с.
13. Eliseev S.V., Luciano A.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Dynamics of mechanical systems with additional ties. Irkutsk State University. 2006. 315 p.
14. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем. Новосибирск: Наука, 2016. 459 с.

References

1. Kopyilov Yu.R. Dynamics of processes of vibroimpact hardening / Yu.R. Kopyilov. Voronezh: Science book, 2011. 568 p.
2. Panovko G.Ya. Dynamic of vibrational technological processes: monograph / G.Ya. Panovko. M. Izhevsk: Research Center "Regular and chaotic dynamics", Institute of computer research. 2006. 176 p.
3. Vaisberg L.A. Design and calculation of vibrating screens / L.A. Vaisberg. M: Nedra, 1986. 144 p.
4. Methodological bases for solving problems of the dynamics of interaction of elements of technological machines with non-retaining links / S.V. Eliseev, A.V. Eliseev, A.I. Orlenko, Yu.V. Ermoshenko and other. Irkutsk, 2018. 269 p. Dep. in VINITI RAN 17.09.2018, No 105 B 2018.
5. Evaluation of the dynamic state of mechanical vibrational systems with a solid on elastic supports with motion transformation devices / S.V. Eliseev, A.I. Orlenko, R.S. Bolshakov, A.S. Mironov // In the collection: VI international symposium on innovation and sustainability of modern railway. Conference proceedings. 2018. C. 225-232.
6. Eliseev S.V. The development of methodological foundations in solving the problems of the dynamics of transport and technological machines / S.V. Eliseev, A.S. Mironov, Q.T. Vuong // In the collection: transport, mining and construction engineering: science and production. Materials of the I international scientific-practical conference. 2018. P. 69-79.
7. Eliseev S.V. New approaches in evaluating the dynamic properties of technical objects under the simultaneous action of several harmonic perturbations / S.V. Eliseev, N.K. Kuznetsov, Q.T. Vuong // Bulletin of the Irkutsk State Technical University. 2018. Vol. 22.No 6 (137). P. 19-33.
8. Eliseev S.V. The possibility of changing the vibration field of the working bodies of technological machines / S.V. Eliseev, A.V. Eliseev, A.S. Mironov // Journal of Advanced Research in technical science. 2018. No 9-1. P. 73-79.
9. Ganiev R.F. Vibration of solids / R.F. Ganiev, V.O. Kononenko. M: Science, main edition of the physical and mathematical literature, 1976. 432 p.
10. Ilinski V.S. Protection of devices from dynamic effects. M: Energy, 1970. 320 p.
11. Naidenko O.K. Amortization of ship engines and mechanisms / O.K. Naidenko, P.P. Petrov. L.: Sudpromgiz, 1962. 288 p.
12. Byikhovskii I.I. Fundamentals of the theory of vibration technology / I.I. Byikhovskii. M: Engineering, 1968. 362 p.
13. Eliseev S.V. Dynamics of mechanical systems with additional ties / S.V. Eliseev, A.V. Lukyanov, Yu.N. Reznik, A.P. Khomenko. Irkutsk: Irkutsk State University. 2006. 315 p.
14. Eliseev S.V. Applied theory of oscillations in problems of dynamic of linear mechanical systems / S.V. Eliseev, A.I. Artyunin. Novosibirsk: Nauka, 2016. 459 p.