



17. SFU (RSU) Department of Physical Chemistry. Numerical methods and programming. Materials for the lecture course. [An electronic medium]. URL: <http://www.physchem.chimfak.rsu.ru/Source/NumMethods/ODE.html/> (access date: Sept 07, 2011).

18. Cherepanov A., Lyapustin P. Forecasting Resource as a Method of Increasing the Security. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 253 012004. 2017.

### Информация об авторах

*Черепанов Анатолий Петрович* – д. т. н., профессор кафедры «Управление на автомобильном транспорте», Ангарский государственный технический университет, e-mail: boning89@mail.ru

*Ляпустин Павел Константинович* – к. т. н., заведующий кафедрой «Управление на автомобильном транспорте», Ангарский государственный технический университет, e-mail: lpk62@mail.ru

### Authors

*Anatolii Petrovich Cherepanov* – Doctor of Engineering Science, Prof. at the Subdepartment of Management of Road Transport, Angarsk State Technical University, e-mail: boning89@mail.ru

*Pavel Konstantinovich Lyapustin* – Ph.D. in Engineering Science, head of the Subdepartment of Management of Road Transport, Angarsk State Technical University, e-mail: lpk62@mail.ru

### Для цитирования

Черепанов А. П. Закономерности снижения ресурса уникальных машин / А. П. Черепанов, П. К. Ляпустин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – Т. 63, № 3. – С. 37–45. – DOI: 10.26731/1813-9108.2019.3(63).37–45

### For citation

Cherepanov A. P., Lyapustin P. K. Zakonomernosti snizheniya resursa unikal'nykh mashin [The pattern of decrease of a resource of unique machines]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2019. Vol. 63, No. 3, pp. 37–45. DOI: 10.26731/1813-9108.2019.3(63).37–45

УДК 62.752, 621:534;833; 888.6, 629.4.015;02

DOI: 10.26731/1813-9108.2019.3(63).45–52

**С. В. Елисеев<sup>1</sup>, Н. К. Кузнецов<sup>2</sup>, Р. С. Большаков<sup>1</sup>, А. И. Артюнин<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

<sup>2</sup> Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Российская Федерация

Дата поступления: 04 апреля 2019 г.

## ДИНАМИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ: УЗЛЫ КОЛЕБАНИЙ, ЦЕНТРЫ ЖЕСТКОСТИ, КОЭФФИЦИЕНТЫ СВЯЗНОСТИ

**Аннотация.** В статье развиваются методологические основы структурного математического моделирования в приложении к задачам формирования динамических состояний рабочих органов технологических вибрационных машин. Цель исследования заключается в разработке метода построения математических моделей для оценки динамических состояний рабочих органов вибрационных машин в условиях изменения места приложения возмущающих воздействий. Используются структурные математические модели в виде структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. Показаны возможности оценки и формирования динамических состояний или распределения амплитуд колебаний рабочих органов на основе использования передаточных функций системы, в частности, передаточных функций межпарциальных связей. Вводится ряд понятий, отображающих особенности возможных связей между параметрами движения точек рабочего органа и параметрами соотношения возбуждающих силовых факторов. Показано, что положение узлов колебаний и другие характерные особенности динамических состояний можно корректировать и формировать, изменяя значения коэффициентов связности движений между координатами точек, а также параметрами совместно действующих вибрационных возбуждений. Получены аналитические соотношения, определяющие условия возникновения и реализации различных динамических режимов, связанных с рассмотрением узлов колебаний и центров жесткости. Авторами предложено ввести понятие о передаточной функции межпарциальной связи как некоторой интегрированной составляющей, позволяющей производить комплексную оценку различных динамических режимов при действии нескольких возмущающих факторов и обладающей возможностями детализации представлений о параметрах взаимного расположения характерных точек.

**Ключевые слова:** передаточная функция, коэффициент связности внешних воздействий, динамическое состояние, межпарциальные связи, узлы колебаний, распределение амплитуд, колебания точек рабочего органа.

**S. V. Eliseev<sup>1</sup>, N. K. Kuznetsov<sup>2</sup>, R. S. Bol'shakov<sup>1</sup>, A. I. Artyunin<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

<sup>2</sup> Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, the Russian Federation

