



Оригинальная статья / Original article
УДК 621.534, 62.752.833; 888.6
DOI: <http://dx.doi.org/10.21285/1814-3520-2019-1-16-27>

Технологические вибрационные машины – новые подходы в оценке и корректировке динамических состояний. Часть I

© К.Ч. Выонг*, И.В. Ковригина**, С.В. Елисеев***, Ю.В. Кибирев****

*Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

**Забайкальский институт железнодорожного транспорта ИргУПС, г. Чита, Российская Федерация

***АО «Труд», г. Иркутск, Российская Федерация

Резюме: Развивается методологический базис процессов оценки, корректировки, контроля и изменения динамических состояний механических колебательных систем. Цель предлагаемых исследований заключается в разработке метода оценки и изменения динамических свойств технических объектов на основе введения в базисные механические колебательные структуры дополнительных связей. Показано, что такие связи могут быть реализованы рычажными механизмами, вводимыми в исходную структуру. Используются методы структурного математического моделирования, в рамках которых механическая колебательная система интерпретируется как эквивалентная в динамическом отношении система автоматического управления. Разработан метод построения математических моделей, предложены технологии построения передаточных функций системы. Введено понятие передаточных функций межпарциальных связей, на основе которых построена технология определения аналитических соотношений, определяющих возможности получения вибрационных полей с заданными свойствами. Предложены варианты выбора настроечных параметров вибрационных полей, изучены особенности динамических свойств и новых динамических эффектов, отражающих специфику динамических взаимодействий элементов системы. Приводятся результаты численных экспериментов.

Ключевые слова: технологические машины, рабочий орган, вибрационное поле, настройка и коррекция форм динамического взаимодействия элементов, распределение амплитуд колебаний

Информация о статье: Дата поступления 21 декабря 2018 г.; дата принятия к печати 25 января 2019 г.; дата онлайн-размещения 28 февраля 2019 г.

Для цитирования: Выонг Куанг Чык, Ковригина И.В., Елисеев С.В., Кибирев Ю.В. Технологические вибрационные машины – новые подходы в оценке и корректировке динамических состояний. Часть I. *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2019;23(1):16–27. DOI: 10.21285/1814-3520-2019-1-16-27.

Technological vibrating machines – new approaches in dynamic state estimation and adjustment. Part I

Vuong Quang Truc, Inna V. Kovrigina, Sergey V. Eliseev, Yuri V. Kibirev

Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation

Transbaikalian Institute of Railway Transport of Irkutsk State Transport University, Chita, Russian Federation

Trud JSC, 5a, Akademicheskaya St., Irkutsk 664017, Russian Federation

Abstract: The paper deals with the methodological foundation for the processes of estimation, adjustment, monitoring and changing of the dynamic states of mechanical oscillatory systems. The purpose of the proposed studies is to develop a method for estimation and variation of the dynamic properties of technical objects on the basis of additional ties introduction into basic mechanical vibrational structures. It is shown that such ties can be implemented by lever mechanisms introduced into the original structure. The methods of structural mathematical modeling are used, within which a mechanical oscillatory system is treated as a dynamically equivalent automatic control system. A method of mathematical modeling has been developed and technologies for constructing the transfer functions of the system have been proposed. The concept of inter-partial tie transfer functions is introduced on the basis of which a technology for determining analytical relationships defining the possibilities of obtaining vibration fields with specified properties is developed. The choices for vibration field adjusting parameters are offered. The features of dynamic properties and new dynamic effects reflecting the specificity of dynamic interactions of system elements are studied. The results of numerical experiments are provided.

Keywords: technological machines, working body, vibrational field, setting and adjustment of element dynamic interaction forms, oscillation amplitude distribution

Information about the article: Received December 21, 2018; accepted for publication January 25, 2019; available online February 28, 2019.

For citation: Vuong Quang Truc, Kovrigina I.V., Eliseev S.V., Kibirev Yu.V. Technological vibrating machines – new ap-



proaches in dynamic state estimation and adjustment. Part I. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Proceedings of Irkutsk State Technical University*. 2019;23(1):16–27. (In Russ.) DOI: 10.21285/1814-3520-2019-1-16-27.

Введение

Многие технические объекты, задействованные в производственных процессах как технологические вибрационные машины, оборудование и транспортные средства, работают в условиях интенсивного динамического нагружения, что предопределяет повышенное внимание к вопросам обеспечения надежности и безопасности эксплуатации систем [1–4]. Детализация подходов в оценке динамических свойств основана на специфике решения задач динамики, которые отличаются разнообразием. Выбор направлений исследований, оценок и расчета конкретных форм динамических взаимодействий элементов связан с построением математических моделей, учитывающих особенности технологических процессов [5–7]. В этом плане технологические машины для реализации вибрационных процессов отличаются особенностями, которые проявляются в требованиях обеспечения создания рабочими органами вибростендов, определенных форм вибрационных полей [8–11].

В качестве расчетных схем таких технических объектов обычно используются механические колебательные системы с двумя степенями свободы с массоинерционным элементом в виде твердого тела на упругих опорах, совершающего плоские колебательные движения. Важным фактором динамического качества таких систем является возможность обеспечения вибрационных полей или структур распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа с возможностями управления процессами формообразования соотношений амплитуд.

В предлагаемой статье развивается метод построения системы управления динамическим состоянием технологической вибрационной машины при введении дополнительных связей, реализуемых механизмами для преобразования движения элементов; разработана технология построения математических моделей в рамках метода структурного математического моделирования.

Некоторые особенности исходной механической системы.

