

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ И МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 62.752, 621.534; 629.4.015

DOI: 10.18324/2077-5415-2019-2-7-12

Об особенностях установки и размещения вибровозбудителя технологической вибрационной машины

С.К. Каргапольцев^a, С.В. Елисеев^b, К.Ч. Вьонг^c

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

^arector@irgups.ru, ^beliseev_s@inbox.ru, ^ctrucvq1990@gmail.com

^a<https://orcid.org/0000-0002-4601-3099>,

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

^c<https://orcid.org/0000-0003-3026-5301>

Статья поступила 8.04.2019, принята 29.04.2019

Рассматриваются особенности динамических процессов, возникающих при динамических взаимодействиях рабочих органов вибрационных технологических машин при введении дополнительных связей колебательной структуры. Цель исследования заключается в разработке метода построения математических моделей для решения задач динамики, связанных с формированием распределений амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине. Используются подходы и методы структурного математического моделирования, основанные на использовании аналитического аппарата теории автоматического управления. Научная новизна работы состоит в оценке возможностей корректировки и изменений вибрационных полей, создаваемых рабочими органами при учете введения дополнительной связи в виде присоединяемого массоинерционного подпружиненного корректора. Предложена технология построения математических моделей с использованием структурных схем и передаточных функций межпарциальных связей. Получены аналитические соотношения, определяющие возможности настройки системы на реализацию определенных динамических режимов. Показаны возможности формирования динамических состояний вибрационных технологических машин с учетом условий и особенностей возбуждения колебания рабочих органов. Результаты работы представляют интерес для специалистов в области машиноведения, динамики и прочности машин и вибрационной защиты оборудования и аппаратуры.

Ключевые слова: передаточные функции; межпарциальные связи; динамическое гашение колебаний; связность движений; формирование динамических состояний.

On the peculiarities of installation and placement of the exciter of technological vibrating machine

S.K. Kargapol'tsev^a, S.V. Eliseev^b, Quang Truc Vuong^c

Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevsky St., Irkutsk, Russia

^arector@irgups.ru, ^beliseev_s@inbox.ru, ^ctrucvq1990@gmail.com

^a<https://orcid.org/0000-0002-4601-3099>,

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

^c<https://orcid.org/0000-0003-3026-5301>

Received 8.04.2019, accepted 29.04.2019

The features of the dynamic processes arising from the dynamic interactions of the working bodies of the vibration technological machines with the introduction of additional ties of the oscillatory structure are considered. The purpose of the research is to develop a method for constructing mathematical models for solving problems of dynamics associated with the formation of oscillation amplitude distributions of the points of the working bodies along its length. Approaches and methods of structural mathematical modeling based on the use of the analytical apparatus of the theory of automatic control are used. The scientific novelty of the work is in assessing the possibilities of adjusting and changing the vibrational fields created by the working bodies, taking into account the introduction of an additional tie in the form of an attachable mass-inertial spring-loaded corrector. A technology is proposed for constructing mathematical models using structural schemes and transfer functions of interpartial connections. Analytical relationships have been obtained that determine the ability of system setting options to implement certain dynamic regimes. The possibilities of formation of dynamic states of vibration technological machines are shown taking into account the conditions and characteristics of the excitation of oscillations of the working bodies. The results of the work are of interest to specialists in the field of engineering, the dynamics and strength of machines and the vibration protection of equipment and apparatus.

Keywords: transfer functions, interpartial connections, dynamic vibration damping, connectedness of movements, forming dynamic states.

Введение

Вопросам динамики и настройки вибрационных технологических машин уделяется значительное внимание, что нашло отражение в работах [1–4]. В наиболее распространенных постановках задач исследования, оценок и формирования динамических состояний рабочих органов таких машин используются расчетные схемы в виде механических колебательных систем с несколькими степенями свободы и сосредоточенными параметрами в предположении, что рассматриваемая система совершает малые колебания относительно положения статического равновесия и обладает линейными свойствами [5–7]. Упрощенные подходы во многих случаях позволяют получить аналитические соотношения, отражающие совокупности динамических свойств и взаимодействий элементов машин.

