

Выражение для частотной передаточной функции с устройством для преобразования движения имеет вид

$$\omega^2(i) = \frac{k_1 + k_2 + k_2 i^2 + k_3 i^2 - 2k_2 i}{m_1 + L + m_2 i^2 + Li^2 - 2Li} \quad (3)$$

Таким образом, определение частот собственных колебаний с учетом особенностей связности движений по отдельным координатам может стать направлением исследований, полезным для технических приложений.

Список литературы

- 1 Елисеев, С. В. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С. В. Елисеев, А. И. Артюнин. – Новосибирск : Наука, 2016. – 459 с.
- 2 Определение частот собственных колебаний механических колебательных систем: особенности использования частотной энергетической функции. Ч. I / С. В. Елисеев [и др.] // Вестник Иркутского гос. технич. ун-та. – 2016. – № 6 (113). – С. 26–33.
- 3 Определение частот собственных колебаний механических колебательных систем: особенности использования частотной энергетической функции. Ч. II / С. В. Елисеев [и др.] // Вестник Иркутского гос. технич. ун-та. – 2016. – № 7 (114). – С. 10–23.
- 4 Возможности развития метода преобразования структурных схем в задачах динамики виброзащитных систем. Ч. I / А. П. Хоменко [и др.] // Вестник ВСГУТУ. – Улан-Удэ, 2016. – № 3. – С. 5–12.
- 5 Хоменко, А. П. Возможности развития метода преобразования структурных схем в задачах динамики виброзащитных систем. Ч. II / А. П. Хоменко [и др.] // Вестник ВСГУТУ. – Улан-Удэ, 2016. – № 4(61). – С. 53–63.

УДК 621.534; 62.752, 629.4.015

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЯЗИ В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ: ДИНАМИЧЕСКОЕ ГАШЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ

С. В. ЕЛИСЕЕВ, А. Н. ТРОФИМОВ

Иркутский государственный университет путей сообщения, Российская Федерация

А. Г. ПНЁВ

Улан-Удэнский лопастной завод, Российская Федерация

Многие технические объекты, работающие в условиях вибрационного нагружения, подвержены ситуациям, создаваемым неожиданными выбросами колебаний, развитием вибрационных отклонений в узких частотных диапазонах, что требует разработки и применения различных устройств, используемых в защищаемых структурах как дополнительные связи [1, 2]. Введение дополнительных связей приводит к изменению динамических состояний, однако такие подходы требуют предварительных расчетов, выбора управляющих или настроечных факторов. Определенными преимуществами в таких задачах обладают методы структурного математического моделирования. Использование структурных моделей [1, 2] позволяет применять передаточные функции и частотные методы анализа, характерные для теории автоматического управления [2].

В предлагаемом докладе развивается метод построения математических моделей для динамического синтеза гасителей колебаний.

1 Построение структурных математических моделей. По существу, задача оценки динамических свойств технического объекта начинается с формирования расчетной схемы, которая интерпретируется как механическая колебательная система с несколькими степенями свободы. Структурное математическое моделирование предполагает переход к математическим моделям в виде структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления, что требует определенных технологий [1, 2] и использования аналитического аппарата [3].

Автором рассмотрен подход в формировании структуры и особенностей вибрационного поля твердого тела на упругих опорах с использованием динамического гасителя (или корректора), точка приложения которого может менять свое положение. Расчетная схема рабочего органа и динамического гасителя приводятся на рисунке 1.

Структурная математическая модель системы в координатах \bar{y}_1 , \bar{y}_2 и \bar{y}_3 приведена на рисунке 2.

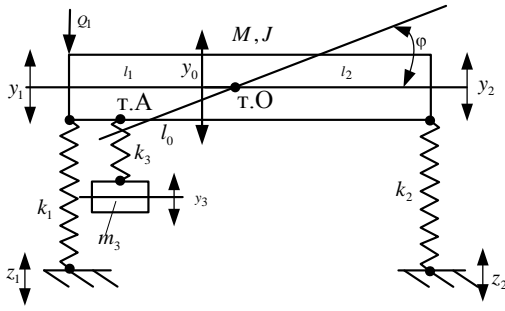


Рисунок 1 – Расчетная схема технологической вибраторной машины с динамическим гасителем (или корректором) колебаний