Постановка задачи исследования

Вопросам построения математических моделей механических колебательных систем с несколькими степенями свободы, рассматриваемых в качестве расчетных схем технических систем различного назначения, посвящено достаточно большое количество работ [12–15], в которых развиты методологические основы отображения особенностей влияния на динамическое состояние технических объектов, введения различных связей, приводящих к существенным изменениям в динамику взаимодействия элементов систем. Такие связи приводят к появлению новых динамических эффектов, режимов и состояний, которые могут быть использованы в практических приложениях для изучения динамического качества и повышения эффективности работы технологического оборудования.

Расчетная схема технологического объекта с дополнительными связями, реализуемыми несколькими механизмами, представлена на рис. 1. Объект, динамическое состояние которого оценивается (или рабочий орган технологической вибрационной машины), рассматривается как твердое тело (массой M и моментом инерции J), совершающее плоские колебания. Движение объекта описывается координатами y_1 и y_2 в системе координат, связанной с неподвижным базисом. Твердое тело (M , J) опирается на упругие элементы с жесткостями k_1 , k_2 , k_3 , k_4 . Кроме рычажных механизмов с пригрузами m_1 и m_2 , в систему введена дополнительная связь в виде устройства для преобразования движения (УПД) на основе винтового несамотормозящегося механизма с приведенной массой L_1 [16, 17]. Система в целом совершает под действием син-

фазных гармонических силовых возмущений Q_1 и Q_2 малые колебания относительно положения статического равновесия; при этом силы сопротивления не учитываются; полагается, что система обладает линейными свойствами.

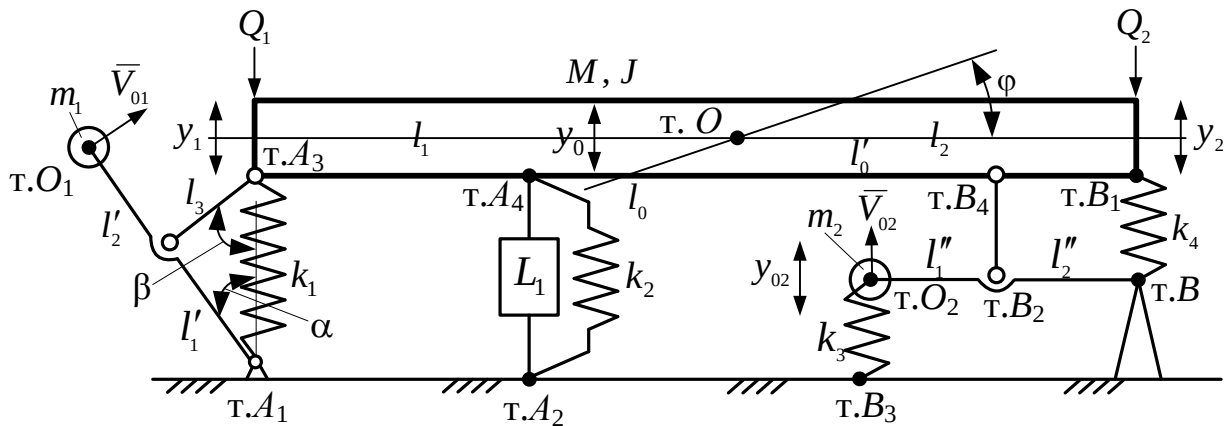


Рис. 1. Расчетная схема технологической вибрационной машины с дополнительными связями (расширенный набор)

Fig. 1. Analytical model of a technological vibrating machine with additional ties (extended set)

1. Для построения математической модели составим выражения для кинетической и потенциальной энергий системы в координатах y_1 и y_2 , связанных с неподвижным базисом:

$$T = \frac{1}{2} M \dot{y}_0^2 + \frac{1}{2} J \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} L_1 \dot{y}_{A_4}^2 + \frac{1}{2} m_1 V_{01}^2 + \frac{1}{2} m_2 V_{02}^2, \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k_1 y_1^2 + \frac{1}{2}k_2 y_{A_4}^2 + \frac{1}{2}k_3 y_{02}^2 + \frac{1}{2}k_4 y_2^2, \quad (2)$$

где

$$\begin{aligned} y_0 &= ay_1 + by_2, \quad \varphi = c(y_2 - y_1), \quad y_{A_4} = y_0 - l_0\varphi, \\ y_1 &= y_0 - l_1\varphi, \quad y_2 = y_0 + l_2\varphi, \quad y_{B_4} = y_0 + l'_0\varphi, \quad y_{O_2} = iy_{B_4}, \quad i = \frac{l''_1 + l''_2}{l''_2}. \end{aligned} \quad (3)$$

В соотношениях (3) принято, что

$$a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}, \quad b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}, \quad c = \frac{1}{l_1 + l_2}. \quad (4)$$

Уравнения движения строятся на основе известных технологий [15, 16]. После вспомогательных выкладок и преобразований Лапласа при нулевых начальных условиях система уравнений в операторной форме в системе координат $\bar{y}_1, \bar{y}_2$ принимает вид:

$$\begin{aligned}
& \bar{y}_1[(Ma^2 + Jc^2 + m_1b_{01}^2) + m_2i^2(a - l'_0c)^2 + L_1(a + l_0c)^2]p^2 + \\
& + \bar{y}_1[k_1 + k_2(a + l_0c)^2 + k_3i^2(a - l'_0c)^2] + \\
& + \bar{y}_2[(Mab - Jc^2) + m_2i^2(a - l'_0c)(b + l'_0c) + L_1(a + l_0c)(b - l_0c)]p^2 + \\
& \bar{y}_2[k_2(a + l_0c)(b - l_0c) + k_3i^2(a - l'_0c)(b + l'_0c)] = \bar{Q}_1,
\end{aligned} \tag{5}$$



$$\begin{aligned} & \bar{y}_2[(Mb^2 + Jc^2) + m_2 i^2 (b + l'_0 c)^2 + L_1 (b - l_0 c)^2] p^2 + \\ & + \bar{y}_2[k_4 + k_2 (b - l_0 c)^2 + k_3 i^2 (b + l'_0 c)^2] + \\ & + \bar{y}_1[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)] p^2 + \\ & \bar{y}_1[k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)] = \bar{Q}_2. \end{aligned} \quad (6)$$