Особенностью технологических вибрационных машин, используемых для технологических процессов, реализующих динамические процессы взаимодействия рабочей гранулированной среды с поверхностями обрабатываемых деталей, являются значительные динамические нагрузки и высокий уровень вибрационных воздействий, что предопределяет интерес к разработке способов и средств анализа и динамического синтеза механических колебательных систем [8; 9].

В последние годы большое внимание уделяется развитию аналитических методов, что имеет свои преимущества, поскольку предоставляет возможности включить в рассмотрение при исследовании и оценке динамических свойств систем процессы введения дополнительных связей, эффекты совместного одновременного действия нескольких динамических факторов, а также новые динамические режимы. В этом плане определенный интерес представляют методы структурного математического моделирования [10; 11], в рамках которых нашли применение и получили развитие возможности теории цепей и теории автоматического управления.

Аналитический аппарат теории автоматического управления обладает достаточной универсальностью в развитии подходов, способов и средств оценки динамических состояний вибрационных машин, разработки методов динамического синтеза, корректировки, настройки и формирования вибрационных полей рабочих органов технологических машин.

В предлагаемой работе развивается технология построения математических моделей вибрационных машин, динамические свойства которых формируются на основе учета особенностей динамических свойств механических колебательных систем с тремя степенями свободы.

1. Некоторые общие положения. Постановка задачи исследования. Во многих случаях технологическая вибрационная машина может быть представлена в виде механической колебательной системы, имеющей протяженное твердое тело, обладающее массой M и моментом инерции J , и опирающееся на упругие элементы (пружины с жесткостями k_1 и k_2) (рис. 1). Твер-

дое тело (или рабочий орган) совершает колебательные движения в системах координат y_1, y_2 или y_0, φ , связанных с неподвижным базисом. Центр масс системы (т. O) расположен на расстояниях l_1 и l_2 от концов рабочего органа (тт. A), (B)). Особенностью технического объекта является закрепление на рабочем органе дополнительного инерционного элемента массой m , совершающего вертикальные колебания под действием гармонической силы $Q(t)$, приложенной к массе m . Упругий элемент дополнительной массы (пружина жесткости k_3) установлен в точке E , на расстоянии l_0 от центра масс т. O . Фрагмент исходной системы в виде инерционного элемента m и пружины k_3 отражает локальные свойства вибровозбудителя колебаний технологической вибрационной машины. Между системами координат технического объекта существуют отношения:

$$\begin{aligned} y_0 &= ay_1 + by_2, \quad \varphi = c(y_2 - y_1), \\ y_1 &= y_0 - l_1\varphi, \quad y_2 = y_0 + l_2\varphi, \\ y_E &= y_0 + l_0\varphi = y_1(a - l_0c) + y_2(b + l_0c), \end{aligned} \quad (1)$$

где $a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}$, $b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}$, $c = \frac{1}{l_1 + l_2}$ (в дальнейшем используется $d = \frac{l_0}{l_1 + l_2}$).

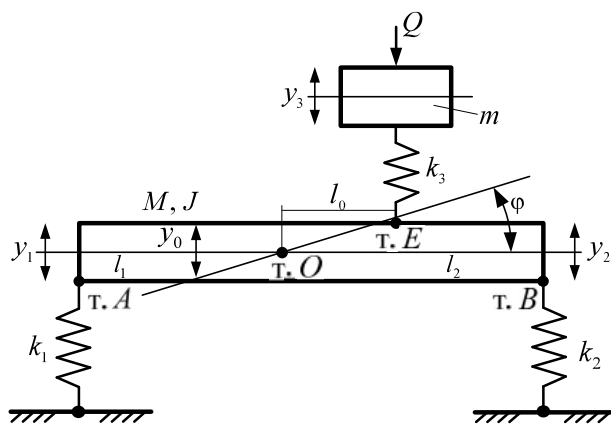


Рис. 1. Расчетная схема технологической вибрационной машины с подпружинным вибровозбудителем

