

СПЕЦИФИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ДИНАМИЧЕСКИХ СОСТОЯНИЙ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН: СОВМЕСТНОЕ ГАШЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПО ДВУМ КООРДИНАТАМ, ЧАСТОТНЫЕ ДИАГРАММЫ

Елисеев С.В., Каргапольцев С.К., Елисеев А.В., Николаев А.В.

Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск

Ключевые слова: частотная диаграмма, режимы одновременного гашения колебаний, передаточные функции.

Аннотация. Предлагается метод построения математических моделей технических объектов в виде колебательных структур с несколькими степенями свободы и возможностями реализации специфических режимов динамических состояний рабочих органов. Цель заключается в развитии ряда инновационных представлений о возможностях одновременного проявления режимов динамического гашения колебаний по нескольким координатам. Метод: используется аналитический аппарат структурного математического моделирования, в рамках которого исходная колебательная система трансформируется на основе динамических аналогий в структурную схему. Такой метод позволяет учитывать возможности совместного одновременного действия нескольких факторов, изучать колебательные эффекты, строить необходимые частотные характеристики и формировать аналитические выражения, определяющие условия реализации новых эффектов. Разработаны математические модели для изучения специфических эффектов динамического гашения колебаний; предложены подходы, способы и средства для реализации эффектов с учетом введения дополнительной связи в виде устройства для преобразования движения. Приведены результаты исследования динамических свойств систем методом вычислительного эксперимента. Предложен ряд рекомендаций по разработке практических направлений в реализации рассматриваемых идей.

SPECIFIC MODES OF DYNAMIC STATES OF THE VIBRATING MACHINES: SIMULTANEOUS DAMPING VIBRATIONS IN TWO COORDINATES, FREQUENCY DIAGRAMS

Eliseev S.V., Kargapoltsev S.K., Eliseev A.V., Nikolaev A.V.

Irkutsk state transport university, Irkutsk

Keywords: frequency diagram, regimes of simultaneous vibration damping, transfer functions.

Abstract. The method of construction of mathematical models of technical objects in the form of oscillatory structures with several degrees of freedom and possibilities of realization of specific modes of dynamic States of working bodies is offered. The purpose of the report is to develop a number of innovative ideas about the possibilities of simultaneous manifestation of dynamic modes of damping oscillations in several coordinates. Method: the analytical apparatus of structural mathematical modeling is used, in which the initial oscillatory system is transformed into a structural scheme based on dynamic analogies. This method allows to take into account the possibility of simultaneous action of several factors, to study the vibrational effects, to build the necessary frequency characteristics and to form analytical expressions that determine the conditions for the

implementation of new effects. Mathematical models for studying specific effects of dynamic damping of oscillations are developed: approaches, methods and means for realization of effects introduction of additional communication in the form of the device for transformation of movement are offered. The results of the study of dynamic properties of systems by the method and computational experiment are presented. A number of recommendations for the development of practical directions in the implementation of the considered ideas are proposed.

Введение. Вопросам динамического гашения колебаний в последние годы уделяется большое внимание в связи с повышением требований к динамическому качеству машин, повышению их надежности работы, обеспечению безопасности [1-4]. Многие вопросы теории динамического гашения колебаний рассмотрены в известных работах [5-7]. Кроме того, вопросы динамического гашения колебаний отражены в [8-11]. Особенностями этих работ является достаточно детализированное, глубокое изучение эффектов динамического гашения, ориентированного на изменение динамического состояния по определенной координате. Методологические основы гашения колебаний развиваются очень интенсивно за счёт использования возможностей аппарата теории цепей и теории автоматического управления, что позволяет разрабатывать технические концепции и развивать подходы, связанные с нетрадиционными представлениями. Последние годы характеризуются не только вниманием к расширению возможностей использования разнообразных методов математического моделирования, но и попытками расширить типовой набор элементов, который рассматривается в качестве позиции формирования структуры систем с динамическим гасителем колебаний и с формированием режимов динамического гашения колебаний. В этом плане можно было бы отметить интересные научные результаты, полученные с, так называемыми, устройствами преобразования движения. Устройства преобразования движений достаточно подробно описаны в работах [12-13]. Интересные материалы по развитию теоретического базиса в задачах динамического гашения колебаний нашли отражение в [14].