Связь между скоростями V_{01} и $\dot{y}_1$ определяется соотношением

$$\dot{y}_{01} = b_{01} \cdot \dot{y}_1, \quad (7)$$

где

$$b_{01} = \frac{i_2 \cos \beta (1 + i_1)}{\sin \alpha (\cos \alpha + i_2 \cos \beta)}, \quad (8)$$

где $i_1 = \frac{l'_2}{l'_1}$, $i_2 = \frac{l_3}{l'_1}$. Для определения коэффициента b_{01} , связывающего скорости V_{01} и $\dot{y}_1$ использовалась схема с мгновенным центром скоростей, как приведено в работе [17].

Коэффициенты уравнений (5), (6) представлены в операторной форме (таблица).

2. На рис. 2 показана структурная математическая модель (структурная схема) исходной схемы по рис. 1.

Структурная схема исходной системы состоит из двух парциальных блоков, которые соединены звеньями упруго-инерционной природы, что отличает систему от ее обычного вида, где аналогичное звено реализуется типовым дифференцирующим элементом второго порядка с передаточной функцией

$$W_{\text{нар}}(p) = (Jc^2 - Mab)p^2. \quad (9)$$

Такая функция может быть получена при соответствующих упрощениях структурной схемы на рис. 2.

Задача исследования заключается в разработке метода изменения динамического состояния системы для реализации возможностей формирования необходимого распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа (или вибрационного поля твердого тела).

Особенности построения математической модели системы

1. Введение дополнительных связей, как это видно из структурной схемы, приводит к формированию приведенных масс по координатам $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$, что создает возможности изменения парциальных частот, которые в данном случае становятся зависимыми от параметров вводимых дополнительных связей так, что

$$\omega^2 = \frac{k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)}{(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)}. \quad (10)$$



Коэффициенты уравнений движения системы в системе координат y_1 и y_2
Coefficients of equations of system motion in the coordinate system y_1 and y_2

a_{11}	a_{12}
$[(Ma^2 + Jc^2 + m_1 b_{01}^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)^2 + L_1 (a + l_0 c)^2] p^2 + k_1 + k_2 (a + l_0 c)^2 + k_3 i^2 (a - l'_0 c)^2$	$[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)] p^2 + k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)$
a_{21}	a_{22}
$[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)] p^2 + k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)$	$[(Mb^2 + Jc^2) + m_2 i^2 (b + l'_0 c)^2 + L_1 (b - l_0 c)^2] p^2 + k_4 + k_2 (b - l_0 c)^2 + k_3 i^2 (b + l'_0 c)^2$
Обобщенные силы	
$\bar{Q}_1$	$\bar{Q}_2$

Примечание: $p = j\omega$ – комплексная переменная ($j = \sqrt{-1}$); значок $\langle - \rangle$ над переменной означает ее изображение по Лапласу [15, 16].

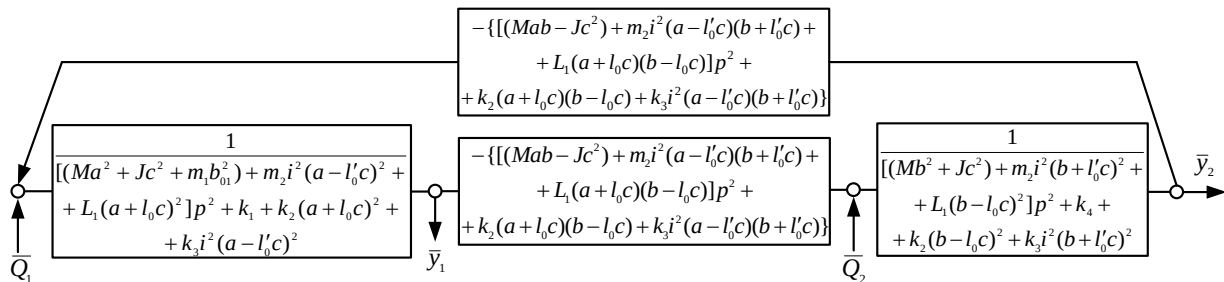


Рис. 2. Структурная математическая модель (структурная схема) по рис. 1
Fig. 2. Structural mathematical model (structural diagram) by fig. 1

Таким образом, в системе возможны появления режимов, когда движение по отдельным парциальным блокам могут совершаться независимо. Отметим, что введение дополнительных связей, их влияние на динамические свойства системы связано также с особенностями внешнего возмущения. Это объясняется тем, что кинематические воздействия или вибрации опорной поверхности формируют в системе так называемые переносные силы инерции, что должно учитываться при построении математических моделей. Ряд вопросов, связанных с детализацией представлений о влиянии дополнительных связей, изложен в работах [13, 16].