Для составления системы уравнений движения используются приемы, изложенные в работах [7; 9], основанные на применении преобразований Лапласа при нулевых начальных условиях:

$$\begin{aligned} \bar{y}_1[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_3(a-d)^2] - \\ - \bar{y}_2[(Jc^2 - Mab)p^2 - k_3(a-d)(b+d)] - \\ - \bar{y}_3k_3(a-d) = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{y}_2[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3(b+d)^2] - \\ - \bar{y}_1[(Jc^2 - Mab)p^2 - k_3(a-d)(b+d)] - \\ - \bar{y}_3k_3(b+d) = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\bar{y}_3(mp^2 + k_3) - \bar{y}_1k_3(a-d) - \bar{y}_2k_3(b+d) = \bar{Q}. \quad (4)$$

Коэффициенты системы уравнений движения технического объекта (рис. 1) в операторной форме приводятся в таблице 1.

Таблица 1

Коэффициенты системы уравнений движения исходного объекта (рис. 1) в координатах $\bar{y}_1, \bar{y}_2, \bar{y}_3$

a_{11}	a_{12}	a_{13}
$(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_3(a-d)^2$	$(Mab - Jc^2)p^2 + k_3(a-d)(b+d)$	$-k_3(a-d)$
a_{21}	a_{22}	a_{23}
$(Mab - Jc^2)p^2 + k_3(a-d)(b+d)$	$(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3(b+d)^2$	$-k_3(b+d)$
a_{31}	a_{32}	a_{33}
$-k_3(a-d)$	$-k_3(b+d)$	$mp^2 + k_3$
Обобщенные силы		
Q_1	Q_2	Q_3
0	0	Q

Примечание: $p = j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$) — комплексная переменная;

значок $\langle - \rangle$ над переменной означает ее изображение по Лапласу [7; 9].

Система дифференциальных уравнений (2) ÷ (4) может быть упрощена для решения задач, связанных с оценкой особенностей распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине ($l_1 + l_2$).

Задача исследования заключается в разработке метода построения математических моделей технологических вибрационных машин на основе использования динамических эффектов связности движения по координатам системы, возможностей исключения части переменных состояния и учета связности действия внешних воздействий, создающих определенные вибрационные поля (или распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа) [10; 11].

II. Особенности построения математической модели исходной системы в упрощенном виде. Локализация на расчетной схеме (рис. 1) дополнительного твердого тела массой m , опирающегося на упругий элемент жесткостью k_3 , контактирующий в т. E с рабочим органом (M, J), по существу, может быть интерпретирована как присоединение в т. E динамического гасителя колебаний. Если воспользоваться правилами Крамера, приведенными в работе [12], то передаточные функции системы при внешнем возмущении $\bar{Q}_3 = \bar{Q}$ ($\bar{Q}_1 = \bar{Q}_2 = 0$), получим, учитывая значение коэффициентов a_{ij} ($i = \overline{1,3}, j = \overline{1,3}$), из таблицы выражения для передаточных функций $W_1(p), W_2(p), W_3(p)$ при действии входного возмущения \bar{Q}_3 [12]:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}} = \frac{(a_{12}a_{23} - a_{13}a_{22})}{A(p)} = \frac{[(Jc^2 - Mab)p^2 - k_3(a-d)(b+d)][k_3(b+d)] + [k_3(a-d)][(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3(b+d)^2]}{A(p)}, \quad (5)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}} = \frac{(a_{13}a_{21} - a_{11}a_{23})}{A(p)} = \frac{[k_3(a-d)][(Jc^2 - Mab)p^2 - k_3(a-d)(b+d)] + [(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_3(a-d)^2][k_3(b+d)]}{A(p)}, \quad (6)$$

$$W_3(p) = \frac{\bar{y}_3}{\bar{Q}} = \frac{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})}{A(p)} = \frac{[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_3(a-d)^2] \times [(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3(b+d)^2] - [(Mab - Jc^2)p^2 + k_3(a-d)(b+d)] \times [(Mab - Jc^2)p^2 + k_3(a-d)(b+d)]}{A(p)}, \quad (7)$$

