

Надёжность. Перспективы развития. Братск. 2005 52 с. Деп. в МАШМИР №2. (15.06.2006)

4. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин //Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. №3 (23). С. 174-179.

5. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Дорлигсурэнгийн. Несущая способность и ресурс гидроцилиндров машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. №2. С. 24-28.

6. Кобзов Д.Ю., Усова С.В., Фурзанов С.Ю. О диагностическом параметре несущей способности гидроцилиндров машин // Там же. С. 29-32.

7. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность / Д.Ю. Кобзов [и др.]. Деп. в ВИНТИ № 27-В2011. 88 с. Братск. 2011 (2.03.2011)

8. Сырицын Т.А. Надёжность гидро- и пневмопривода. М.: Машиностроение, 1981.

216 с.

9. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Деп. в ВИНТИ № 3552-1399. 108 с.

10. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Плешивцева С.В. Совершенствование конструкции привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007 № 15. С.40-46.

11. Модернизация конструкции опор гидроцилиндра привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин / Д.Ю. Кобзов, Д. Дэлэг, В.В. Жмуров, Д. Лханаг // Там же. 2008. №1 (17). С. 28-33.

УДК 62.752

А.Ю. Трофимов

ОБ ОЦЕНКЕ СВОЙСТВ РЫЧАЖНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ

Предлагается методика построения математических моделей для виброзащитных систем с рычажными динамическими гасителями колебаний. Рассматриваются особенности динамических свойств и возможности выбора параметров.

Ключевые слова: рычажный динамический гаситель колебаний, виброзащитные системы, свойства виброзащитных систем.

Введение. Вопросам теоретического обоснования особенностей режимов динамического гашения колебаний в задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов посвящен ряд работ [1÷3]. В них основное внимание уделяется взаимодействию инерционного элемента (гасителя), присоединяемого упругим элементом к объекту. Вместе с тем, многие конструктивные решения все чаще ориентируются на использование эффектов от сочленения твердых тел. Обычно встречаются сочленения в виде вращательных кинематических пар, а также рычажных связей, привносимых рычажными соединениями элементов виброзащитных систем. Упомянутая группа проблем представляет интерес для

детализированного исследования, в рамках которого могли бы быть изучены возможности настроечных механизмов, учет влияния упругих свойств рычагов и сочленений [4].

Общие положения. *Постановка задачи исследования.* Рассмотрим один из наиболее известных вариантов построения системы с динамическим гасителем колебаний на основе применения рычага второго рода. На рис. 1 представлена виброзащитная система с объектом защиты массой M , рычагом с плечами l_1 и l_2 , присоединенным гасителем с массой m . Объект защиты через упругий элемент с коэффициентом жесткости k опирается на вибрирующее основание; y и y_1 – координаты инерционных элементов в неподвижной

системе координат. Выражения для кинетической и потенциальной энергий имеют вид:

$$T = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m \dot{y}_1^2, \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k (y - z)^2. \quad (2)$$

Введем определения параметров относительного движения

$$\begin{aligned} V_{\text{отн}} &= V - \dot{z}, \quad V_{\text{лн}} = i(V - \dot{z}), \\ V_1 &= -i(V - \dot{z}) - \dot{z}, \end{aligned} \quad (3)$$

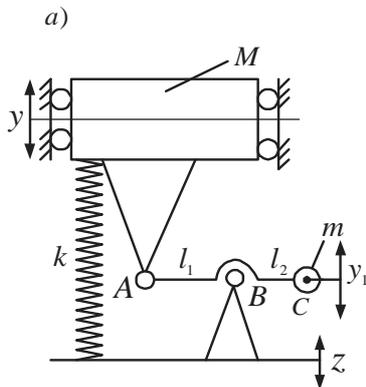
где $i = l_2 / l_1$ – передаточное отношение невесомого рычага. Используем уравнение Лагранжа 2-го рода соотношения (1)÷(3) и получим уравнение движения системы

$$(M + mi^2)\ddot{y} + ky = \dot{z}mi(i + 1) + ky,$$

что позволяет построить структурную схему эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления (рис. 1).

