

В.С. ГАПОНОВ, д.т.н., **П.Н. КАЛИНИН**, к.т.н., Харьков, НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ НАСТРОЙКИ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АМОРТИЗАТОРА С УПРАВЛЯЕМОЙ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Es wird die Frage der Einregulierung der Parameter der Stützen mit verwaltet Quasinullsteifigkeit betrachtet, daß wird zulassen, ihre Zuverlässigkeit in der Ausnutzung zu erhöhen.

Повышение технического уровня, улучшение динамических критериев качества широкого класса машин связано с использованием упругих систем квазинулевой жесткости [1,2].

Известное противоречие между несущей способностью и жесткостью амортизаторов эффективно может быть разрешено путем применения специальных нелинейных упругих систем квазинулевой жесткости [1,2,3]. В общем случае такие амортизаторы квазинулевой жесткости (АКЖ) конструктивно состоят из несущей части и корректора жесткости. Корректор жесткости – это некоторая упругая система, находящаяся на границе динамической устойчивости, например, упругая система типа фермы Мизеса. При параллельном подключении к несущему упругому элементу корректору жесткости можно получить, например, силовую и жесткостную характеристику амортизатора, изображенную на рис.1. Отметим, что особенностью такого АКЖ является обеспечение заданной несущей способности системы (R_H) на участке квазинулевой жесткости.

Эффективность работы рассматриваемых АКЖ напрямую связана с решением проблемы их настройки. Малая жесткость упругой связи требует достаточно точной настройки АКЖ на расчетную нагрузку, т.к. изменение величины этой нагрузки приводит к расстройке системы, центр колебаний

системы смещается в область повышенной жесткости, и при этом резко снижаются виброизолирующие свойства АКЖ.

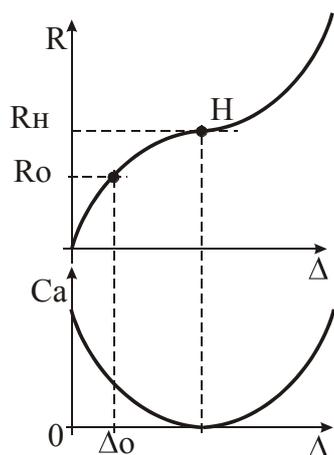


Рис.1 Силовая $R(\Delta)$ и упругая $C_a(\Delta)$ характеристики АКЖ

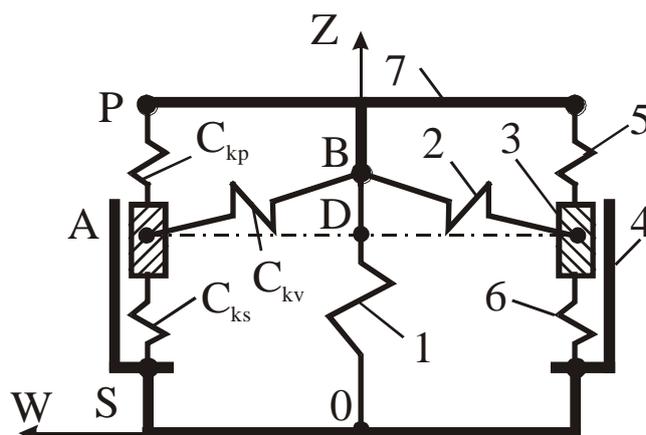


Рис. 2. Пассивная виброзащитная система с управляемой квазинулевой жесткостью

Указанная проблема, сопутствующая системам с малой жесткостью, обуславливает необходимость разработки и создания АКЖ с управляемой жесткостью, допускающих автоматическую перестройку системы на различные номинальные нагрузки. Обычно принято считать, что для повышения эффективности вибрационной защиты в области низких частот, а также при действии вибраций с широким спектром, следует использовать активные системы управления, использующие дополнительный независимый источник энергии [2]. Однако переход к активным системам управления трудоемок и связан с существенным повышением стоимости АКЖ, а поэтому представляет интерес разработка АКЖ пассивного регулирования.