При всём многообразии подходов, разнообразии конструктивно-технических решений, которые реализуются в системах с одной и даже несколькими степенями свободы вопросы для реализации режимов динамического гашения колебаний по нескольким координатам ещё не получили достаточного уровня детализация представлений об особенностях их работы.

I. Основные положения. Постановка задачи. Авторами развивается нетрадиционный подход, в рамках которого делаются попытки построить математические модели, позволяющие рассмотреть специфичные режимы динамического гашения колебаний, когда под действием системы сил прекращаются движения по нескольким координатам, в частности по двум. Принципиальная схема показана на рис. 1.

Структурная математическая модель показана на рис. 2. Система имеет внешнее возмущение одновременно на входах двух парциальных систем

[13,15]. Подробности постановки задачи приведены в статье [16]. Особенностью позиции авторского коллектива является то, что рассматриваются особенности формирования динамических состояний при наличии в механической колебательной системе нескольких устройств для преобразования движения. Кроме того, авторами учитывается одновременное действие нескольких возмущающих факторов.

Особенностью учета специфики системы возмущений является внимание к формам кинематического возмущения.

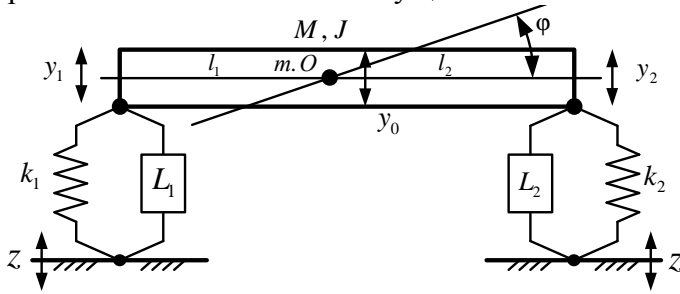


Рис. 1. Принципиальная схема механической колебательной системы в виде твердого тела с упруго-инерционными опорами при кинематическом возмущении $z(t)$

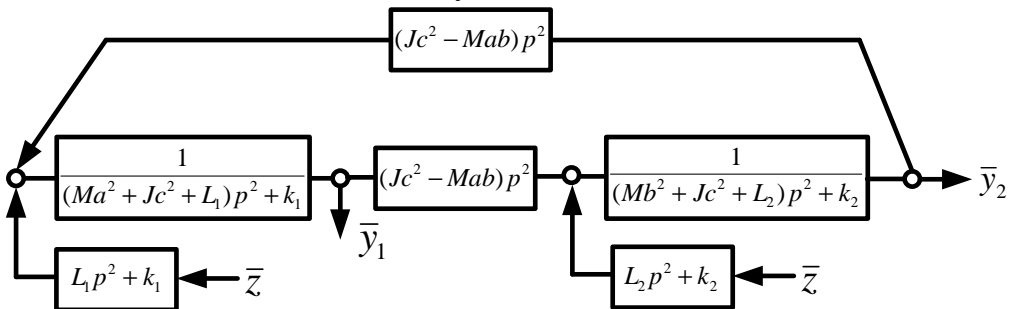


Рис. 2. Структурная математическая модель системы по рис. 1 в виде структурной схемы эквивалентной (в динамическом отношении) системы автоматического управления

При рассмотрении малых колебаний и условий, в которых реализуются линейные свойства системы математическая модель может быть представлена в следующем виде

$$\bar{y}_1[(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1] + \bar{y}_2(Mab - Jc^2)p^2 = \bar{z}(L_1p^2 + k_1), \quad (1)$$

$$\bar{y}_2[(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2] + \bar{y}_1(Mab - Jc^2)p^2 = \bar{z}(L_2p^2 + k_2), \quad (2)$$

где $p = j\omega$ – комплексная переменная ($j = \sqrt{-1}$); значок « \leftrightarrow » соответствует изображению переменной по Лапласу [9].