Received: April 04, 2019



## THE DYNAMICAL CONDITION OF A VIBRATION MACHINE: OSCILLATIONS NODES, RIGIDITY CENTERS, CONNECTIVITY COEFFICIENTS

**Abstract.** *The paper develops methodological bases of structural mathematical modeling when applied to tasks of forming dynamical conditions of working members of technological vibration machines. The purpose of the research is to develop a method for constructing mathematical models for assessing the dynamic states of the working members of vibration machines in the conditions of changing the location of application of disturbing influences. Structural mathematical models are used in the form of structural diagrams of dynamically equivalent automatic control systems. The paper shows the possibilities of estimating and forming dynamic conditions or the distribution of oscillation amplitudes of the working members based on the use of the transfer functions of the system, in particular, the transfer functions of interpartial constraints. A number of concepts have been introduced that reflect the features of possible connections between the motion parameters of the working member points and the parameters of the ratio of exciting force factors. It is shown that the position of vibration nodes and other characteristic features of dynamic conditions can be corrected and formed by changing the values of the coefficients of connectivity of movements between the coordinates of points, as well as between the parameters of jointly acting vibration excitations. Analytical relations have been obtained that determine the conditions for the emergence and implementation of various dynamic modes associated with the consideration of vibration nodes and rigidity centers. The authors proposed to introduce the concept of the transfer function of interpartial constraints as a certain integrated component, which allows one to comprehensively estimate various dynamic modes under the action of several perturbing factors and is capable of detailing notions about the parameters of the relative position of characteristic points.*

**Keywords:** *transfer function, coefficient of external influences' connectivity, dynamical condition, interpartial constraints, oscillation nodes, distribution of amplitudes, oscillations of working member points.*

### Введение

В последние годы большое внимание уделяется развитию технологий вибрационного упрочнения, что предъявляет особые требования к технологическим машинам, в которых становится важной проблема оценки, контроля и управления динамическим состоянием рабочих органов. По существу, создание эффективных вибрационных технологий требует разработки способов и средств формирования распределения амплитуд колебаний точек рабочих органов или контроля за структурой и параметрами вибрационных полей вибростендов [1–5], что с одной стороны инициирует поиск и разработку рациональных конструктивно-технических решений, с другой – предопределяет детализацию представлений об использовании новых подходов, основанных на инновационных научных концепциях [6, 7]. Теоретической основой оценки и прогнозирования развития технологий управления динамическими состояниями являются, как правило, методы современной теоретической и прикладной механики, что позволяет во многих случаях с достаточной точностью оценивать возможности и перспективы разрабатываемых конструктивно-технических предложений [8–11].

Одним из перспективных способов формирования динамических состояний рабочих органов вибростендов является использование дополнительных связей, в том числе и на основе специально вводимых механизмов, среди которых интерес представляют решения с использованием специфических динамических режимов, характерных для механических колебательных систем. Такие системы традиционно применяются в решении задач динамики технологических вибрационных

машин. При реализации аналитических подходов обычно рассматриваются механические колебательные системы с двумя (реже тремя) степенями свободы в предположении, что исходная система обладает линейными свойствами. В особых случаях могут использоваться более сложные системы [12, 13].

Динамическое состояние рабочих органов технологических машин создается вибровозбудителями различной природы, что представляет собой, как правило, приложение нескольких сосредоточенных сил в некоторых точках рабочего органа и обеспечивает необходимое динамическое состояние или вибрационное поле, этим предопределяется соответствующая форма распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине. Условия возбуждения вибраций рабочего органа достаточно разнообразны, зависят от многих факторов, что инициирует поиск и разработку новых способов и средств оценки, контроля и управления динамическими состояниями технологических вибрационных машин. Среди рациональных способов и средств возбуждения вибрационных полей, методов коррекции динамических состояний широкое распространение получили варианты, связанные с установкой одного вибрационного возбудителя. Определенную известность приобрели подходы, ориентированные на введение дополнительных связей, что достаточно подробно описано в научной литературе [10, 14]. Вместе с тем, ряд направлений поисков рациональных решений еще не получил должной степени детализации положительных фактов, в частности, представляют интерес нетрадиционные приемы перемещения источника вибраций, к примеру, одного вибровозбудителя вдоль рабочего органа.



В предлагаемой статье рассматриваются возможности построения математической модели и соответствующей технологии формирования распределений амплитуд колебаний рабочих органов вибрационных машин на основе методов структурного математического моделирования.

**Общие положения.**

**Постановка задачи исследования**

В задачах оценки, контроля и управления формированием динамических состояний технологических вибрационных машин, определение динамических реакций в соединениях элементов системы и прочностные расчеты ориентированы на возможности представления технических объектов в виде механических колебательных систем с несколькими степенями свободы (чаще всего не более трех). Предполагается, что технические объекты совершают малые колебания и обладают линейными свойствами. С учетом таких подходов расчетная схема технологической вибрационной машины (рис. 1) может быть представлена в виде механической колебательной системы балочного типа с двумя степенями свободы. Рабочий орган машины в этом случае рассматривается в виде протяженного твердого тела (массой  $M$  и моментом инерции  $J$ ), расположенного на опорной поверхности на упругих линейных пружинах с жесткостями  $k_1$  и  $k_2$ . Вибрации объекта вызываются внешней гармонической силой  $Q_0$  (рис. 1), которая приложена в точке  $E$ , отстоящей от центра масс (точка  $O$ ) твердого тела на расстояние  $l_0$ . Центр масс, в свою очередь, расположен на расстояниях  $l_1$  и  $l_2$  от точек  $A$  и  $B$  рабочего органа. Движение системы может быть описано в системах координат  $y_1, y_2$  или  $y_0, \varphi$ , между которыми имеются соотношения

$$\begin{aligned} y_0 &= ay_1 + by_2, \varphi = c(y_2 - y_1), y_1 = y_0 - l_1\varphi, \\ y_2 &= y_0 + l_2\varphi, y_{E1} = y_0 - l_0\varphi, \end{aligned} \quad (1)$$

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

Предполагается, что система совершает малые колебания относительно положения статического равновесия при практическом отсутствии сил сопротивления движению.