Передаточная функция системы может быть определена из структурной схемы (рис. 1)

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{mi(i + 1)p^2 + k}{(M + mi^2)p^2 + k}. \quad (4)$$



С учетом сделанных преобразований расчетная схема на рис. 1а может быть представлена в виде, который предполагает использование элементарных типовых звеньев расширенного набора виброзащитных систем (ВЗС) [1]. В частности, на структурной схеме (рис. 1б) приведены элементарные звенья с передаточной функцией дифференцирующего звена 2-го порядка $W_1(p) = mi^2 p^2$ (p – переменная Лапласа). Однако особенностью ВЗС является то, что внешних воздействий в системе имеется два. Первое внешнее воздействие – это вибрация со стороны основания (кинематическое воздействие). Второе – это силовое возмущение, показанное на рис. 1б как звено с передаточной функцией $W_2(p) = mip^2$. Физический смысл этого возмущения – переносная сила инерции, передающаяся от точки C (рис. 1б) к точке A с учетом рычажных связей. Взаимодействия элементов ВЗС при двух возмущающих факторах создают в системе ряд ранее не принимавшихся во внимание динамических эффектов.

Построение математической модели с упругими сочленениями. Рассмотрим задачу в более общей постановке (рис. 2а, 2б), когда сочленения отсутствуют, а точки A и A_1 , B и B_1 , C и C_1 соединены соответственно пружинами с жесткостями k_1, k_2 и k_3 .

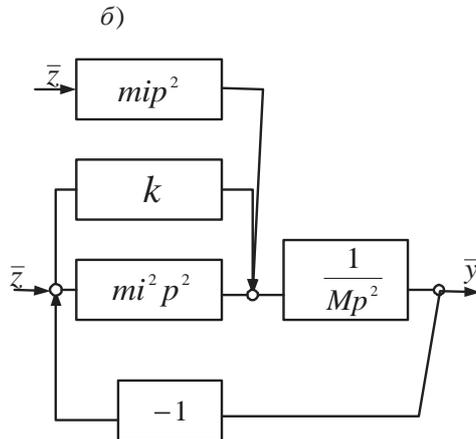


Рис. 1. Расчетная (а) и структурная (б) схемы виброзащитной системы с рычажным гасителем.

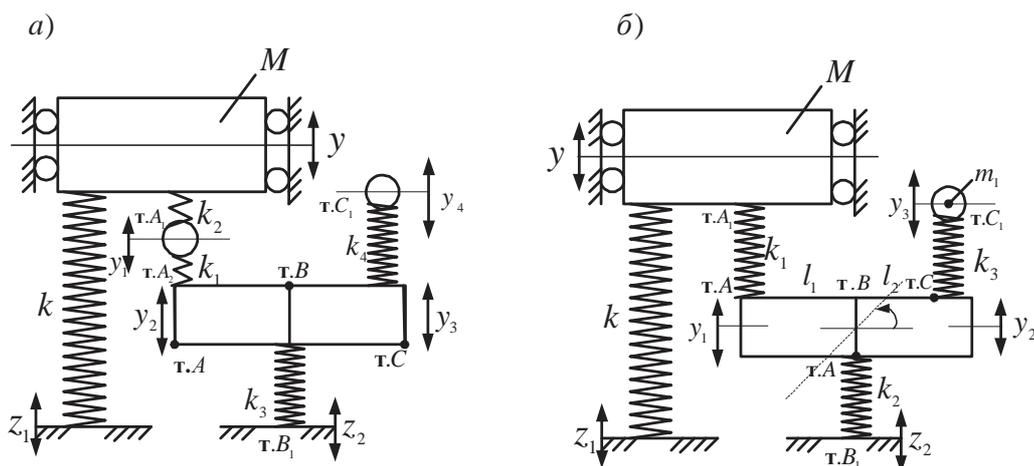


Рис. 2. Расчетные схемы рычажного гасителя с учетом упругих свойств сочленений и рычага: а) учитываются упругости во всех шарнирах и упругость рычага; б) учитываются упругости шарниров, рычаг имеет упругость kk_3 .

На рис. 2а учитывается упругость обоих плеч рычага, а также упругости сочленений (k_1, k_2, k_3). На рис. 2б учитывается упругость сочленения рычага в т. А (k_1), упругость сочленения рычага с основанием в т. В (k_2), а также упругость рычага (плечо l_2) – пружина k_3 .

Для решения задачи (рис. 2б) надо найти положение центра масс, полагая, что колебания рычага в этом случае будут происходить относительно центра масс, а не относительно точки В, которая создается как шарнир при $k_2 \rightarrow \infty$ или при $y_B - z_2 = 0$.

Найдем положение центра масс для рычага. Примем в качестве отсчета точку А.

$$l = \frac{(l_1 + l_2)m_1}{m_1 + M}. \quad (5)$$

Обозначим $l_0 = l_1 + l_2 - l$. Рычаг рассматривается как невесомый жесткий стержень. Используя (1)-(3), запишем с использованием новых координат, что

$$T = \frac{1}{2}M\dot{y}^2 + \frac{1}{2}m_1\dot{y}_3^2, \quad (6)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k(y - z_1)^2 + \frac{1}{2}k_1(y - y_1)^2 + \frac{1}{2}k_2(y - z_2)^2 + \frac{1}{2}k_3(y_3 - y_2)^2. \quad (7)$$

Схема расположения центра масс (5) показана на рис. 3.