2. Рассматривается случай действия одной внешней силы $\bar{Q}_1 = \bar{Q}$ ($\bar{Q}_2 = 0$). Передаточные функции системы по внешнему воздействию $\bar{Q}$ в этом случае принимают вид:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}} = \frac{[(Mb^2 + Jc^2) + m_2 i^2 (b + l'_0 c)^2 + L_1 (b - l_0 c)^2] p^2 + k_4 + k_2 (b - l_0 c)^2 + k_3 i^2 (b + l'_0 c)^2}{A(p)}, \quad (11)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}} = \frac{-\{[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)] p^2 + k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)\}}{A(p)}. \quad (12)$$



Для дальнейших исследований вводится понятие передаточной функции межпарциальной связи:

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{-\{[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2(a - l'_0c)(b + l'_0c) + L_1(a + l_0c)(b - l_0c)]p^2 + k_2(a + l_0c)(b - l_0c) + k_3 i^2(a - l'_0c)(b + l'_0c)\}}{[(Mb^2 + Jc^2) + m_2 i^2(b + l'_0c)^2 + L_1(b - l_0c)^2]p^2 + k_4 + k_2(b - l_0c)^2 + k_3 i^2(b + l'_0c)^2}. \quad (13)$$

Передаточная функция межпарциальных связей отличается от ее обычного вида в системах без дополнительных связей. Отличие заключается в том, что в обычной ситуации при действии $\bar{Q}_1 = \bar{Q}$ ($\bar{Q}_2 = 0$) режим динамического гашения колебаний может быть реализован по координате $\bar{y}_1$ на частоте

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2}. \quad (14)$$

По координате $\bar{y}_2$ при силовом возмущении $\bar{Q}_1 = \bar{Q}$ ($\bar{Q}_2 = 0$) режим динамического гашения колебаний не создается.

3. При введении дополнительных связей режимы динамического гашения колебаний возможны по обеим координатам $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$, что следует из возможностей «обнуления» полиномов числителей в дробно-рациональных выражениях передаточных функций (11), (12).

Динамические свойства системы с дополнительными связями отличаются также и тем, что выражение для передаточной функции (13) межпарциальных связей имеет предельные значения при $p^2 \rightarrow 0$ ($p^2 = 0$), а также при $p^2 \rightarrow \infty$.

Сравнительный анализ динамических возможностей системы при введении дополнительных связей

Для сравнительного анализа возможностей изменения динамических свойств систем решается модельная задача с параметрами $M = 1000$ кг; $J = 250$ кг.м²; $k_1 = 15$ кН/м; $k_2 = 15$ кН/м; $k_3 = 15$ кН/м; $k_4 = 15$ кН/м; $L_1 = 25$ кг; $m_1 = 30$ кг; $l_1 = 0.4$ м; $l_2 = 0.6$ м; $l_0 = 0.2$ м; $l'_0 = 0.5$ м; $l''_2 = 0.1$ м.

На рис. 3 а, б приведены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) $\frac{\bar{y}_1}{Q}(\omega)$ (рис. 3, а) и $\frac{\bar{y}_2}{Q}(\omega)$ (рис. 3 б) при варьировании передаточного отношения нижнего рычага (рис. 1) с соединенной пригрузом массой $m_2 = 30$ кг.

Отметим, что изменение передаточного отношения существенно влияет и на изменение положения частот собственных колебаний и частот динамического гашения колебаний. При этом сближение частот динамического гашения колебаний и частот собственных колебаний может рассматриваться как нежелательный фактор, обладающий потенциальной возможностью динамических выбросов, когда при близости частот собственных колебаний и частот динамического гашения колебаний из-за отклонений параметров (они могут быть приведены в природе) становятся возможными значительные броски амплитуд колебаний по координате $\bar{y}_1$.

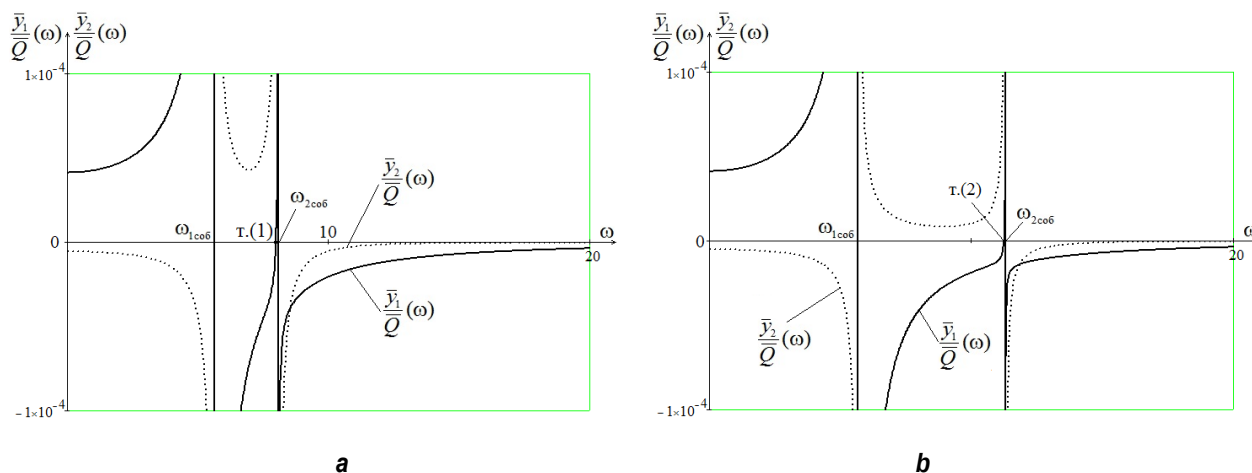


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики системы: а – при $i = 1$; б – при $i = 2$

кривая (—) соответствует $\frac{\bar{y}_1}{Q}(\omega)$; кривая (---) соответствует $\frac{\bar{y}_2}{Q}(\omega)$

Fig. 3. Amplitude-frequency characteristics of the system: а – $i = 1$; б – $i = 2$

the curve (—) corresponds to $\frac{\bar{y}_1}{Q}(\omega)$; the curve (---) corresponds to $\frac{\bar{y}_2}{Q}(\omega)$

Передаточное отношение i является не единственным фактором корректировки динамического состояния; определенными возможностями обладают изменения величины пригруза массой m_2 на нижнем рычаге (рис. 1), что отображается амплитудно-частотными характеристиками на рис. 4 а, б.