В соответствии с [15] сила  $Q_0$ , приложенная в т.  $E$  может быть трансформирована в систему двух сил, приложенных в тт.  $A$  и  $B$ :

$$Q_1 = Q_0(a + d), \quad (2)$$

$$Q_2 = Q_0(b - d). \quad (3)$$

Задача исследования заключается в развитии методологической основы в технологии оценки динамических состояний рабочего органа при учете возможностей варьирования параметрами системы с использованием представлений о передаточных функциях системы.

**Особенности построения математической модели**

Система дифференциальных уравнений движения (см. рис. 1) может быть представлена в операторной форме на основе использования известных подходов [9, 10]:

$$\bar{y}_1(Ma^2 + Jc^2)p^2 + \bar{y}_1k_1 - \quad (4)$$

$$-\bar{y}_2(Jc^2 - Mab)p^2 = \bar{Q}_0(a + d),$$

$$\bar{y}_2(Mb^2 + Jc^2)p^2 + \bar{y}_2k_2 - \quad (5)$$

$$-\bar{y}_1(Jc^2 - Mab)p^2 = \bar{Q}_2(b - d),$$

где  $p = j\omega$  ( $j = \sqrt{-1}$ ) – комплексная переменная, значок  $\langle - \rangle$  над переменной означает ее изображение по Лапласу при нулевых начальных условиях [3, 7].

Используя (4), (5) можно ввести в рассмотрение структурную математическую модель исходной системы (см. рис. 1) в виде структурной схемы, эквивалентной в динамическом отношении

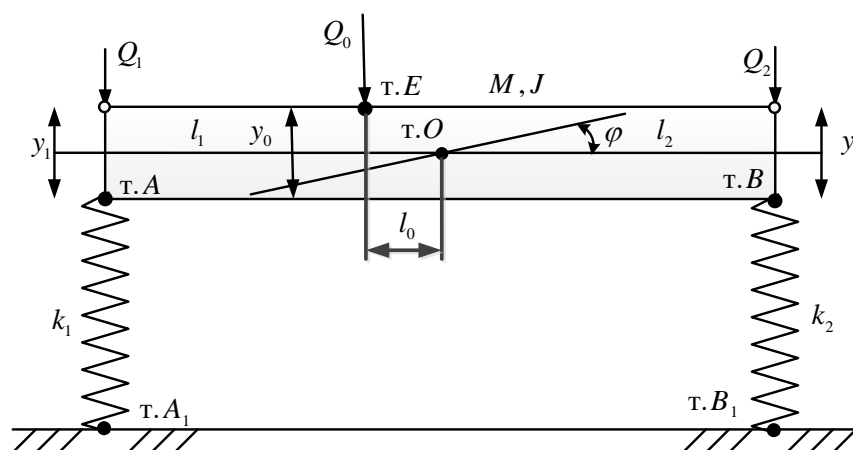


Рис. 1. Расчётная схема технологической машины в виде механической колебательной системы



системе автоматического управления [9] (рис. 2).

Структурная математическая модель имеет два парциальных блока, связанных инерционной связью.

**Особенности связности силовых факторов**

Передаточные функции системы при одновременном действии двух силовых факторов  $\bar{Q}_1$  и  $\bar{Q}_2$  определяются по координатам  $\bar{y}_1$  и  $\bar{y}_2$  выражениями

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_0} = \frac{(a+d)[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2] + \dots + (b-d)(Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)} \dots \quad (6)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_0} = \frac{(b-d)[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1] + \dots + (a+d)(Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)} \dots \quad (7)$$

где

$$A(p) = [(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1] \times \dots \times [(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2] - [(Jc^2 - Mab)p^2]^2 = 0 \quad (8)$$

– является характеристическим частотным уравнением системы.