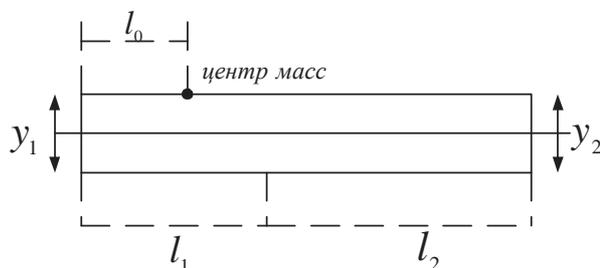


Рис. 3. Схема для определения положения центра масс.

Переменные: y, y_1, y_2 и y_3 определяют четыре степени свободы движения. Введем ряд соотношений:

$$y_B = y_0 + (l_1 - l_0)\varphi; \quad y_0 = ay_1 + by_2;$$

$$a_1 = \frac{l_1 + l_2 - l_0}{l_1 + l_2};$$

$$b_1 = \frac{l_0}{l_1 + l_2}; \quad \varphi = \frac{y_2 - y_1}{l_1 + l_2} = c_0(y_2 - y_1);$$

$$c_0 = \frac{1}{l_1 + l_2};$$

$$y_B = ay_1 + by_2 + (l_1 - l_0)c_0(y_2 - y_1) = y_1[a - c_0(l_1 - l_0)] + y_2[b + (l_1 - l_0)c_0] = y_B = a_1y_1 + b_1y_2; \quad (8)$$

$$a_1 = a - c_0(l_1 - l_0); \quad b_1 = b + (l_1 - l_0)c_0.$$

Сделаем ряд вспомогательных выкладок, используя (8), и представим коэффициенты уравнений движения в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов уравнений движения в координатах y, y_1, y_2, y_3

a_{11}	a_{12}	a_{13}	a_{14}
$Mp^2 + k + k_1$	$-k_1$	0	0
a_{21}	a_{22}	a_{23}	a_{24}
$-k$	$k_1 + k_2 a_1^2$	$k_2 a_1 b_1$	0
a_{31}	a_{32}	a_{33}	a_{34}
0	$k_2 a_1 b_1$	$k_3 + k_2 b_1$	
a_{41}	a_{42}	a_{43}	a_{44}
0	0	$-k_3$	$mp^2 + k_3$
Q_1	Q_2	Q_3	Q_4
$k_1 z_1$	$k_2 a_1 z_2$	$k_2 b_1 z_2$	0

Для построения математической модели с сочленениями перейдем к другой системе координат y_{10}, y_1, y_2, y_{30} , используя соотношения:

$$\begin{aligned} y - y_1 &= y_{10}, \quad y = y_{10} + y_1, \quad y_3 - y_2 = y_{30}, \\ y_3 &= y_2 + y_{30}, \quad y_B - z_2 = y_{B0}. \end{aligned} \quad (9)$$

Тогда (6) и (7) примут вид:

$$T = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{y}_2 + \dot{y}_{30})^2, \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{2} k (y - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_1 y_{10}^2 + \\ &+ \frac{1}{2} k_2 y_{B0}^2 + \frac{1}{2} k_3 y_{30}^2. \end{aligned} \quad (11)$$

Связь между двумя системами координат определяется соотношением

$$\begin{aligned} y_B &= a_1 y_1 + b_1 y_2, \\ y_1 &= y_B - b_1 y_2 = a_2 y_B - b_2 y_2, \\ y_{B0} &= z_2 + y_B = z_2 + a_1 y_1 + b_1 y_2 = \\ &= z_2 + a_1 (y - y_{10}) + b_1 y_2; \end{aligned} \quad (12)$$

где $a_2 = 1/a_1, b_2 = b_1/a_1$.