Используя структурные схемы и операторные модели можно построить ряд динамических характеристик в виде передаточных функций

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(L_1p^2 + k_1)[(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2] + (L_2p^2 + k_2)(Jc^2 - Mab)p^2}{A_0(p)}, \quad (3)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}} = \frac{(L_2 p^2 + k_2)[(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1] + (L_1 p^2 + k_1)(Jc^2 - Mab)p^2}{A_0(p)}, \quad (4)$$

где

$$A_0(p) = [(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1] \cdot [(Mb^2 + Jc^2 + L_2)p^2 + k_2] - [(Jc^2 - Mab)p^2]^2 \quad (5)$$

– характеристическая функция.

Отметим, что \bar{y}_1 и \bar{y}_2 могут принимать нулевые значения при выполнении условия

$$\omega_{дин1}^2 = \frac{k_1}{L_1} = \omega_{дин2}^2 = \frac{k_2}{L_2}. \quad (6)$$

На частоте, определяемой соотношением $k_1 L_2 = k_2 L_1$, возможно одновременное «обнуление» координат y_1 и y_2 , которое может рассматриваться как режим динамического гашения колебаний объекта защиты одновременно по двум координатам y_1 и y_2 при кинематическом возмущении со стороны опорной поверхности. Однако такие режимы обладают недостатками, связанными с нежелательными эффектами узости частотного диапазона настройки и проявлениями неустойчивости; по существу, входные воздействия на определенных частотах «блокируются», но объект все обладает потенциальной возможностью колебаний относительно положения статического равновесия.

Задача исследования заключается в возможности выявления новых динамических эффектов и возможностях их реализации.

II. Особенности математического моделирования. Используя

соотношения (6), принимая, что $\frac{L_2}{L_1} = \alpha$, запишем передаточные функции (3),

(4) в виде

$$W_1'(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(L_1 p^2 + k_1)[(Mb^2 + Jc^2 + \alpha L_1)p^2 + k_2] + (\alpha L_1 p^2 + k_2)(Jc^2 - Mab)p^2}{A_0(p)}, \quad (7)$$

$$W_2'(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{z}} = \frac{(\alpha L_1 p^2 + k_2)[(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1] + (L_1 p^2 + k_1)(Jc^2 - Mab)p^2}{A_0(p)}, \quad (8)$$

где

$$A_0'(p) = [(Ma^2 + Jc^2 + L_1)p^2 + k_1] \cdot [(Mb^2 + Jc^2 + \alpha L_1)p^2 + k_2] - [(Jc^2 - Mab)p^2]^2. \quad (9)$$

Отметим, что при построении передаточных функций системы учитывается одновременная передача воздействий на оба входа системы, при этом α рассматривается как регулируемый коэффициент связности параметров приведенных масс для устройства преобразования движения.

Парциальные частоты системы определяются выражениями соответственно:

$$n_1^2 = \frac{k_1}{Ma^2 + Jc^2 + L_1}, \quad (10) \quad n_2^2 = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2 + \alpha L_1}. \quad (11)$$

Передаточные функции дают возможность получить необходимую информацию о частотах динамического гашения. Детали можно найти в работе авторов [16].

Особенностью математического моделирования является то, что свойства режимов динамического гашения в такого рода системах формируются вовсе не на представлениях о частотах парциальных систем, а в такого рода в системах частоты динамического гашения зависят ещё и от параметров и особенностей возбуждения колебаний. Наличие этих особенности позволяет выявить некоторые новые динамические эффекты.