Из выражений (6), (7) могут быть найдены соответствующие частоты динамического гашения колебаний:

по координате  $\bar{y}_1$  –

$$\omega_{1дин}^2 = \frac{k_2}{Mb(b - \alpha a) + Jc^2(1 + \alpha)} \quad (9)$$

по координате  $\bar{y}_2$  –

$$\omega_{2дин}^2 = \frac{k_1}{Ma(\alpha a - b) + Jc^2(1 + \alpha)} \quad (10)$$

В выражениях (10), (11) принято, что

$$\alpha = \frac{b-d}{a+d} \quad (11)$$

В данном случае  $\alpha$  является, по своей сути, коэффициентом связности между внешними воз-

действиями  $\bar{Q}_1$  и  $\bar{Q}_2$ , когда выполняется условие

$$\bar{Q}_2 = \alpha \bar{Q}_1 \quad (12)$$

Особенности динамических состояний различных технических объектов рассмотрены в рамках научной гипотезы о возможности практической реализации коэффициента связности внешних сил в форме  $\alpha$  [10]. В данном случае связность внешних воздействий в конструктивно-техническом виде реализуется за счет возможного перемещения точки  $E$  рабочего органа. В соответствии с (12) коэффициент связности  $\alpha$  может принимать положительные и отрицательные значения, а также принимать при изменениях  $l_0$  и экстремальные значения.

**Оценка динамических свойств, особенности взаимодействия элементов**

Из (9), (10) следует, что частоты динамического гашения колебаний зависят от введенного коэффициента  $\alpha$ . В обычных подходах, когда внешнее воздействие является одиночным и приложено к одной из координат, т. е. либо в  $A$ , либо в  $B$ , то частота динамического гашения определяется так называемыми парциальными частотами:

$$n_1^2 = \frac{k_1}{Ma^2 + Jc^2} \quad (13)$$

$$n_2^2 = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2} \quad (14)$$

В обычных ситуациях, когда на систему действует одна сила, приложенная к координате  $\bar{y}_1$  и  $\bar{y}_2$ , частоты динамического гашения колебаний совпадают с парциальными частотами, определяемыми (13), (14).

Введем в рассмотрение передаточную функцию межпарциальных связей и коэффициент связности внешних сил  $\alpha$ :

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1] + \dots + \frac{\alpha(Jc^2 - Mab)p^2}{(Jc^2 - Mab)p^2}}{\alpha[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2] + \dots} \quad (15)$$

Физический смысл передаточной функции (15) заключается в том, что она дает представление о закономерностях распределения амплитуд

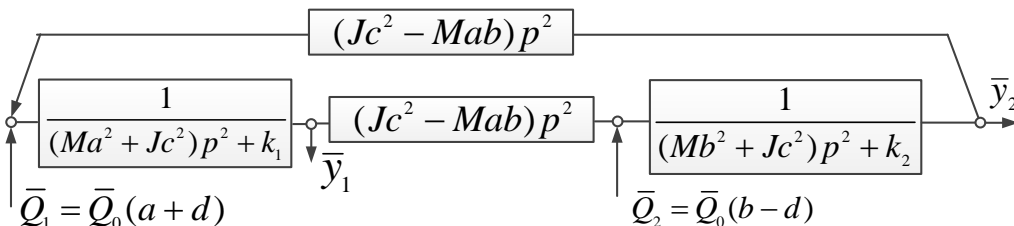


Рис. 2. Структурная математическая модель механической колебательной системы по рис. 1



колебаний рабочего органа по его длине.

Преобразуем (15) к виду

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{[Ma(a - b\alpha) + Jc^2(1 + \alpha)]p^2 + k_1}{[Mb(b\alpha - a) + Jc^2(1 + \alpha)]p^2 + k_2}. \quad (16)$$

Выражение (16) можно переписать в виде

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{Ap^2 + k_1}{Bp^2 + k_2}. \quad (17)$$

где  $A = [Ma(a - b\alpha) + Jc^2(1 + \alpha)]p^2$ ; (17')

$$B = [Mb(b\alpha - a) + Jc^2(1 + \alpha)]p^2. \quad (17'')$$

Используя выражения (15), (16), можно детализировать представления о коэффициенте связности амплитуд колебаний по координатам  $\bar{y}_1$  и  $\bar{y}_2$ , признав, что

$$\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1, \quad (18)$$

тогда из (16), (17) получим выражение для  $\alpha$

$$\alpha = \frac{p^2 [Ma(a + ib) + Jc^2(1 - i)] + k_1}{p^2 [Mb(b + ia) + Jc^2(1 - i)] + k_2 i}. \quad (19)$$

Зная параметры системы  $M, Jc^2, a, b, i$  и задавшись частотой  $\omega^2$ , можно найти соответствующее значение  $\alpha$ .

В свою очередь, из (19) можно также найти частоту  $\omega_{00}^2$ , на которой при заданных  $M, Jc^2, a, b$  и  $i$  выражение примет вид

$$\omega_{00}^2 = \frac{k_2 i \alpha - k_1}{Mbi(b - ia)(b + ia) + Jc^2(1 - i)(1 + i)}. \quad (20)$$

Из (19) следует, что при заданных  $\alpha, i, M, Jc^2, a, b, k_1$  и  $k_2$  можно найти частоту, на которой реализуется необходимое распределение амплитуд колебаний точек твёрдого тела (или рабочего органа).