Развивая аналогичный подход и используя (8)÷(12), найдем, что

$$y_2 = a_3 y_{B0} - b_3 y + b_3 y_{10} + y_{30} + a_3 z_2, \quad (13)$$

где $a_3 = a/b_1, a_3 = a_1/b_1$. (14)

Выражения для кинетической и потенциальной энергий (10), (11) после преобразований при учете (12)÷(14) примут вид:

$$T = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \quad (15)$$

$$+ \frac{1}{2} m (a_3 \dot{y}_{B0} - b_3 \dot{y} + b_3 \dot{y}_{10} + a_3 \dot{z}_2 + \dot{y}_{30})^2,$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k (y - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_{10} y_{10}^2 + \quad (16)$$

$$+ \frac{1}{2} k_2 y_{B0}^2 + \frac{1}{2} k_3 y_{30}^2.$$

В табл. 2 представлены коэффициенты системы уравнений движения в координатах $y, y_{10}, y_{B0}, y_{30}$.

Таблица 2

Значения коэффициентов уравнений движения в координатах $y, y_{10}, y_{B0}, y_{30}$

a_{11}	a_{12}	a_{13}	a_{14}
$(M + mb_3^2)p^2 + k$	$-mb_3^2 p^2$	$-ma_3 b_3 p^2$	$mb_3 p^2$
a_{21}	a_{22}	a_{23}	a_{24}
$-mb_3^2 p^2$	$mb_3^2 p^2 + k_1$	$ma_3 b_3 p^2$	$mb_3 p^2$
a_{31}	a_{32}	a_{33}	a_{34}
$-ma_3 b_3 p^2$	$ma_3 b_3 p^2$	$ma_3^2 p^2 + k_2$	$ma_3 p^2$

a_{41}	a_{42}	a_{43}	a_{44}
mb_3p^2	mb_3p^2	ma_3	$my_{30}p^2 + k_3$
Q_1	Q_2	Q_3	Q_4
$ma_3b_3\bar{z}_2p^2 + k\bar{z}_1$	$-ma_3b_3z_2p^2$	$-ma_3^2z_2p^2$	$-ma_3p^2z_2$

Таким образом, для преобразования систем уравнений основными являются соотношения:

$$\begin{aligned} y_{B0} &= y_B - z_2, \quad y_B = a_1y_1 + b_1y_2, \\ y_2 &= a_3y_B - b_3y_1, \\ y_2 &= y_3 + y_{B0} + a_3z_2 - b_3y + b_3y_{10} + y_{30}, \\ y_B - z_2 &= y_{B0}. \end{aligned}$$

Отметим, что расчетная схема на рис. 2 может быть трансформирована в расчетную схему на рис. 1а, учитывая имеющиеся соотношения:

$$a_3 = \frac{1}{b_1}, b_3 = \frac{a_1}{b_1}, a_1 = \frac{l_1 + l_2 - l_0}{l_1 + l_2}, b_1 = \frac{l_0}{l_1 + l_2};$$

при этом надо учесть, что в силу конструктивных условий $l_0 = l_1$.

В конечном итоге, используя табл. 2 и исключая координаты y_{B0}, y_{10}, y_{30} , можно получить, что передаточная функция приобретает тот же вид

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{mi(i+1)p^2 + k}{(M + mi^2)p^2 + k}. \quad (17)$$

Таким образом, выражение (17) отражает особенности сочленения в динамическом гасителе. Оно заключается в том, что вибрация, передаваемая через сочленение, создает два связанных между собой внешних воздействия: в кинематической и силовой форме. Такие взаимодействия проявляются через динамические особенности колебательных механических систем. Ранее в научной литературе в таком ракурсе динамические гасители колебаний не рассматривались.

Амплитудно-частотные характеристики системы, соответствующие (17), приведены на рис. 4.

Разность частот собственных колебаний и динамического гашения можно определить выражением:

$$\Delta\omega = \omega_{\text{дин}}^2 - \omega_{\text{соб}}^2 = \frac{k}{mi^2 + mi} - \frac{k}{M + mi^2}. \quad (18)$$

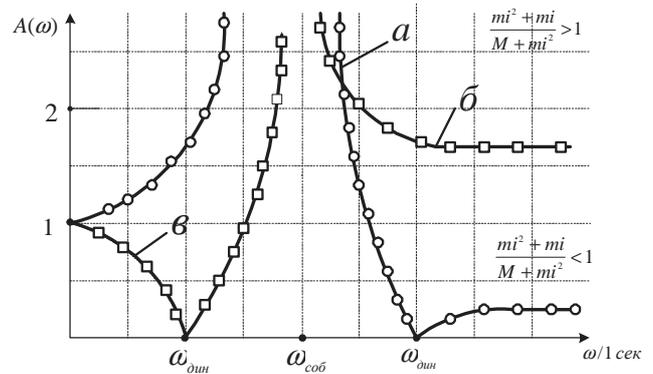


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики системы при разных соотношениях масс:

- кривая *a* – соответствует условию $M > mi$;
- кривая *б* – соответствует $M = mi$;
- кривая *в* – соответствует $M < mi$.