III. Обсуждение результатов. Авторами разработана методологическая основа построения частотных характеристик на новой основе, суть которой заключается в построении, так называемых, частотных диаграмм. Частотная диаграмма представляет собой зависимости характерных частот механической колебательной система от параметров существенно влияющих на динамические состояния системы. Характерными частотами выступают частоты парциальных систем, частоты динамического гашения колебаний с учетом специфики внешних воздействий и наличия устройств преобразования движений, зависимостей частот собственных колебаний от изменяемых параметров.

Используя формулы для определения частот парциальных и собственных колебаний, а также частот динамического гашения колебаний, можно построить частотную диаграмму, которая отражает особенности динамических взаимодействий исходной механической колебательной системы, что показано на рис. 3., отражающем данные модельной задачи с параметрами $M = 10$ кг; $J = 5$ кг.м²; $a = 0,4$ м; $b = 0,6$ м; $c = 1$; $k_1 = 5000$ Н/м; $k_2 = 10000$ Н/м; $L_1 = 10$ кг; $L_2 = \alpha L_1$.

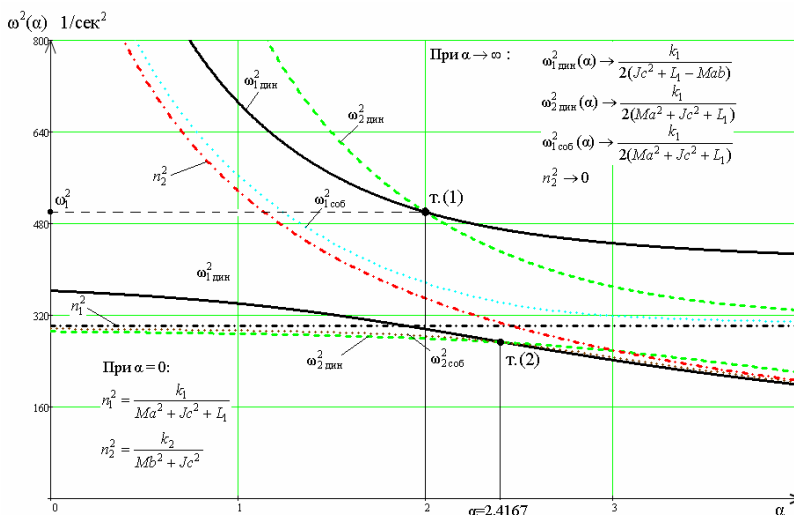


Рис. 3. Диаграмма режимов динамических взаимодействий ($L_1, L_2 = \alpha L_1$): обозначена зависимостей $\omega_{1\text{дин}}^2(\alpha), \omega_{2\text{дин}}^2(\alpha), \omega_{1\text{соб}}^2(\alpha), \omega_{2\text{соб}}^2(\alpha), n_1^2(\alpha)$ и $n_2^2(\alpha)$

Взаимное расположение частотных характеристик на частотный диаграмме даёт представление о динамических свойствах системы в целом и позволяет прогнозировать появление нежелательных эффектов. К числу таких эффектов можно отнести сближение собственных частот колебаний и частот динамического гашения колебаний, что может провоцировать динамические срывы колебаний и другие эффекты. На примере модельной задачи показано (рис.1), что в механической колебательной системе с двумя степенями свободы балочного типа и устройствами преобразования движения в амортизационных блоках при действии нескольких возмущений возможно одновременное гашение динамических колебаний. Особенности технического исполнения устройства подобного рода для систем представлены в [17].

Заключение

1. Методы структурного математического моделирования предоставляют возможности изучения, формирования и поддержания динамических состояний технических объектов, работающих в сложных условиях при интенсивном динамическом нагружении одновременно по нескольким координатам.

2. Авторами разработан метод построения математических моделей для оценки возможности происхождения специфических эффектов, возникающих в механических колебательных системах с несколькими степенями свободы при действии нескольких сил при одновременном действии нескольких сил и введении дополнительных связи в виде устройства для преобразования движения.

