

УСТРОЙСТВА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДВИЖЕНИЙ В ФОРМИРОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКОГО КАЧЕСТВА КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВИБРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Елисеев А.В., Миронов А.С.

Иркутский государственный университет путей сообщения, Иркутск

Ключевые слова: вибрационные технологические машины, структурное математическое моделирование, энергоэффективность, резонансный режим колебаний, ширина резонансного пика, динамическая податливость, устройства для преобразования движения.

Аннотация. Исследование направлено на разработку методологии формирования динамического качества колебаний рабочих органов вибрационных технологических машин. Примером характерной проблемы служит расширение резонансного пика для повышения устойчивости работы резонансного режима рабочего органа вибрационной машины для уплотнения бетона, влекущее снижение амплитуд колебаний. В качестве модельного примера рассматривается механическая колебательная система с одной степенью свободы, включающая в свой состав устройство для преобразования движения. Рассматриваются возможности управления шириной резонансного пика динамической податливости на основе использования радиуса кривизны в экстремальной точке амплитудно-частотной характеристики. Радиус кривизны используется в качестве оценки ширины резонансного пика. Показано, что в системе, включающей в свой состав устройство для преобразования движения, существует возможность выбора параметров системы таким образом, что регулирование параметров позволяет обеспечивать резонанс на фиксированной частоте без снижения амплитуды колебания, и одновременно увеличивать ширину резонансного пика.

MOTION CONVERSION DEVICES IN THE FORMATION OF THE DYNAMIC QUALITY OF VIBRATIONS OF THE WORKING ORGANS OF VIBRATING TECHNOLOGICAL MACHINES

Eliseev A.V., Mironov A.S.

Irkutsk State Transport University, Irkutsk

Keywords: vibration process machines, structural mathematical modeling, vibration mechanics, synchronization, energy efficiency, dynamic vibration damping.

Abstract. The research is aimed at developing a methodology for the formation of the dynamic quality of vibrations of the working organs of vibrating technological machines. An example of a typical problem is the expansion of the resonant peak to increase the stability of the resonant mode of the working body of a vibrating machine for compacting concrete, considered as a positive factor, but entailing a decrease in oscillation amplitudes, considered as a negative one. As a model example, a system with one degree of freedom is considered, which includes a device for converting motion. The possibilities of controlling the width of the resonant peak of dynamic compliance based on the use of the radius of curvature at the extreme point of the amplitude-frequency response are considered. The radius of curvature is used as an estimate of the shape of the resonant peak. It is shown that in a system that includes a motion conversion device, it is possible to select the system parameters in such a way that parameter control allows for resonance at a fixed frequency without loss of oscillation amplitude, and at the same time increase the width of the resonant peak.

Рассматриваются проблемы разработки систем управления вибрационными машинами, работающими в резонансных режимах [1]. Традиционным способом повышения динамического качества резонансных режимов служат методы

расширения резонансных пиков амплитудно-частотных характеристик, что позволяет исключить сход колебаний с максимальной амплитуды [2]. В свою очередь, методы расширения резонансного пика, а примеру, путем увеличения сил вязкого трения, приводят к снижению амплитуд колебаний, что служит негативным фактором для динамического качества. В качестве дополнительных мер для увеличения ширины резонансного пика предлагаются переходы к системам с большим числом степеней свободы, позволяющим создавать «плато» путем специального взаимного расположения узловых точек безразмерных амплитудно-частотных характеристик, в которых влияние трения проявляется в наименьшей степени [3, 4]. Вместе с тем, что для систем с одной степенью свободы, что для систем с двумя и более степенями свободы не разработана методологическая база для оценки динамического качества, связанного с требованиями одновременного учета совокупности требований, таких как сохранение частоты, амплитуды колебаний, учет особенностей виброизоляции и др. В частности, анализ даже систем с одной степенью свободы, основанный на использовании безразмерных уравнений приводит к тому, что связи между безразмерными параметрами и требованиями к характеристикам вибрационного процесса, сформулированные в терминах размерных характеристик, вызывает ряд вопросов; а попытка переноса безразмерного подхода на системы с двумя степенями свободы и анализ на основе безразмерных параметров существенно размывает физическую сущность задачи.

В работе ставится формальная задача определения значений параметров, одновременного обеспечения постоянства резонансной частоты и высоты резонансного пика для системы, образованной массой, демпфером, пружиной и устройством для преобразования движения, находящейся в условиях вынужденных установившихся гармонических колебаний; для оценки динамического качества служит радиус кривизны в точке резонансного пика.

В качестве базовой расчетной схемы вибрационной технологической машины рассматривается механическая колебательная система (рис.1).