Из (18) следует, что если выполняется условие

$$M = mi, \quad (19)$$

то оно является граничным. Если $M > mi$, то $\Delta\omega$ будет положительным (кривая *a*, рис. 4), то есть резонанс в системе наступает раньше, чем динамическое гашение. При $p \rightarrow 0$ модуль амплитудно-частотной характеристики будет иметь значение $|W(p)| = 1$, а при $p \rightarrow \infty$:

$$|W(p)| = \frac{mi^2 + mi}{M + mi^2} < 1. \quad (20)$$

Очевидно, что при $M = mi$ амплитудно-частотная характеристика будет иметь вырожденный характер, соответствующий условию

$$|W(p)| = 1. \quad (21)$$

Последнее означает, что амплитудно-частотная характеристика превращается в прямую, параллельную оси абсцисс (рис. 4, кривая *б*). При условии

$$M < mi, \quad (22)$$

выражение (18) имеет отрицательное значение, что соответствует ситуации, когда режим динамического гашения появляется на мень-

шей частоте, чем резонанс (кривая v на рис. 4). В этом случае при $p \rightarrow \infty$ $|W(p)| > 1$, а при $p \rightarrow 0$ $|W(p)| = 1$.

Заключение. Из приведенного можно сделать вывод о том, что $M = mi$ является «узловым» соотношением в настройке динамического гасителя колебаний.

Влияние сил сопротивления, учитываемых как вязкое сопротивление при движении объекта защиты относительно внешней среды, можно учесть через введение звена с передаточной функцией bp . Тогда передаточная функция (17) преобразуется к виду:

$$W(p)_1 = \frac{mi(i+1)p^2 + bp + k}{(M + mi^2)p^2 + kp + k}. \quad (23)$$

Введение bp приводит к изменению амплитуд колебаний при резонансе и при режиме динамического гашения. Если полагать, что $b \rightarrow \infty$, то система запирается, и амплитудно-частотная характеристика принимает вид, соответствующий случаю $M = mi$ (прямая v , рис. 4).

При изменении v в достаточно широких пределах вид амплитудно-частотных характеристик будет изменяться. Отметим, что влияние сил сопротивления может иметь критическое значение отдельно для числителя передаточной функции (23) и для знаменателя: в первом случае

$$\frac{b}{2mi(i+1)} = k; \quad (24)$$

во втором случае

$$\frac{b}{2(M + mi^2)} = n. \quad (25)$$

При выполнении соотношения $M = mi$, (24) и (25) совпадают, и система «запирается».

Литература

1. Елисеев С.В. Динамические гасители колебаний / С.В. Елисеев, Г.П. Нерубенко. – Новосибирск: Наука, 1982. – 142 с.
2. Корнев Б.Г. Динамические гасители колебаний, теория и технические приложения / Б.Г. Корнев, П.М. Резников. – М.: Наука. 1968 г. – 535 с.
3. Карамышкин В.В. Динамические гасители колебаний / В.В. Карамышкин. –Л.: Машиностроение. 1988 г. – 108 с.
4. Елисеев С.В. К вопросу о построении математических моделей виброзащитных систем с динамическими гасителями нетрадиционного типа // С.В. Елисеев, Ю.В. Ермошенко, А.Н. Трофимов// Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – Вып № 2(30).- Иркутск: ИрГУПС. 2011. С. 78-83.

УДК 62-762.6; 621.22

П.М. Огар*, А.А. Бурнин, Е.А. Ключев

ТОЛЩИНА СМАЗОЧНОГО СЛОЯ УПЛОТНИТЕЛЬНОГО КОЛЬЦА КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ С УЧЕТОМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОБЖАТИЯ

Разработана методика определения толщины смазочного слоя для эластичного кольца круглого сечения при возвратно-поступательном движении. При этом учтены давление и вязкость рабочей среды, скорость движения, предварительное обжатие, определяющее распределение контактного давления и впускную щель.

Ключевые слова: уплотнение поступательного движения, кольцо круглого сечения, предварительное обжатие, ширина контакта, контактное давление, толщина масляного слоя, величина утечки.

Для герметизации неподвижных и подвижных соединений широко применяются эластичные уплотнительные кольца круглого сечения (тороидальные прокладки), которые являются универсальными уплотнителями. В

случае радиальной деформации возможна установка колец в гнезда, выполненные на штоке или в цилиндре. Более удобно монтировать кольцо в гнезда, выполненные в штоке (рис.

* - автор, с которым следует вести переписку.