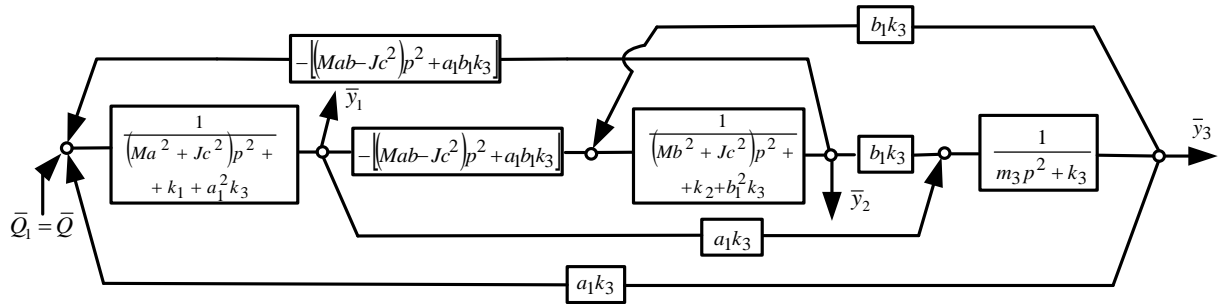


Рисунок 2 – Структурная математическая модель

Система обладает двумя режимами динамического гашения колебаний, что определяется выражениями:

$$\omega_{1\text{д\ddot{e}f}}^2 = \frac{k_3}{m_3}, \quad (1)$$

$$\omega_{2\text{д\ddot{e}f}}^2 = \frac{a_1 k_2}{a_1 (Mb^2 + Jc^2) - b_1 (Mab - Jc^2)}. \quad (2)$$

В частности, для равномерного поля для решения задач выбора параметров автором предложена технология построения частотных диаграмм (рисунок 3).

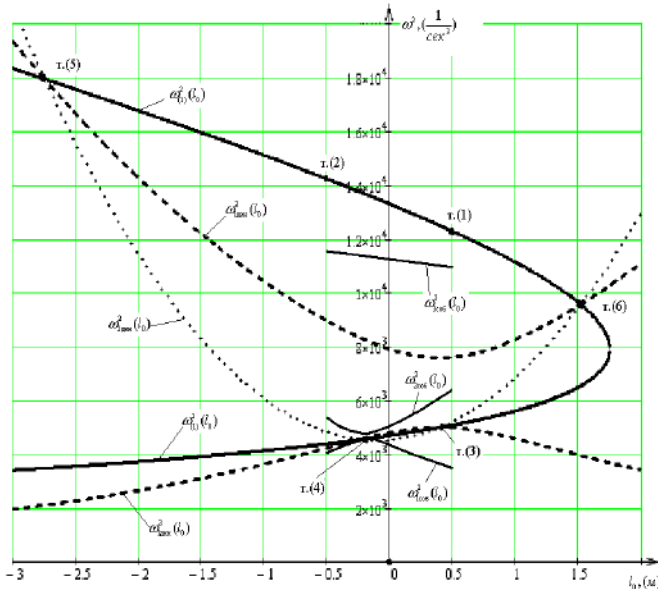


Рисунок 3 – Частотная диаграмма для определения параметров структуры вибраторного поля:

- $\omega_{(1)}^2(l_0)$ – частота возбуждения при $\bar{y}_2 / \bar{y}_1 = 1$;
- $\omega_{1\text{д\ddot{e}f}}^2(l_0)$ – частота динамического гашения по координате \bar{y}_1 ;
- $\omega_{2\text{д\ddot{e}f}}^2(l_0)$ – частота динамического гашения по координате \bar{y}_2 ;
- $\omega_{1\text{н\ddot{a}}}^2(l_0)$ – нижняя частота собственных колебаний;
- $\omega_{2\text{ср\ddot{a}}}^2(l_0)$ – средняя частота собственных колебаний;
- $\omega_{3\text{в\ddot{а}}}^2(l_0)$ – высшая частота собственных колебаний

2 Возможности развития подходов. Для решения задач формирования структуры вибраторного поля могут использоваться дополнительные связи в виде механизмов и устройств для преобразования движения, вводимых в контур механических колебательных систем, как показано в качестве примера на рисунок 4 [4, 5].

Предложена технология оценки аналитических свойств системы и влияния настроечных параметров на возможности изменения структуры вибрационного поля.