3. Авторы предлагается метод построения и использования частотных диаграмм для оценки особенности возможных динамических состояний система одновременно по нескольким координатам.

Работа выполнена в рамках НИОКТР «Разработка методов для оценки динамических свойств движений элементов механических колебательных систем с учетом связности движений и проявления их форм самоорганизации при действии вибрационных возмущений» № АААА-А16-116112350118-4.

Список литературы

1. Harris C.M. Shock and Vibration Handbook / C.M. Harris, A.G. Piersol. – New York : McGraw – Hill Book Co, 2002. – 1457 p.
2. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of vibration protection. Switzerland: Springer, 2016. 708 p.
3. De Silva C.W. Vibration. Fundamentals and Practice / Clarence W. de Silva. – Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. – 957 p.
4. Белокобыльский С.В. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем / С.В. Белокобыльский, С.В. Елисеев, В.Б. Кашуба. – СПб.: Политехника, 2013. – 363 с.
5. Корнев Б.Г., Резников Л.М. Динамические гасители колебаний. Теория и технические приложения. – М.: Наука, 1988. – 304 с.
6. Елисеев С.В., Нерубенко Г.П. Динамические гасители колебаний. – Новосибирск: Наука, 1982. – 182 с.
7. Карамышкин В.В. Динамическое гашение колебаний. – Л.: Машиностроение, 1988. – 108с.

8. Фролов, К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман. – М.: Машиностроение, 1985. – 286 с.
9. Елисеев С.В. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем / С.В. Елисеев, Ю.Н. Резник, А.П. Хоменко. – Новосибирск: Наука, 2011. – 384 с.
10. Ден-Гартог Д.П. Механические колебания. – М.: Физматгиз, 1960. – 574 с.
11. Елисеев С.В. Динамическое гашение колебаний: концепция обратной связи и структурные методы математического моделирования / С.В. Елисеев, А.П. Хоменко. – Новосибирск: Наука, 2014. – 357 с.
12. Елисеев С. В., Волков Л. Н., Кухаренко В. П. Динамика механических систем с дополнительными связями. Монография. – Новосибирск Наука, 1990. – 214 с.
13. Елисеев С.В. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин. – Новосибирск: Наука, 2016. – 459 с.
14. Елисеев С.В. Прикладной системный анализ и структурное математическое моделирование (динамика транспортных и технологических машин: связность движений, вибрационные взаимодействия, рычажные связи): монография / отв. ред. А.И. Артюнин. – Иркутск: ИрГУПС, 2018. – 692 с.
15. Eliseev S.V. Dynamics of mechanical systems with additional ties / S.V. Eliseev, A.V. Lukyanov, Yu. N. Reznik, A.P. Khomenko. – Irkutsk: Irkutsk State University, 2006. – 315 p.
16. Орленко А. И. Особенности вибрационного состояния транспортного объекта. Динамическое гашение колебаний по двум координатам: новые подходы / А.И. Орленко, А.В. Елисеев, К.Ч. Вьонг // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск. – 2017. – №3(31). – С. 31-42.
17. Патент №2654276 РФ. Способ управление формированием динамического гашения колебаний и устройство для его реализации. Елисеев С.В., Елисеев А.В., Каимов Е.В., Большаков Р.С., Филатов Е.В., Миронов А.С., Вьонг К.Ч.; Патентообладатель: ФГБОУ ВПО ИрГУПС. – Заявка № 2017109361 от 20.03.2017; опубл. 17.05.2018, Бюл. № 14.