Рассмотрим амортизатор, который состоит из n рядов ($n \geq 1$) симметрично расположенных упругих систем, построенных на основе виброзащитной системы с пассивным регулированием жесткости [4]. Таким образом k -ый ряд предлагаемого амортизатора состоит из трех основных механически связанных между собой частей: несущей упругой системы, корректора жесткости и системы регулирования (рис.2)

Несущая упругая система обеспечивает необходимую несущую способность на рабочем режиме и представлена в виде несущей платформы 7 и упругого элемента 1, который связывает платформу 7 со стойкой. Регулятор системы состоит из 2 элементов регулирования, каждый из которых выполнен в виде инерционного ползуна 3, расположенного на направляющей 4 и имеющего упругую связь 5 с несущей платформой 7. Инерционный ползун 3 может дополнительно иметь упругую связь 6 со стойкой. Корректор жесткости, например, представляется в виде двух упругих элементов 2, расположенных наклонно и симметрично относительно упругого элемента 1 и таким образом, что линия действия элементов 2 (прямая АВ) составляет угол α с линией действия упругого элемента 1. Угол наклона α при настройке амортизатора выбирают из условия $\alpha \geq 90^\circ - \varphi$, где $\varphi = \arctg f$, f - коэффициент трения в зоне контакта ползуна 3 и направляющей 4.

Отметим, что в качестве корректора могут быть использованы и другие, например, известные схемы [2], однако настройка параметров корректора должна обеспечить расположение его линии действия в рабочем режиме работы внутри конуса трения системы «ползун - направляющая».

При изменении низкочастотной составляющей внешнего нагружения управление корректором осуществляется путем изменения положения опорной точки А корректора за счет упругих элементов 5 и 6. Система регулирования автоматически изменяет положение опорной точки А корректора и тем самым пропускает только низкочастотную составляющую внешней нагрузки. Таким образом, наличие системы регулирования в предлагаемом АКЖ позволяет использовать последний как низкочастотный фильтр механических колебаний.

Для построения математической модели k -ого ряда амортизатора выберем систему координат ZOW, связав начало координат с основанием несущего элемента 1. Пусть линейные упругие элементы АВ, имеющие жесткость \bar{c}_{kv} и длину в ненапряженном состоянии \bar{l}_{k0} , могут свободно

поворачиваться вокруг шарниров А, которые расположены на расстоянии $2\bar{w}_{Ak}$. Обозначим жесткости линейных упругих связей 6 и 5 ползуна m_k через \bar{c}_{ks} и \bar{c}_{kp} , а их длины в недеформированном состоянии через \bar{l}_{ks0} и \bar{l}_{kp0} .

Выбрав коэффициенты перехода $\bar{l}_{k*} = \bar{w}_{Ak}$, $\bar{c}_{k*} = \bar{c}_{kv}$, удобно перейти к безразмерным величинам $l_{kj} = \bar{l}_{kj} / \bar{l}_{k*}$ и $c_{kj} = \bar{c}_{kj} / \bar{c}_{k*}$.

В произвольной рабочей точке z_B амортизатора положение корректора АВ характеризуется параметром x_k , а его деформация составляет $\Delta l_k = l_{k0} - l_k$. С учетом принятых обозначений, в рассматриваемом положении амортизатора, на шарнир В со стороны упругих элементов корректора в направлении оси OZ действует сила $f_{kz} = 2f_{kv} \sin \alpha_k = -2 \cdot \Delta l_k \cdot c_{kv} \cdot \frac{x_k}{\sqrt{1+x_k^2}}$.

Учитывая деформации несущего элемента $\Delta l_h = l_{h0} - z_B = l_{h0} - z_{Ak} - x_k$ и упругого элемента 5 амортизатора Δ_{kp} , можно определить вертикальную реакцию амортизатора в целом:

$$F_z = \bar{f}_z = \sum_{k=1}^n c_{k*} l_{k*} (f_{kz} + f_{kh} + c_{kp} \Delta_{kp}). \quad (1)$$

Здесь $f_{kh} = -c_{kh} \cdot \Delta l_{kh}$ – реакция несущего элемента.

Если на амортизатор воздействует усилие $Q_z = \sum_i P_i \cos(\omega_i t)$, то в соответствии с принципом Даламбера запишем

$$M \frac{d^2 z_B}{dt^2} - F_z = Q_z \quad (2)$$

Рассматривая равновесие ползуна А k -ого ряда амортизатора, запишем

$$F_{Az} = f_{kp} + f_{kh} + f_{kz} - f_{kmp} = m_k \frac{d^2 z_k}{dt^2} \quad (3)$$

где $-f_{kmp}$ – сила трения между ползуном и направляющей 4 амортизатора.

– $f_{kp} = c_{kp} (l_{kp0} - l_{AP})$ – усилие на ползун со стороны упругого элемента 5;

– $f_{kh} = c_{kh} (l_{kh0} - l_{AH})$ – усилие на ползун со стороны упругого элемента 6;

– $f_{kv} = c_k(l_{kv0} - l_k)$ - усилие на ползун со стороны упругого элемента 2.

Уравнения (2) и (3) представляют математическую модель предложенного пассивного амортизатора с управляемой квазинулевой жесткостью.