Параметр  $\alpha$ , то есть коэффициент связности внешних воздействий определяется через параметры  $a, b, \alpha$ , что позволяет получить

$$d = \frac{b - \alpha a}{1 + \alpha}. \quad (21)$$

Поскольку  $d = \frac{l_0}{l_1 + l_2}$ , то при известных  $l_1$  и

$l_2$  определяется и расположение точки приложения силы  $Q_0$ . При настройке параметров вибрационного поля таким образом, что при известных параметрах системы может быть реализован итеративный процесс получения необходимых настроечных данных. Обычно такие данные определяются при разработке технологического процесса.

Если будет известна величина  $i$ , то, используя условия подобия, можно найти закономерности распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине.

Если известно  $\alpha$ , то при известных  $i, a, b, d$  можно найти положение узла колебаний. Предположим, что распределение амплитуд колебаний

$i = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}$  определяется диаграммой (рис. 3).

Из подобия треугольников найдём

$$i = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{l_1 + l_2 + l_y}{l_y}, \quad (22)$$

тогда

$$l_y = \frac{l_1 + l_2}{i - 1}. \quad (23)$$

Таким образом, предлагаемый подход позволяет создать условия для определения необходимых данных о структуре вибрационного поля или распределении амплитуд колебаний точек рабочего органа.

**Особенности распределения координат по длине рабочего органа технологической машины**

Выражение (17) можно преобразовать к виду

$$\omega_0^2 = \frac{k_1 - k_2 i}{A - Bi}. \quad (24)$$

Из (19) при параметрах системы, определяемых (17'), (17''), можно найти частоту возбуждения рабочего органа, обеспечивающую необходимое значение  $i$ .

Рассмотрим варианты формирования распределений амплитуд точек рабочего органа, по-

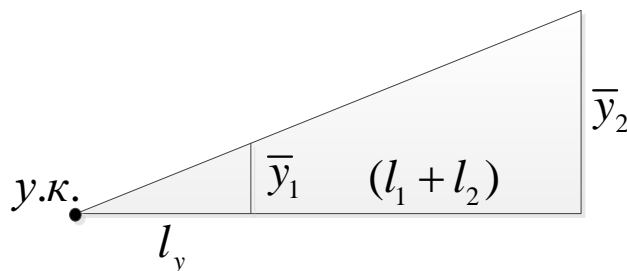


Рис. 3. Диаграмма расположения узла колебаний при  $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} > 1$



лагая, что длина  $AB$  (см. рис. 1) определяется соотношением

$$AB = l_1 + l_2. \quad (25)$$

Общая схема взаимного отношения амплитуд колебаний точек твердого тела может быть представлена диаграммами (рис. 4, а-з).

Рассмотрение диаграмм (рис. 4) дает представление о закономерностях распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа. Так, для приведенных случаев (рис. 4) по координате  $\bar{y}_1$  реализуется режим динамического гашения колебаний; режим колебаний по координате  $\bar{y}_2$  (рис. 4, б); режимы колебаний, когда узел колебаний (точка  $D$ ) находится между  $A$  и  $B$ , что предполагает возможности угловых колебаний совместно с поступательными движениями (рис. 4, в; г). При выполнении условия  $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = -1$  узел колебаний (точка  $D$ ) находится посередине твердого тела. Если узел колебаний и центр масс совпадают, то твер-

дое тело теряет возможность поступательных движений и совершает только угловые колебания.

При  $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$  твердое тело может совершать

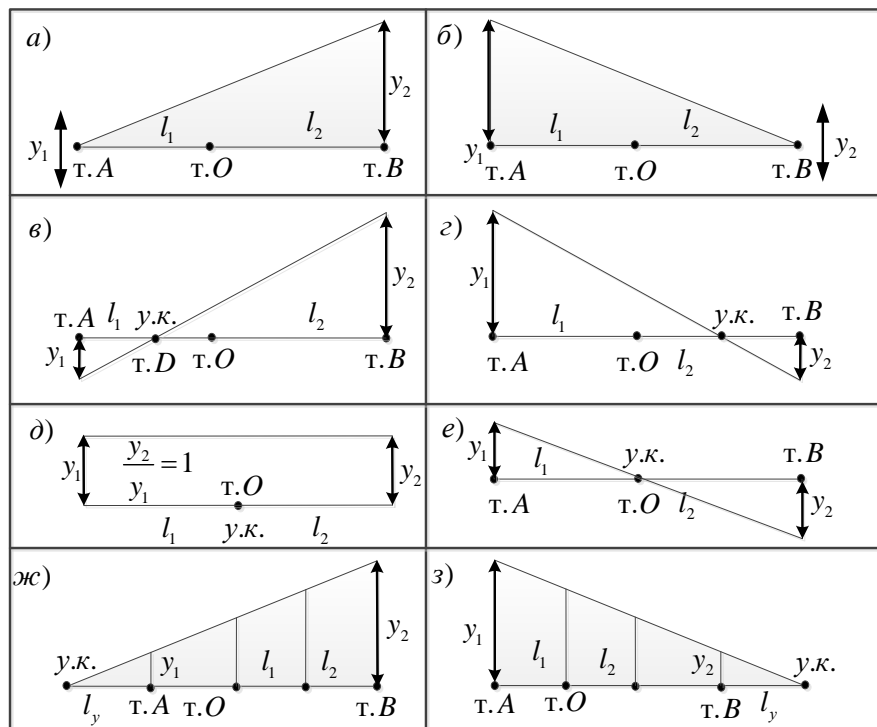
только вертикальные прямолинейные колебания при отсутствии угловых.