где:

$$A(p) = a_{11}a_{22}a_{33} - a_{12}^2a_{33} - a_{23}^2a_{11} - a_{31}^2a_{22} + 2a_{12}a_{21}a_{31} \quad (8)$$

является частотным характеристическим уравнением системы.

Из (8) следует, в частности, что система имеет три резонансные частоты. Вместе с тем в системе возможны проявления режимов динамического гашения колебаний. Соответствующие выражения для определения частот динамического гашения колебаний могут быть получены на основе выражений для передаточных функций (5) ÷ (7) по координатам $\bar{y}_1, \bar{y}_2, \bar{y}_3$:

$$\omega_{1\text{дин}}^2 = \frac{k_2(a-d)}{Jc^2 - Mbd}; \quad (9) \quad \omega_{2\text{дин}}^2 = \frac{k_1(b+d)}{Jc^2 + Mad}, \quad (10)$$

в свою очередь, частоты гашения колебаний по координате \bar{y}_3 являются корнями следующего биквадратного уравнения:

$$(MJc^2)p^4 + [Jc^2(k_1 + k_2 + k_3) + M(b^2k_1 + a^2k_2 + d^2k_3)]p^2 + k_1k_2 + k_1k_3(b+d)^2 + k_2k_3(a-d)^2 = 0. \quad (11)$$

При введении дополнительной связи в форме подгруженного твердого тела массой m в т. E координата \bar{y}_3 может дважды принимать нулевые значения.

III. Динамическое гашение колебаний в точке контакта дополнительной связи с поверхностью рабочего органа технологической машины. Координата \bar{y}_E в соответствии с соотношением (1) определяется выражением:

$$\bar{y}_E = \bar{y}_0 + l_0\bar{\varphi} = \bar{y}_1(a-l_0c) + \bar{y}_2(b+l_0c). \quad (12)$$

Поскольку $d = \frac{l_0}{l_1 + l_2}$, то (12) преобразуется к виду:

$$\bar{y}_E = \bar{y}_1(a-d) + \bar{y}_2(b+d). \quad (13)$$

Используя выражения (5), (6), найдем, что:

$$W_E(p) = \frac{\bar{y}_E}{\bar{Q}} = \frac{(a_{12}a_{23} - a_{13}a_{22})(a-d) + (a_{13}a_{21} - a_{11}a_{23})(b+d)}{A(p)}. \quad (14)$$

Откуда следует, что координата \bar{y}_E может принимать нулевые значения (или проявлять режим динамического гашения колебаний) на одной частоте, значение которой определяется из решения частотного уравнения:

$$(a-d)\{[(Jc^2 - Mab)p^2 - k_3(a-d)(b+d)][k_3(b+d)] + [k_3(a-d)][(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3(b+d)^2]\} + (b+d)\{[k_3(a-d)][(Jc^2 - Mab)p^2 - k_3(a-d)(b+d)] + [(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_3(a-d)^2][k_3(b+d)]\} = 0 \quad (15)$$

или:

$$(Jc^2 + Md^2)p^2 + k_2(a-d)^2 + k_1(b+d)^2 = 0. \quad (16)$$

Откуда следует частота динамического гашения колебаний по координате \bar{y}_E :

$$\omega_{E \text{ дм}}^2 = \frac{k_2(a-d)^2 + k_1(b+d)^2}{Jc^2 + Md^2}. \quad (17)$$

При этом сохраняется движение по всем трем координатам $\bar{y}_1, \bar{y}_2, \bar{y}_3$, т. е. точка E выступает в качестве узла колебаний по отношению к трем координатам, что свидетельствует о возможностях проявления нетрадиционных рычажных связей между движениями координат.