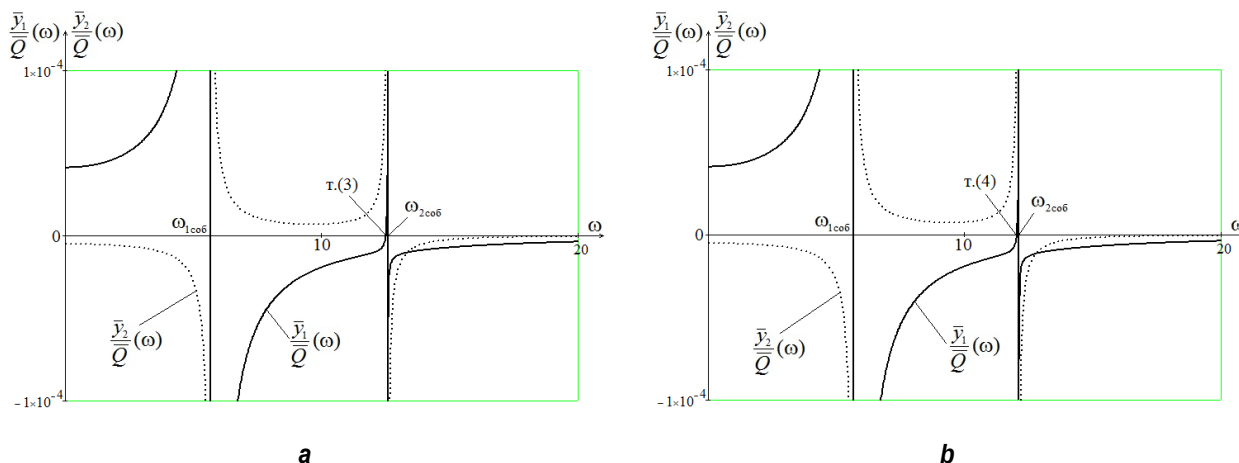


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики системы со значением $i = 2$:

а – при $m_2 = 0$; б – при $m_2 = 10$ кг

Fig. 4. Amplitude-frequency characteristics of the system with the value $i = 2$:

а – $m_2 = 0$; б – $m_2 = 10$ kg

Совместное действие факторов силового возмущения

1. Существенное влияние на вид амплитудно-частотных характеристик оказывает совместное влияние изменения параметров m_2 и i , как показано на рис. 5. Изменение передаточного отношения рычага i и величины массы пригруза m_2 могут изменять формы АЧХ в значительных пределах и существенно изменять параметры динамического состояния рабочего органа технологической машины.

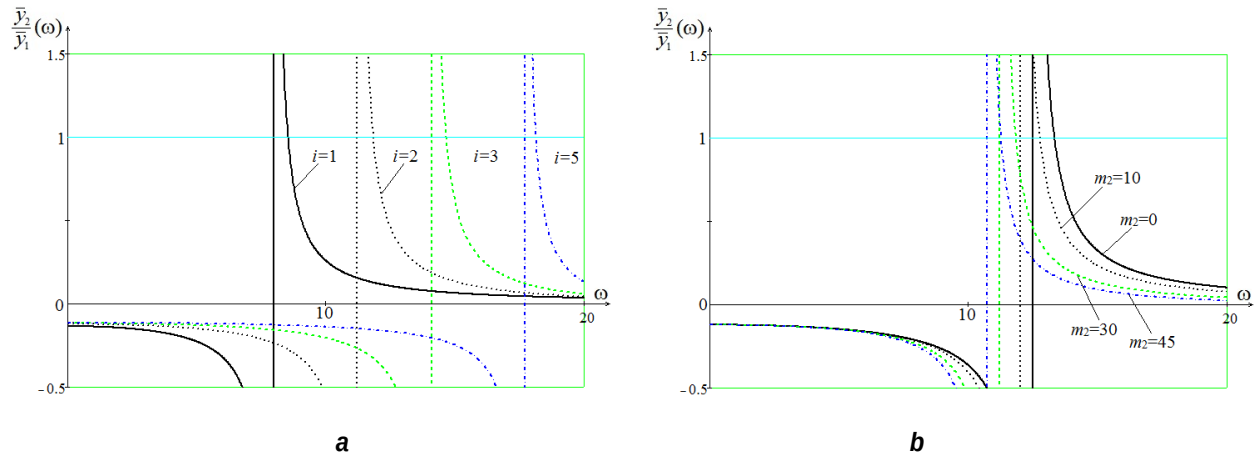


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики межпарциальной связи системы: а – со значением $m_2 = 30$ кг при разных значениях передаточного отношения рычага i ; б – со значением $i = 2$ при разных значениях массы m_2

Fig. 5. Amplitude-frequency characteristics of the system inter-partial tie: а – $m_2 = 30$ kg at different values of the lever gear ratio i ; б – $i = 2$ at different values of the mass m_2

2. При одновременном совместном действии двух внешних сил $\bar{Q}_1 = \bar{Q}_2 = \bar{Q}$, передаточные функции системы принимают вид:

$$W'_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}} = \frac{[(Mb^2 + Jc^2) + m_2 i^2 (b + l'_0 c)^2 + L_1 (b - l_0 c)^2] p^2 + k_4 + k_2 (b - l_0 c)^2 + k_3 i^2 (b + l'_0 c)^2 - \{[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)] p^2 + k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)\}}{A'(p)}, \quad (15)$$

$$W'_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}} = \frac{[(Ma^2 + Jc^2 + m_1 b_{01}^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)^2 + L_1 (a + l_0 c)^2] p^2 + k_4 + k_2 (a + l_0 c)^2 + k_3 i^2 (a - l'_0 c)^2 - \{[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)] p^2 + k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)\}}{A'(p)}. \quad (16)$$