Из (17) следует, что коэффициент связности амплитуд колебаний  $i$  реализуется на определенной частоте.

Используя (23), можно оценить возможные виды распределения амплитуд на каждой из частот внешнего возмущения с учетом параметров систем. Коэффициент связности  $\alpha$  учитывается в структуре выражения (9) через коэффициенты  $A$  и  $B$  (выражения (17'), (17'')). Если принять, что

$$i = \frac{[Ma^2 + Jc^2] p^2 + k_1 + \alpha(Jc^2 - Mab)p^2}{\alpha(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + (Jc^2 - Mab)^2}, \quad (26)$$

то  $i$  будет зависеть от частоты внешнего воздействия; при заданном  $i$  и параметрах системы частота определится выражением (24).



**Рис. 4. Варианты взаимного расположения смещений по координатам  $\bar{y}_1$  и  $\bar{y}_2$  в стационарном режиме при  $\bar{Q}_0 \neq 0$ :**

а – случай  $\bar{y}_1 = 0, \bar{y}_2 \neq 0, i \rightarrow \infty$ ; б – случай  $\bar{y}_1 \neq 0, \bar{y}_2 = 0, i = 0$ ; в – случай  $\bar{y}_1 < 0, \bar{y}_2 > 0, i < -1$ , узел колебаний – точка  $D, \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} < 0$ ; г – случай  $\bar{y}_1 > 0, \bar{y}_2 < 0, -1 < i < 0$ , узел колебаний – точка  $D, \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} < 0$ ;  
 д – случай  $\bar{y}_2 = \bar{y}_1$  – узел колебаний бесконечно удален,  $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$ ; е – случай  $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = -1$  узел колебаний – точка  $D$ , узел колебаний и точка  $D$  совпадают; ж – случай выноса узла колебаний точки  $A$  за пределы твердого тела; з – случай выноса узла колебаний за пределы точки  $B$  твердого тела



Управление динамическим состоянием вибрационного рабочего органа можно реализовать с помощью установки только одного вибровозбудителя, который генерирует сосредоточенную силу. Теоретические исследования показывают, что сосредоточенная сила, приложенная в некоторой точке рабочего органа (в данном случае точке  $E$ ) может быть заменена эквивалентной в динамическом отношении системой из двух сил, которые будут разнесены по координатам  $y_1$  ( $A_1$ ) и  $y_2$  ( $B_1$ ). В рассматриваемом случае эквивалентных преобразований получена система двух связанных сил. Коэффициент связности этих сил определяется формулой  $\alpha = \frac{b-d}{a+d}$ . Используя значения  $\alpha$ , а также значения  $i$  как коэффициент межпарциальной связности координат, можно определить положение характерных точек и частот колебаний, которые определяют особенности динамических состояний вибрационного органа (см. рис. 4), а также режим отсутствия угловых колебаний:

$$\omega_{\text{дин}1}^2 = \frac{k_1 - \alpha k_2}{\alpha(Mb^2 + Jc^2) + (1 - \alpha) \times (Jc^2 - Mab) - (Ma^2 + Jc^2)}. \quad (27)$$

### Заключение

Предлагаемый способ управления динамическим состоянием вибрационной технологической машины отличается простотой реализации,

поскольку необходимое распределение амплитуд колебаний точек рабочего органа определяется параметрами конструктивно-технического исполнения машины, доступными для оценки.

Коэффициенты связности координат движения  $\bar{y}_1$  и  $\bar{y}_2$  вполне наблюдаемы при визуальном доступе или могут определяться с помощью обычных вибродатчиков с последующей обработкой информации в блоке управления.

Предлагается метод, позволяющий построить математические модели на основе технологий структурного математического моделирования. Используемые структурные математические модели обеспечивают получение необходимых передаточных функций и функций межпарциальных связей.

Все необходимые данные могут быть получены на основании аналитических расчетов при известных параметрах технологической системы.