IV. Некоторые вопросы упрощения математической модели системы при исключении одной из координат. Динамические свойства системы, расчетная схема которой приведена на рис. 1, принципиально не изменятся, если точка E будет находиться на нижней части поверхности рабочего органа. В таком располо-

жении элементов m и k_2 (и точки E) имеется определенный смысл, так как для технологических цепей освобождается верхняя часть вибростенда, а ее нижняя часть становится доступной для настроечных мероприятий.

Координата \bar{y}_3 может быть исключена из системы уравнений (2) ÷ (4) при использовании следующего подхода. Запишем уравнения (2) ÷ (4) в виде:

$$a_{11}\bar{y}_1 + a_{12}\bar{y}_2 + a_{13}\bar{y}_3 = 0, \quad (18)$$

$$a_{21}\bar{y}_1 + a_{22}\bar{y}_2 + a_{23}\bar{y}_3 = 0, \quad (19)$$

$$a_{31}\bar{y}_1 + a_{32}\bar{y}_2 + a_{33}\bar{y}_3 = \bar{Q}. \quad (20)$$

Из (20) следует, что:

$$\bar{y}_3 = \frac{\bar{Q} - a_{31}\bar{y}_1 - a_{32}\bar{y}_2}{a_{33}}. \quad (21)$$

После подстановки (21) в уравнения (18), (19) получим упрощенную математическую модель в виде системы уравнений:

$$\bar{y}_1(a_{11}a_{33} - a_{13}^2) + \bar{y}_2(a_{33}a_{12} - a_{13}a_{32}) = -a_{13}\bar{Q}, \quad (22)$$

$$\bar{y}_1(a_{33}a_{21} - a_{23}a_{31}) + \bar{y}_2(a_{33}a_{22} - a_{23}^2) = -a_{23}\bar{Q}. \quad (23)$$

Структурная математическая модель может быть построена на основе (22), (23) и имеет вид, как показано на рис. 2.

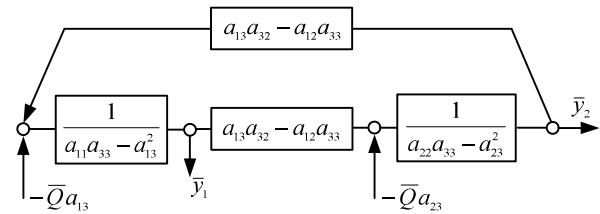


Рис. 2. Структурная математическая модель системы по рис. 1 в координатах \bar{y}_1, \bar{y}_2 (координата \bar{y}_3 исключена)

Структурная математическая модель (рис. 2), полученная в результате эквивалентных преобразований, формально отображает динамическое состояние с помощью только двух координат, \bar{y}_1 и \bar{y}_2 . В системе действуют два синфазных гармонических фактора, обозначенных на рис. 2 как $\bar{Q}a_{13}$ и $\bar{Q}a_{23}$. На основе аналогичных подходов в рассматриваемом случае можно также отметить наличие двух парциальных блоков с тем отличием, что они относятся к парциальным системам с двумя степенями свободы. Такие предложения рассматривались, например, в работах [13; 14].

Характеристическое частотное уравнение, полученное на основе структурной схемы, приведенной на рис. 2, имеет вид:

$$A_0(p) = (a_{13}a_{33} - a_{13}^2)(a_{33}a_{22} - a_{23}^2) - (a_{33}a_{12} - a_{13}a_{32})^2. \quad (24)$$

Раскрытие (24) приводит его к форме, совпадающей с результатами, приведенными в работе [12].