Передаточная функция межпарциальной связи может быть представлена выражением:

$$W'_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{[(Ma^2 + Jc^2 + m_1 b_{01}^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)^2 + L_1 (a + l_0 c)^2] p^2 + k_4 + k_2 (a + l_0 c)^2 + k_3 i^2 (a - l'_0 c)^2 - \{[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)] p^2 + k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)\}}{[(Mb^2 + Jc^2) + m_2 i^2 (b + l'_0 c)^2 + L_1 (b - l_0 c)^2] p^2 + k_4 + k_2 (b - l_0 c)^2 + k_3 i^2 (b + l'_0 c)^2 - \{[(Mab - Jc^2) + m_2 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c) + L_1 (a + l_0 c)(b - l_0 c)] p^2 + k_2 (a + l_0 c)(b - l_0 c) + k_3 i^2 (a - l'_0 c)(b + l'_0 c)\}}. \quad (17)$$



Амплитудно-частотные характеристики $\frac{\bar{y}_1}{Q}(\omega)$, $\frac{\bar{y}_2}{Q}(\omega)$ и $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}(\omega)$ приведены на рис. 6–8.

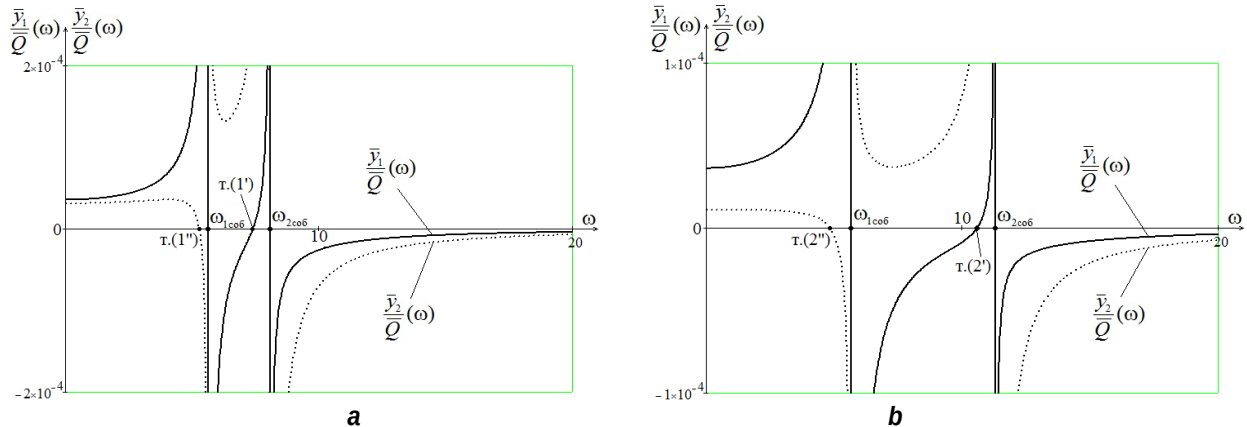


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики системы с массой $m_2 = 30$ кг:
а – при $i = 1$; б – при $i = 2$

Fig. 6. Amplitude-frequency characteristics of the system with the mass $m_2 = 30$ kg: а – $i = 1$; б – $i = 2$

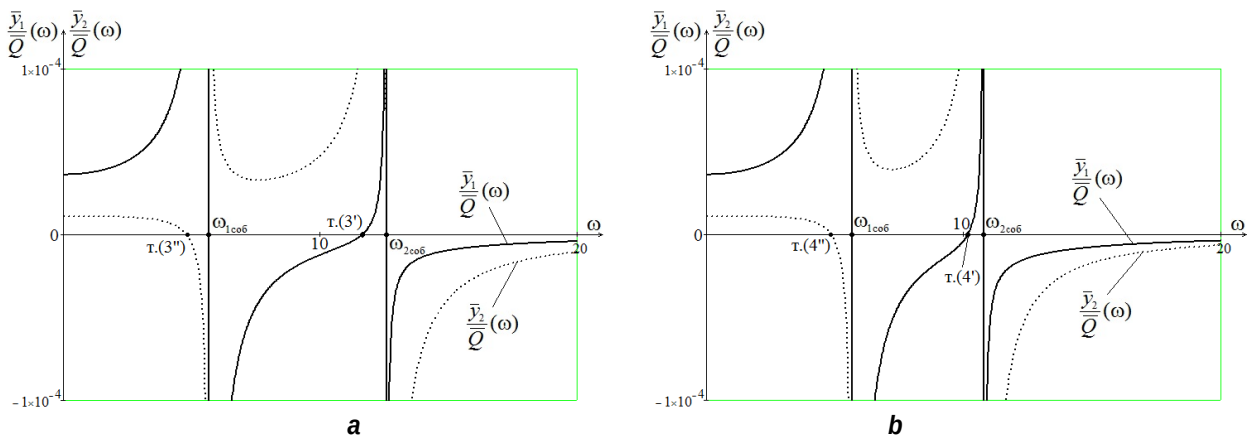


Рис. 7. Амплитудно-частотные характеристики системы со значением $i = 2$:
а – при $m_2 = 0$; б – при $m_2 = 45$ кг

Fig. 7. Amplitude-frequency characteristics of the system with the value $i = 2$:
а – $m_2 = 0$; б – $m_2 = 45$ kg