Предлагаемая методологическая основа дает возможность не только обеспечить получение данных о выборе места приложения вибровозбудителя, но и оценить масштаб изменения динамического состояния рабочего органа, в том числе и через частотное характеристическое уравнение, а также определить расположение узлов колебаний рабочих органов с выделением параметров, неблагоприятно влияющих на устойчивость работы системы.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

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, тенденции, прогноз. 2013. № 3 (27). С. 46-71
2. Асташев В.К., Бабицкий В.И., Вульфсон И.И. Динамика машин и управление машинами. – М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
3. Антипов В.А. Подавление вибрации агрегатов и узлов транспортных систем: монография. – М.: Маршрут, 2006. – 264 с.
4. Андрейчиков А.В., Хорычев А.А., Андрейчикова О.Н. Экспертная система для начальных стадий проектирования инноваций // Информационные технологии. 2012. № 3. С. 26-32.
5. Махутов Н.А. Разработка критериальной базы для оценки прочности, ресурса, живучести, хладостойкости и безопасности транспортных конструкций // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО РЖД. 2013. № 3. С. 20-31.
6. Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии. – Ростов-на-Дону: изд-во центр ДГТУ, 2008. – 693 с.
7. Васильев В.А., Одинокоев С.А., Борисова Е.В., Летучев Г.М. Методы управления качеством инновационных технологических процессов // Качество. Инновации. Образование. 2016. № 8-10 (135-137). С. 56-60.
8. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Лончих П.А. Структурированные модели и методы расчета сложных управляемых систем в технике и экономике. – Ростов на Дону: изд-во Рост. ун-та, 2002. – 199 с.
9. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин. – Новосибирск.: Наука, 2016. – 459 с.
10. Елисеев С.В. Прикладной системный анализ и структурное математическое моделирование (динамика транспортных и технологических машин: связность движений, вибрационные взаимодействия, рычажные связи) : монография – Иркутск : ИрГУПС, 2018. – 692 с.
11. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I. Dynamic damping of vibrations of technical objects with two degrees of freedom // IOP Conference Series Earth and Environmental Science Volume 87. 2017, Mechanical engineering. 082025.
12. Ганиев Р.Ф. Волновые машины и технологии (Введение в волновую технологию). Москва, научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика», 2008, - 192 с.
13. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. – М. : Наука, 1981. – 320 с.
14. Кузнецов Н.К. Динамика управляемых машин с дополнительными связями. Иркутск: ИрГТУ. 2009. – 290 с.
15. Доронин С.В., Лупехин А.М., Москвичев В.В., Шокин Ю.И. Моделирование прочности и разрушения несущих конструкций технических систем. – Новосибирск: Наука, 2005. – 250 с.