References

1. Harris C.M. Shock and Vibration Handbook / C.M. Harris, A.G. Piersol. – New York: McGraw – Hill Book Co, 2002. – 1457 p.
2. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of vibration protection. Switzerland: Springer, 2016. 708 p.
3. De Silva C.W. Vibration. Fundamentals and Practice / Clarence W. de Silva. – Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. – 957 p.
4. Belokobylsky S.V. Applied problems of the structural theory of vibration protection systems / S.V. Belokobylsky, S.V. Eliseev, V.B. Kashuba. – SPb.: Polytechnic, 2013. – 363 p.
5. Korenev B.G., Reznikov L.M. Dynamic vibration absorbers. Theory and technical applications. – Moscow: Science, 1988. – 304 p.
6. Eliseev S.V., Nerubenko G.P. Dynamic vibration dampers. – Novosibirsk: Science, 1982. – 182p.
7. Karamyshkin V.V. Dynamic damping of oscillations. – L.: Mechanical Engineering, 1988. – 108p.
8. Frolov K.V. Applied theory of vibration protection systems / K.V. Frolov, F.A. Furman. – Moscow: Mechanical Engineering, 1985. – 286 p.
9. Eliseev S.V. Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical oscillatory systems / S.V. Eliseev, Yu.N. Reznik, A.P. Khomenko. – Novosibirsk: Science, 2011. – 384 p.
10. Den-Hartog D.P. Mechanical vibrations. – Moscow: Fizmatgiz, 1960. – 574 p.
11. Eliseev S.V. Dynamic vibration damping: the concept of feedback and structural methods of mathematical modeling / S.V. Eliseev, A.P. Khomenko. – Novosibirsk: Science, 2014. – 357 p.
12. Eliseev S.V., Volkov L.N., Kukhareno V.P. Dynamics of mechanical systems with additional links. Monograph. – Novosibirsk, Nauka, 1990. – 214 p.
13. Eliseev S.V. Applied theory of oscillations in problems of dynamics of linear mechanical systems / S.V. Eliseev, A.I. Artyunin. – Novosibirsk: Science, 2016. – 459 p.

14. Eliseev S.V. Applied system analysis and structural mathematical modeling (dynamics of transport and technological machines: connectivity of movements, vibration interactions, linkage): monograph; resp. edited by A.I. Altunin. – Irkutsk: Irkutsk State Transport University, 2018. – 692 p.
15. Eliseev S.V. Dynamics of mechanical systems with additional ties / S.V. Eliseev, A.V. Lukyanov, Yu.N. Reznik, A.P. Khomenko. – Irkutsk: Irkutsk State University, 2006. – 315 p.
16. Orlenko A.I. Features of the vibration state of the transport object. Dynamic damping of oscillations in two coordinates: new approaches / A.I. Orlenko, A.V. Eliseev, K.H. Vuong // News of the TRANS-Siberian railway / Omsk State University of Railways. – Omsk. – 2017. – №3(31). – P. 31-42.
17. Patent №2654276 RU. Method for controlling the formation of dynamic vibration damping and a device for its implementation / Eliseev S.V., Eliseev A.V., Kaimov E.V., Bolshakov R.S., Filatov E.V., Mironov A.S., Vuong K.H.; Patentee: FGBOU VPO Irgups. – Publ. 17.05.2018, Bul. № 14.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Елисеев Сергей Викторович – д.т.н., профессор, советник при ректорате по научной работе, eliseev_s@inbox.ru	Eliseev Sergey Viktorovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Advisor to the Rectorate for Scientific Work, eliseev_s@inbox.ru
Каргапольцев Сергей Константинович - д.т.н., профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов», kck@irgups.ru	Kargapoltsev Sergey Konstantinovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department «Automation of Production Processes», kck@irgups.ru
Елисеев Андрей Владимирович – к.т.н., доцент кафедры высшей математики	Eliseev Andrey Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Mathematics
Николаев Андрей Владимирович – соискатель	Nikolaev Andrey Vladimirovich – postgraduate
Иркутский государственный университет путей сообщения, г.Иркутск, Россия	Irkutsk state transport university, Irkutsk, Russia

Получена 31.03.2019