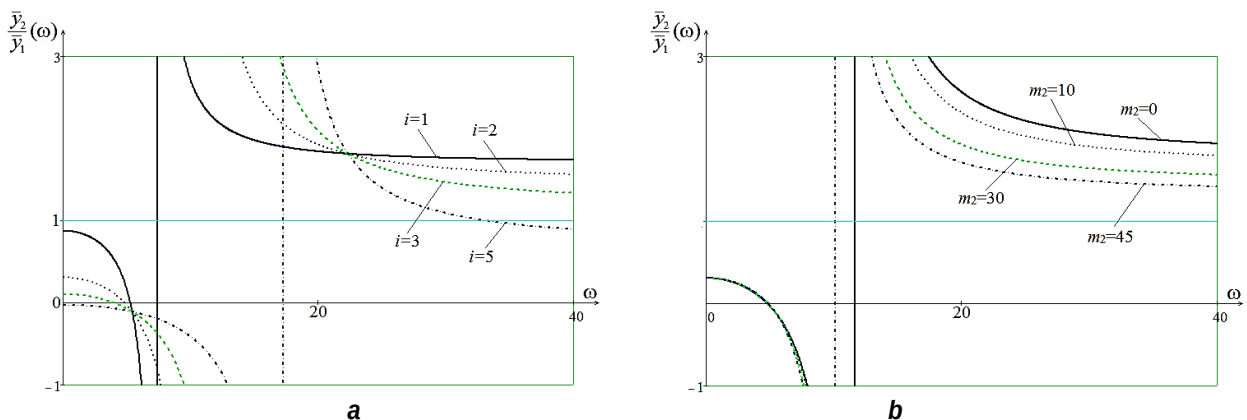


Рис. 8. Амплитудно-частотные характеристики межпарциальной связи системы: а – со значением $m_2 = 30$ кг при разных значениях передаточного отношения рычага i ; б – со значением $i = 2$ при разных значениях массы m_2

Fig. 8. Amplitude-frequency characteristics of the system inter-partial tie: а – $m_2 = 30$ kg at different values of the lever gear ratio i ; б – $i = 2$ at different values of the mass m_2



Заключение

Предлагается метод построения математических моделей механических колебательных систем, содержащих в своем составе механизмы и устройства для преобразования движения. Введение дополнительных связей может рассматриваться как достаточно эффективный способ изменения динамических состояний рабочих органов вибрационных технологических машин. Динамическое качество вибрационных машин зависит от возможности корректировать распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа. Авторами для оценки возможностей настройки вибрационных полей предложено использование передаточной функции межпарциальных связей. Анализ этих функций позволяет определять возможности целенаправленного формирования структур вибрационного поля. В частности удобным подходом является получение однородного вибрационного поля через поддержание отношения амплитуд колебаний граничных координат рабочего органа, равным единице.

Во второй части статьи рассматриваются более детализировано условия создания и управления структурой вибрационного поля. Библиографические ссылки делаются на используемую литературу и имеют свою нумерацию в рамках второй части статьи.

Библиографический список

1. Махутов Н.А., Петров В.П., Куксова В.И., Москвитин Г.В. Современные тенденции развития исследований по проблемам машиноведения и машиностроения // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2008. № 3. С. 16–37.
2. 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.
3. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1968. 362 с.
4. Пановко Г.Я. Динамика вибрационных технологических процессов. М. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», Институт компьютерных исследований, 2006. 176 с.
5. Фролов К.В., Фурман Ф.А., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Прикладная теория виброзащитных систем. М.: Машиностроение, 1980. 276 с.
6. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем. СПб.: Политехника, 2013. 363 с.
7. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Ермошенко Ю.В. Системный анализ и математическое моделирование в мехатронике виброзащитных систем. Иркутск: Изд-во Иркутского гос. ун-та путей сообщения, 2012. 288 с.
8. Степанов В.М., До Ныи И. Обобщенная математическая модель вибрационных грохотов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. Вып. 6. Ч. 1. С. 246–251.
9. Дятчин В.З., Ляшенко В.И., Франчук В.П. Совершенствование грохотов для горнорудной промышленности // Металл Информ. 2017. № 32-33 (213-214). С. 12–15.
10. Усенко Н.А., Фам Х.Х., Свиридов А.А. Структурный и математический синтез многомассных вибрационных грузочных устройств с раздельным возбуждением колебаний // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2015. Вып. 4. С. 52–60.
11. Антипов В.И., Денцов Н.Н., Кошелев А.В. Динамика параметрически возбуждаемой вибрационной машины с изотропной упругой системой // Фундаментальные исследования. 2014. № 8. Ч. 5. С. 1037–1042.
12. Clarence W., Silva De. Vibration. Fundamentals and Practice. Boca Raton, London, New York, Washington: CRC Press, 2000. 957 p.
13. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of vibration protection. Switzerland: Springer, 2016. 708 p.
14. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с.
15. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем. Новосибирск: Наука, 2016. 459 с.
16. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: Изд-во Иркутского гос. ун-та, 2008. 523 с.
17. Хоменко А.П., Елисеев С.В., Артюнин А.И., Паршута Е.А., Каимов Е.В. Механизмы в упругих колебательных системах: особенности учета динамических свойств, задачи вибрационной защиты машин, приборов и оборудования. Иркутск, 2013. 187 с. Деп. в ВИНТИ РАН 15.08.2013. № 243.