## REFERENCES

1. Makhutov N.A., Abrosimov N.V., Gadenin M.M. Obespechenie bezopasnosti – prioritnoye napravlenie v oblasti fundamental'nykh i prikladnykh issledovaniy [Safety provision is the priority area of fundamental and applied researches]. Ekonomicheskie i sotsial'nye peremeny: fakty, tendentsii, prognoz [Economic and social changes: facts, trends, forecast], 2013. No. 3 (27). Pp. 46–71
2. Astashev V.K., Babitskii V.I., Vul'fson I.I. Dinamika mashin i upravlenie mashinami [Machine dynamics and machine control]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 240 p.
3. Antipov V.A. Podavlenie vibratsii agregatov i uzlov transportnykh sistem [Vibration suppression of units and components of transport systems: a monograph]. Moscow: Marshrut Publ., 2006. 264 p.
4. Andreichikov A.V., Khorychev A.A., Andreichikova O.N. Ekspertnaya sistema dlya nachal'nykh stadii proektirovaniya innovatsii [Expert system for the initial stages of innovation design]. Informatsionnye tekhnologii [Information technologies], 2012. No. 3. Pp. 26–32.
5. Makhutov N.A. Razrabotka kriterial'noy bazy dlya otsenki prochnosti, resursa, zhivuchesti, khladostoikosti i bezopasnosti transportnykh konstruksii [Development of criteria base for assessing the strength, resource, vitality, cold resistance and safety of transport constructions]. Byulleten' Ob"edinennogo uchenogo soveta OAO RZhd [Bulletin of the Joint Academic Council of Russian Railways], 2013. No. 3. Pp. 20–31.
6. Babichev A.P., Babichev I.A. Osnovy vibratsionnoi tekhnologii [Bases of vibration technology]. Rostov-on-Don: DSTU, 2008. 693 p.
7. Vasil'ev V.A., Odinokov S.A., Borisova E.V., Letuchev G.M. Metody upravleniya kachestvom innovatsionnykh tekhnologicheskikh protsessov [Methods of quality management of innovative technological processes]. [Quality. Innovation. Education], 2016. No. 8-10 (135-137). Pp. 56–60.
8. Veits V.L., Kochura A.E., Lontsikh P.A. Strukturirovannye modeli i metody rascheta slozhnykh upravlyaemykh sistem v tekhnike i ekonomike [Structured models and methods for calculating complex control systems in engineering and economics]. Rostov-on-Don: Rost. univ. publ., 2002. 199 p.
9. Eliseev S.V., Artyunin A.I. Prikladnaya teoriya kolebaniy v zadachakh dinamiki lineinykh mekhanicheskikh sistem [Applied theory of oscillations in tasks of dynamics of linear mechanical systems]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2016. 459 p.
10. Eliseev S.V. Prikladnoi sistemnyi analiz i strukturnoe matematicheskoe modelirovanie (dinamika transportnykh i tekhnologicheskikh mashin: svyaznost' dvizhenii, vibratsionnye vzaimodeistviya, rychazhnye svyazi : monografiya [Applied system analysis and structural mathematical modeling (dynamics of transport and technological machines: movement connectivity, vibration interactions, lever ties: a monograph)]. Irkutsk: IrGUPS Publ., 2018. 692 p.
11. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I. Dynamic damping of vibrations of technical objects with two degrees of freedom. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, Volume 87. 2017, Mechanical engineering. 082025.
12. Ganiev R.F. Vibratsionnoye grokhochenie sypuchikh materialov. Modelirovanie protsessov i tekhnologicheskii raschet grokhotov [Wave machines and technologies (Introduction in wave technology)]. Moscow: SPC «Regulyarnaya i khaoticheskaya dinamika», 2008, 192 p.
13. Goncharevich I.F., Frolov K.V. Teoriya vibratsionnoi tekhniki i tekhnologii [Theory of vibration engineering and technology]. Moscow: Nauka Publ., 1981. 320 p.
14. Kuznetsov N.K. Dinamika upravlyaemykh mashin s dopolnitel'nymi svyazyami [Dynamics of controlled machines with additional ties]. Irkutsk: IrGTU Publ., 2009. 290 p.
15. Doronin S.V., Lupekhin A.M., Moskvichev V.V., Shokin Yu.I. Modelirovanie prochnosti i razrusheniya nesushchikh konstruksii tekhnicheskikh sistem [Modeling the strength and destruction of the supporting structures of technical systems]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2005. 250 p.

## Информация об авторах

## Authors

*Елисеев Сергей Викторович* – д. т. н., профессор, засл. деят. науки РФ, советник при ректорате по научным вопросам, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: eliseev\_s@inbox.ru

*Кузнецов Николай Константинович* – д. т. н., профессор, заведующий кафедрой «Конструирование и стандартизации в машиностроении» Иркутского национального исследовательского технического университета.

*Большаков Роман Сергеевич* – к. т. н., доцент кафедры «Управление эксплуатационной работой», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: bolshakov\_rs@mail.ru

*Артюнин Анатолий Иванович* – д. т. н., профессор кафедры «Физика, механика и приборостроение», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: artyunin\_ai@irgups.ru

*Sergei Victorovich Eliseev* – Doctor of Engineering Science, Professor, hon. w. of science of the Russian Federation, Advisor to the Rector on Scientific Issues, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: korneyev@omgtu.ru

*Nikolai Konstantinovich Kuznetsov* – Doctor of Engineering Science, Professor, head of the Subdepartment of Design and Standardization in Mechanical Engineering, Irkutsk National Research Technical University

*Roman Sergeevich Bol'shakov* – Ph.D. in Engineering Science, Assoc. Prof. at the Subdepartment of Operational Work Management, Irkutsk State Transport University, e-mail: bolshakov\_rs@mail.ru

*Anatolii Ivanovich Artyunin* – Doctor of Engineering Science, Prof. at the Subdepartment of Physics, Mechanics and Instrument Engineering, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: artyunin\_ai@irgups.ru

## Для цитирования

## For citation

Елисеев С. В. Динамическое состояние вибрационной машины: узлы колебаний, центры жёсткости, коэффициенты связности / С. В. Елисеев, Н. К. Кузнецов, Р. С. Большаков, А. И. Артюнин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2019. – Т. 63, № 3. – С. 45–52. – DOI: 10.26731/1813-9108.2019.3(63).45–52

Eliseev S. V., Kuznetsov N. K., Bolshakov R. S., Artyunin A. I. Dinamicheskoye sostoyaniye vibratsionnoy mashiny: uzly kolebaniy, tsentry zhestkosti, koeffitsienty svyaznosti [The dynamical condition of a vibration machine: oscillations nodes, rigidity centers, connectivity coefficients]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie [Modern Technologies. System Analysis. Modeling]*, 2019. Vol. 63, No. 3, pp. 45–52. DOI: 10.26731/1813-9108.2019.3(63).45–52