Силовая $r_a(x)$ и упругая $C_a(x)$ статическая характеристика предлагаемого АКЖ, например, для случая n одинаковых упругих рядов, может быть описана безразмерными комплексами [5]:

$$r_a = x \cdot n \cdot \left(1 - \frac{l_{k0}}{\sqrt{1+x^2}} \right) - C_{kh} \cdot b_h - x, \quad (4)$$

$$C_a = \frac{\partial r_a}{\partial x} = n \cdot \left(1 - \frac{1+\delta}{\sqrt{(1+x^2)^3}} \right) + C_{kh} \quad (5)$$

Здесь: $C_{kh} = n \cdot c_{kh}$ – жесткость несущего элемента амортизатора; $\delta = l_{k0} - 1$ – максимальная деформация упругого элемента корректора; $b_h = l_{h0} - z_A$ – параметр начальной настройки амортизатора; $x = z_A - z_B$ – параметр деформации амортизатора.

Изменяя параметры настройки рассмотренного АКЖ, можно реализовать знакопостоянную и знакопеременную квазинулевою упругую характеристику (рис.3). Упругие характеристики вида *а*, *б* обеспечивают устойчивую работу АКЖ, а характеристика типа *в* – ведет к потере устойчивости АКЖ и не может быть рекомендована к использованию.

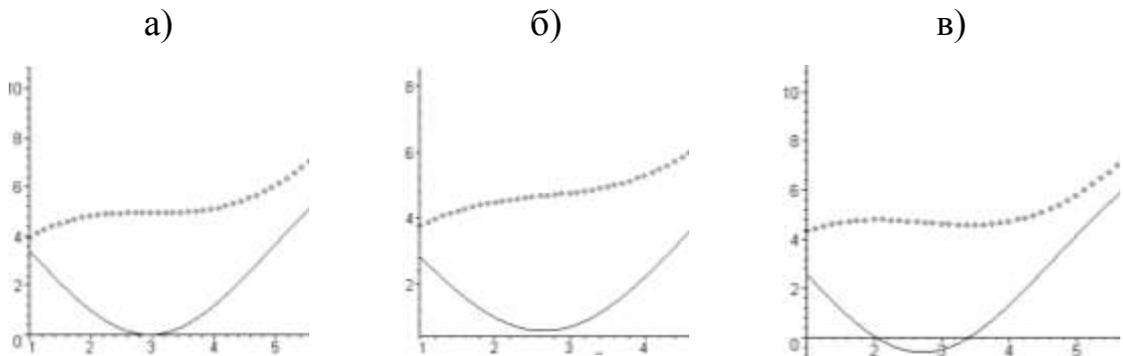


Рис.3 Силовые (◊) и упругие(–) характеристики АКЖ

Как показывают проведенные численные расчеты, правильная настройка предложенного АКЖ, которая осуществлялась изменением

коэффициентов жесткости и предварительной деформации упругих элементов 1, 2, 5 и 6, массы инерционных ползунов 3, исходного положения опорной точки А, начального угла наклона α , позволяет использовать АКЖ как низкочастотный полосовой механический фильтр.

Обобщая приведенные в работе результаты, можно отметить, что их использование позволит проводить обоснованный и целенаправленный синтез пассивных амортизаторов с управляемой квазиулевым жесткостью, что позволит повысить качество и эффективность их эксплуатации.

Список литературы: 1. Гапонов В.С. Теория и методы расчета упругих муфт с управляемым изменением жесткости //Докт. дис. – Харьков, 1986.– 396с. 2. Виброзащитные системы с квазиулевым жесткостью /Алабужев П.М., Гритчин А.А., Ким Л.И. и др.; Под ред. Рагульскиса К.М. – Л.: Машиностроение, Ленигр. отд-ние, 1986. 96с.– (Б-ка инженера. Вибрационная техника; Вып.7). 3. Гапонов В.С., Калинин П.Н., Дебрецени А. Синтез пространства квазиулевым жесткости упругого подвеса опоры быстроходного ротора. Наука і освіта: Збірник наукових праць. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. с.67-74. 4. Гапонов В.С., Калінін П.М. Пасивна віброзахисна система з керованою квазіулевою жорсткістю. Патент України 62934, F16F13/00,15/02. Заявлено 16.02.99; Надрук. 15.01.2004. Бюл.1. 5. Гапонов В.С., Калинин П.Н. Синтез опор квазиулевым жесткости цилиндрической передачи Новикова.// Вестник НТУ «ХПИ». -Харьков. 2003, Вып.8., с.22-26.