References

1. Makhutov N.A., Petrov V.P., Kuksova V.I., Mockvitin G.V. The current trends in scientific research in the field of machine sciences and machine-building. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii* [Problems of Mechanical Engineering and Automation], 2008, no. 3, pp. 16–67. (In Russian).
2. Doronin S.V., Lupekhin A.M., Moskvichev V.V., Shokin Yu.I. *Modelirovanie prochnosti i razrusheniya nesushchikh konstruktivnykh sistem* [Modeling strength and fracture of engineering system bearing structures]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2005, 250 p. (In Russian).
3. Byikhovski I.I. *Osnovy teorii vibratsionnoy tekhniki* [Fundamentals of the theory of vibration engineering]. Moscow: Machine-Building Publ., 1968, 362 p. (In Russian).
4. Panovko G.Ya. *Dinamika vibratsionnykh tekhnologicheskikh protsessov* [Dynamics of vibrational technological processes]. Moscow – Izhevsk: SRC "Regular and chaotic dynamics", Institute of Computer Research Publ., 2006, 176 p. (In Russian).
5. Frolov K.V., Furman F.A. *Prikladnaya teoriya vibrozashitnykh sistem* [Applied theory of vibration protection systems]. Moscow: Machine-Building Publ., 1980, 276 p. (In Russian).
6. Belokobyl'skij S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B. *Prikladnye zadachi strukturnoy teorii vibrozashchitnykh sistem* [Applied problems of the structural theory of vibration protection systems]. Saint-Petersburg: Politehnika Publ., 2013, 363 p. (In Russian).
7. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Ermoshenko Yu.V. *Systemnyi analiz i matematicheskoe modelirovanie v mekhatronike vibrozashitnykh sistem* [System analysis and mathematical modeling in vibration protection system mechatronics]. Irkutsk: Irkutsk state University of railway engineering, 2012, 288 p. (In Russian).
8. Stepanov V.M., N.Y. Do. *Generalized mathematical model of vibrating screen. Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki* [Proceedings of the TSU. Technical sciences], 2011, no. 3, pp. 246-251. (In Russian).
9. Dyatchin V.Z., Lyashenko V.I., Franchuk V.P. Improvement of screens for mining industry. *Metal Inform* [Metal Inform], 2017, no. 32-33 (213-214), pp. 12–15.
10. Usenko N.A., Pham H.H., Sviridov A.A. Structural and mathematical synthesis of many mass net vibrating charging devices with separate excitation of vibrations. *Izvestiya Tul-GU. Tekhnicheskie nauki* [Proceedings of the TSU. Technical sciences], 2015, no. 4, pp. 52–60. (In Russian).
11. Antipov V.I., Dentsov N.N., Koshelev A.V. Dynamics of a parametrically excited vibrating machine with isotropic elastic system. *Fundamental'nyye issledovaniya* [Fundamental Research], 2014, no. 8 (5), pp. 1037–1042. (In Russian).
12. Clarence W., Silva De. *Vibration. Fundamentals and Practice*. Boca Raton, London, New York, Washington: CRC Press, 2000, 957 p.
13. Karnovsky I.A., Lebed E. *Theory of vibration protection*. Switzerland: Springer, 2016, 708 p.
14. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. *Mekhatronnye podhody v dinamike mekhanicheskikh kolebatel'nykh sistem* [Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical oscillatory systems]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2011, 384 p. (In Russian).
15. Eliseev S.V., Artyunin A.I. *Prikladnaya teoriya kolebanij v zadachah dinamiki linejnykh mekhanicheskikh sistem* [Applied theory of oscillations in the problems of linear mechanical system dynamics]. Novosibirsk: Nauka Publ., 2016, 459 p. (In Russian).
16. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. *Dinamicheskij sintez v obobshchennykh zadachakh vibrozashchity i vibrozolyatsii tekhnicheskikh objektov* [Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration insulation of technical objects]. Irkutsk: Irkutsk State University Publ., 2008, 523 p. (In Russian).
17. Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I., Parshuta E.A., Kaimov E.V. *Mekhanizmy v uprugikh kolebatel'nykh sistemakh: osobennosti ucheta dinamicheskikh svoystv, zadachi vibratsionnoi zashchity mashin, priborov i oborudovaniya* [Mechanisms in elastic oscillatory systems: consideration features of dynamic properties, tasks of vibration protection of machines, devices and equipment]. Irkutsk, 2013. 187 p. Dep. in VINITI RAN 15.08.2013, No. 243. (In Russian).

Критерии авторства

Вьонг Куанг Чык, Ковригина И.В., Елисеев С.В., Кибирев Ю.В. заявляют о равном участии в получении и оформлении научных результатов и в равной мере несут ответственность за плагиат.

Authorship criteria

Vuong Quang Truc, Kovrigina I.V., Eliseev S.V., Kibirev Yu.V. declare equal participation in obtaining and formalization of scientific results and bear equal responsibility for plagiarism.



Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interests

The authors declare the there is no conflict of interests regarding the publication of this article.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Вьонг Куанг Чык, аспирант, e-mail: trcvq1990@gmail.com

Ковригина Инна Владимировна, доцент, кандидат технических наук, e-mail: innabella@mail.ru

Елисеев Сергей Викторович, доктор технических наук, профессор, директор Научно-образовательного центра современных технологий, системного анализа и моделирования, e-mail: eliseev_s@inbox.ru

Кибирев Юрий Владимирович, аспирант, главный инженер, первый заместитель генерального директора, e-mail: kibirev@zaotrud.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Vuong Quang Truc, PhD student, e-mail: trcvq1990@gmail.com

Inna V. Kovrigina, Associate Professor, Cand. Sci. (Eng.), e-mail: innabella@mail.ru

Sergey V. Eliseev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Director of the Scientific-educational center of the modern technologies, system analysis and modeling, e-mail: eliseev_s@inbox.ru

Yuri V. Kibirev, PhD student, Chief Engineer, First Deputy General Director, e-mail: kibirev@zaotrud.ru