Исследованы особенности динамических свойств механических колебательных систем с несколькими степенями свободы, включающих в свой состав, кроме обычных элементарных типовых звеньев, устройства для преобразования движения и рычажные механизмы, при учете особенностей, проявления свойств в различных системах координат при одновременном действии нескольких внешних воздействий.

Разработаны методологические основы для решения задач изменения динамических состояний технических систем с расчетными схемами в виде линейных механических колебательных структур, с использованием дополнительных связей, реализуемых с помощью устройств для преобразования движения и рычажных механизмов.

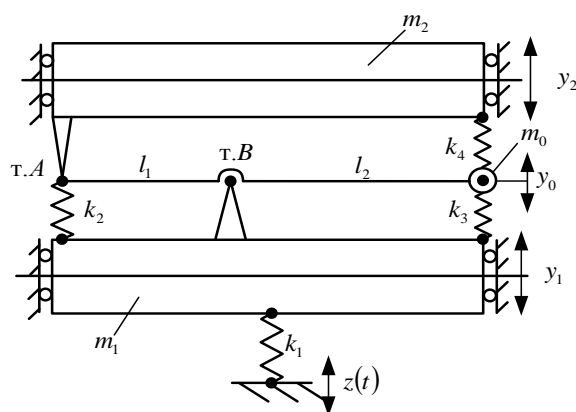


Рисунок 4 – Принципиальная схема виброзащитной системы технического объекта с устройством для преобразования движения

Список литературы

- 1 Dynamics of mechanical systems with additional ties / S. V. Eliseev [et al.]. – Irkutsk : Publishing of Irkutsk State University. – 2006. – 315 p.
- 2 **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.
- 3 **Елисеев, С. В.** Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем / С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник, А. П. Хоменко. – Новосибирск : Наука, 2011. – 384 с.
- 4 Патент RU 157103 U1, МПК F16F 15/00. Динамический гаситель колебаний / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, Е. В. Каимов, Р. С. Большаков, Д. Х. Нгуен. – № 2015110669/05 ; заявл. 25.03.2015 ; опубл. 20.11.2015. Бюл. № 32.
- 5 Патент RU 2624757 C1, МПК F16F 15/00. Способ управления структурой вибрационного поля вибрационной технологической машины на основе использования эффектов динамического гашения и устройство для его осуществления / С. В. Елисеев, А. В. Елисеев, Е. В. Каимов, Д. Х. Нгуен, К. Ч. Выонг. – № 2016102236 ; заявл. 25.01.2016 ; опубл. 06.07.2017. Бюл. № 19.

УДК 539.3

ПЕРЕМЕЩЕНИЯ В УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОЙ КРУГОВОЙ ТРЕХСЛОЙНОЙ ПЛАСТИНЕ СО СЖИМАЕМЫМ ЗАПОЛНИТЕЛЕМ

Ю. В. ЗАХАРЧУК

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Широкое применение в интенсивно развивающихся отраслях строительства и промышленности в наше время находят трехслойные элементы конструкций. Разработке математических моделей и методов их расчета на различные виды и типы нагрузок уделяется большое внимание, так как во многих случаях слоистые, в том числе трехслойные, элементы конструкций являются составляющими сложных и ответственных сооружений.

Следует отметить, что исследования, посвященные изучению деформирования и колебаний трехслойных элементов конструкций, ранее проводились только в случаях несжимаемого заполнителя. Это не позволяет адекватно описать деформирование трехслойных элементов и объективно оценить их поведение под действием нагрузки.

Поэтому здесь рассматривается упругая круговая трехслойная пластина со сжимаемым жестким заполнителем. Ранее была решена задача в случае легкого сжимаемого заполнителя.

Постановку задачи и ее решение проведем в цилиндрической системе координат r, φ, z . Системе координат свяжем со срединной плоскостью заполнителя. В тонких несущих слоях с толщинами $h_1 \neq h_2$ справедливы гипотезы Кирхгофа: нормаль остается несжимаемой, прямолинейной и перпендикулярной к деформированной срединной поверхности. В жестком заполнителе, воспринимающем нагрузку в тангенциальном и вертикальном направлениях, нормаль остается прямолинейной, поворачивается на некоторый дополнительный угол $\psi(r)$, обжатие по толщине принимается линейным. Деформации считаем малыми.