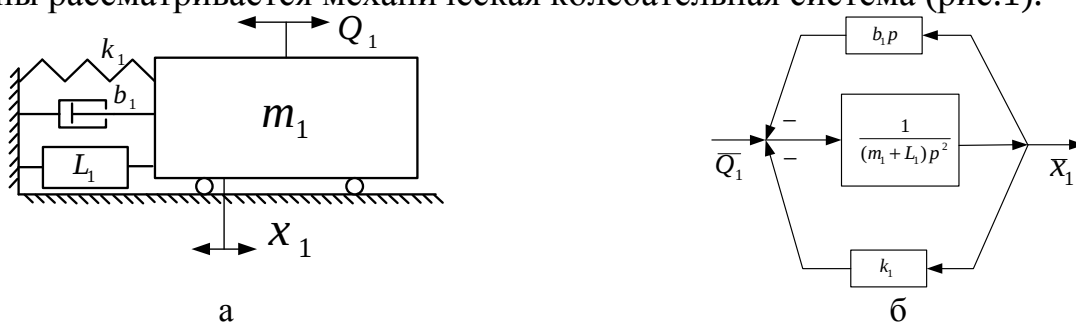


Рис. 1. Механическая колебательная система: (а) – расчетная схема, где m_1 – масса рабочего органа, L_1 – устройство для преобразования движения, k_1 – упругий элемент, b_1 – демпфер, (б) – структурная схема механической колебательной системы, $p = j\omega$, $j = \sqrt{-1}$, ω – частота внешнего возмущения [5]

Механической колебательной системе может быть поставлена в соответствие структурная схема (рис. 1, б) эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления [5, 6]. Амплитудно-частотная характеристика передаточной функции системы (рис. 1, б), представляющей собой динамическую податливость, имеет вид:

$$A(\omega) = \left| \frac{\bar{x}_1}{\bar{Q}_1} \right| = \frac{1}{\sqrt{(k_1 - (m_1 + L_1)\omega^2)^2 + (b_1\omega)^2}}. \quad (1)$$

Резонансная частота (1) в общем случае определяется жесткостью системы, коэффициентом вязкого трения, массой системы и массоинерционным коэффициентом устройства для преобразования движения:

$$\omega_{res} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1 + L_1} - \frac{b_1^2}{2(L_1 + m_1)^2}}. \quad (2)$$

Требуется, что собственная частота системы сохраняет некоторое постоянное значение C_0 . Условие постоянства резонансной частоты определяет жесткость:

$$k_{C_0} = (m_1 + L_1)C_0^2 + \frac{b_1^2}{2(L_1 + m_1)}. \quad (3)$$

Дополнительно требуется, что на резонансной частоте система обладает фиксированной динамической податливостью C_1 :

$$A(\omega_{res}) = C_1. \quad (4)$$

Условие (4) также определяет жесткость:

$$k_{C_1} = \frac{1}{4(m_1 + L_1)^2} + \frac{1}{C_1^2 b_1^2}. \quad (5)$$

Одновременное выполнение требований к постоянству резонансной частоты и динамической податливости может быть выражено в виде:

$$k_{C_0} = k_{C_1}. \quad (6)$$

Условие (6) позволяет определять массоинерционный коэффициент L_C устройства для преобразования движения и коэффициент жесткости k_C в зависимости от коэффициента вязкого трения b_1 :

$$L_C = \frac{b_1^2 C_1}{2\sqrt{1 - C_0^2 C_1^2 b_1^2}} - m, \quad k_C = \frac{1}{2C_1} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - C_0^2 C_1^2 b_1^2}} + \sqrt{1 - C_0^2 C_1^2 b_1^2} \right). \quad (7)$$

Учет связей (7) определяет радиус кривизны в зависимости от коэффициента трения b_1 с учетом требований к частоте резонанса и динамической податливости системы:

$$R_{kvz} = \frac{1 - C_0^2 C_1^2 b_1^2}{C_0^2 C_1^5 b_1^4}. \quad (8)$$

Выражение радиуса кривизны (8), зависящее от коэффициента вязкого трения, может быть использовано для регулирования ширины резонансного пика с одновременным сохранением как частоты резонанса, так и амплитуды колебания рабочего органа.

Связи параметров (3)-(8) системы представляют собой аналитическую основу для разработки системы управления вибрационными технологическими машинами, работают с резонансных режимах с более высоким динамическим качеством.

Разработанный подход может быть обобщен на системы с двумя и более степенями свободы, а так же служить элементом научно-методологической основы для проектирования рабочих органов вибрационных технологических машин и отдельных мехатронных модулей, обеспечивающих специальные динамические свойства вибрационных взаимодействий.

Список литературы

1. Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения. – СПб.: Всероссийский научно-исследовательский геологический институт им. А.П. Карпинского, 2004. – 306 с.
2. Пановко Г.Я., Шохин А.Е. Динамика резонансных вибромашин с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями. – Ижевск: Ижевский институт компьютерных исследований, 2020. – 168 с.
3. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: КомКнига, 2006. – 439 с.
4. Федоренко И.Я., Гнездилов А.А. Динамические свойства двухмассной вибрационной технологической машины // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2016. – № 3(137). – С. 179-183.
5. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of Oscillations. Structural Mathematical Modeling in Problems of Dynamics of Technical Objects // Series: Studies in Systems, Decision and Control. 2020, vol. 252, 521 p.
6. Eliseev A.V. Structural Mathematical Modeling Applications in Technological Machines and Transportation Vehicles. – Hershey, PA: IGI Global, 2023. – 228 p.

Сведения об авторах:

Елисеев Андрей Владимирович – к.т.н., доцент кафедры математики;

Миронов Артем Сергеевич – соискатель НОЦ современных технологий.