В системе координат \bar{y}_1, \bar{y}_2 можно построить передаточные функции:

$$W_1'(p) = \frac{\bar{y}_1}{Q} = \frac{-a_{23}(a_{13}a_{32} - a_{12}a_{33}) - a_{13}(a_{22}a_{33} - a_{23}^2)}{A_0(p)}, \quad (25)$$

$$W_2'(p) = \frac{\bar{y}_2}{Q} = \frac{-a_{13}(a_{13}a_{32} - a_{12}a_{33}) - a_{23}(a_{11}a_{33} - a_{13}^2)}{A_0(p)}. \quad (26)$$

Для оценки динамических состояний, формируемых распределениями амплитуд координат точек рабочего органа машины по его длине, введем передаточную функцию межпарциальных связей:

$$W_{12}'(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{a_{13}(a_{13}a_{32} - a_{12}a_{33}) + a_{23}(a_{11}a_{33} - a_{13}^2)}{a_{23}(a_{13}a_{32} - a_{12}a_{33}) + a_{13}(a_{22}a_{33} - a_{23}^2)} \quad (27)$$

или:

$$W_{12}'(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{a_{23}a_{11} - a_{13}a_{12}}{a_{13}a_{22} - a_{23}a_{12}}. \quad (28)$$

После подстановки параметров системы из приведенной выше таблицы получим:

$$W_{12}'(p) = \frac{[-k_3(b+d)][(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_3(a-d)^2] + [k_3(a-d)][(Mab - Jc^2)p^2 + k_3(a-d)(b+d)]}{[-k_3(a-d)][(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_3(b+d)^2] + [k_3(b+d)][(Mab - Jc^2)p^2 + k_3(a-d)(b+d)]} \quad (29)$$

или:

$$W_{12}'(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{(Jc^2 + Mad)p^2 + k_1(b+d)}{(Jc^2 - Mbd)p^2 + k_2(a-d)}. \quad (30)$$

Заключение

Динамическое состояние вибрационных технологических машин, расчетные схемы которых рассматриваются в виде механических колебательных систем при наличии рабочего органа в виде протяженного твердого тела, обладающего массой и моментом инерции, может формироваться путем установки динамического гасителя колебаний, точка контакта которого может изменять свое положение.

Предложен метод построения математических моделей в системах с тремя степенями свободы при реализации процедур исключения координаты массоинерционного элемента динамического гасителя колебаний. Показано, что при описании динамического состояния технического объекта как системы с двумя степенями свободы межпарциальные связи по координатам движения рабочего органа не зависят непосредственно от параметров динамического гасителя колебаний.

Показано, что формирование требуемых параметров и структуры динамических состояний определяется лишь параметрами размещения точки контакта дина-

мического гасителя колебаний с поверхностью рабочего органа. Предложена технология определения форм и структуры распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине.

Получены аналитические соотношения, позволяющие формировать структуры вибрационных полей с определенными ограничениями на расположение узлов колебаний. Исследования показывают, что в системах с тремя степенями свободы могут формироваться специфические динамические режимы, обеспечивающие возможности создания вибрационных полей определенной структуры за счет создания дополнительных режимов образования узлов колебаний.

Литература

1. Махутов Н.А., Абросимов Н.В., Гаденин М.М. Обеспечение безопасности – приоритетное направление в области фундаментальных и прикладных исследований // Экономические и социальные перемены: факты и тенденции, прогноз. 2013. № 3 (27). С. 46-71.
2. Елисеев С.В., Николаев А.В., Миронов А.С., Вьонг К.Ч. Направление развития научно-технических разработок в динамике технологических вибрационных и транспортных машин. Иркутск, 2018. 95 с. Деп. в ВИНТИ РАН 27.07.2018, № 88-В2018.
3. Елисеев С.В., Миронов А.С., Вьонг 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.
4. Елисеев С.В., Миронов А.С., Вьонг К.Ч. Новые подходы в оценке динамических свойств технических объектов при одновременном действии нескольких гармонических возмущений // Вестн. Иркут. гос. техн. ун-та. 2018. Т. 22, № 6 (137). С. 19-33.
5. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 319 с.
6. Потураев В.Н., Червоненко А.Г., Ободан Ю.Я. Динамика и прочность вибрационных транспортно-технологических машин. М.: Машиностроение, 1989. 112 с.
7. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем. Новосибирск: Наука, 2016. 459 с.
8. Коловский М.З. Автоматическое управление виброзащитными системами. М.: Наука, 1976. 320 с.
9. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с.
10. Елисеев С.В. Прикладной системный анализ и структурное математическое моделирование (динамика транспортных и технологических машин: связность движений, вибрационные взаимодействия, рычажные связи). Иркутск: ИргУПС, 2018. 692 с.
11. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем 2-е изд. испр. и доп. Минск: Дизайн ПРО, 2004. 640 с.
12. Дружинский И.А. Механические цепи. Л.: Машиностроение, 1977. 240 с.
13. Вьонг К.Ч., Ковригина И.В., Елисеев С.В. Механизмы в структуре механической колебательной системы: воз-

возможности формирования динамических состояний // Системы Методы Технологии. 2018. № 3 (39). С. 13-18.

14. Елисеев С.В., Вьонг К.Ч., Миронов А.С. Дополнительные связи как фактор изменения динамических свойств механических колебательных систем // Решетневские чтения. 2018. Т. 1, № 22. С. 435-437.

References

1. Makhutov N.A., Abrosimov N.V., Gadenin M.M. Provision of safety - the priority in the sphere of fundamental and applied research. Economic and Social Changes: Facts, Trends, Forecast, 2013, no. 3, P. 46-71.

2. Eliseev S.V., Nikolaev A.V., Mironov A.S., Vuong Q.T. The direction of development of scientific and technical developments in the dynamics of technological vibration and transport machines. Irkutsk, 2018, 95 p. DEP. in VINITI RAS 27.07.2018, № 88-B2018.

3. Eliseev S.V., Mironov A.S., Vuong Q.T. The development of methodological foundations in solving the problems of the dynamics of transport and technological machines. In the collection: transport, mining and construction engineering: science and production. Materials of the I international scientific-practical conference, 2018, P. 69-79.

4. Eliseev S.V., Kyznetsov N.K., Vuong Q.T. New approaches in technical object dynamic property evaluation under simultaneous action of several harmonic disturbances. Proceedings of Irkutsk State Technical University, 2018, no. 6 (137), P. 19-33.

5. Goncharevich I.F., Frolov K.V. Theory of Vibration Engineering and Technology. M.: Nauka, 1981, 319 p.

6. Poturaev V.N., Chervonenko A.G., Obodan Yu.Ya. Dynamics and strength of vibration transport-technological machines. M.: Mashinostroenie, 1989, 112 p.

7. Eliseev S.V., Artyunin A.I. Applied theory of oscillations in the problems of dynamics of linear mechanical systems. Novosibirsk: Nauka, 2016, 459 p.

8. Kolovskii M.Z. Automatic control of vibration protection systems. M.: Nauka, 1976, 320 p.

9. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Mechatronical approaches in dynamics of mechanical oscillation systems. Novosibirsk: Nauka, 2011, 384 p.

10. Eliseev S.V. Applied system analysis and structural mathematical modeling (dynamics of transport and technological machines: connectivity of motions, vibrational interactions, lever linkages). Irkutsk: IrGUPS, 2018, 692 p.

11. Tarasik V.P. Mathematical modeling of technical systems. Minsk: Dizain PRO, 2004, 640 p.

12. Druzhinskii I.A. Mechanical chains. JL.: Mashinostroenie, 1977, 240 p.

13. Vuong Q.T., Kovrigina I.V., Eliseev S.V. Mechanisms in the structure of a mechanical oscillatory system: possibilities of forming dynamic states. Systems Methods Technologies, 2018, no. 3 (39), P. 13-18.

14. Eliseev S.V., Vuong Q.T., Mironov A.S. Additional ties as a factor of changing the dynamic properties of mechanical oscillatory systems. Reshetnev readings, 2018, vol. 1, no. 22, P. 435-437.