

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ДЛЯ СИДЕНИЙ ОПЕРАТОРОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

Томлеева С.В., Мoiseев Г.Д., Иовлев А.А., Кислянский В.В.

Брянский государственный инженерно-технологический университет, г. Брянск

Ключевые слова: строительные и дорожные машины; виброзащитная система; квазинулевая жесткость; жесткостная характеристика; силовая характеристика.

Аннотация. Проведен расчет виброзащитного устройства с квазинулевой жесткостью, нелинейный элемент которого выполнен в виде замкнутого стержня, упругая линия которого представлена окружностью. Приведены функции жесткостной и силовой характеристик устройства; произведен подбор параметров, обеспечивающих полную виброзащиту объекта на некотором участке хода подвески.

В современном мире человек сталкивается с вибрацией во всех сферах своей деятельности. Влияние вибрации на человеческий организм хорошо изучено [1], в результате чего появились требования к допустимому уровню вибрации на рабочем месте, которые должны учитываться при разработке производственных и технологических процессов и оснащении рабочего места человека-оператора.

Существует несколько подходов к решению этой проблемы: пассивная виброзащита, где используются элементы с нерегулируемой (постоянной) и регулируемой жесткостью и соответствующим образом подбираются коэффициенты сопротивления амортизаторов; активная виброзащита, основанная на реализации мгновенного противодействия входному возмущению; импульсная виброзащита, основанная на использовании систем со скачкообразным изменением жесткости элементов подвески.

Уже пять десятилетий развивается новое направление виброзащиты, основанное на применении в виброзащитных устройствах элементов, формирующих нелинейную жесткостную характеристику, имеющую квазинулевые значения в положении статического равновесия защищаемого объекта. Данные устройства функционируют как пассивные, обладая свойствами активных виброзащитных устройств. Элементы, обеспечивающие квазинулевою жесткостью – это элементы перескока, которые имеют различное конструктивное решение (ферма Мизеса, хлопающая мембрана и другие).

Одной из основных задач при расчете виброизолятора является обеспечение малой частоты его свободных колебаний, так как чем она меньше, тем шире диапазон частот вынуждающей силы, при котором обеспечивается оптимальная виброзащита. Достичь малой частоты свободных колебаний возможно только при использовании «мягкой подвески», в которой используются упругие элементы с малым коэффициентом жесткости. Наличие отрезка с квазинулевою жесткостью на графике жесткости элементов перескока дает повод рассматривать их в качестве упругих элементов виброзащитных систем. Недостатками таких систем являются: относительно малый отрезок силовой

характеристики, на котором обеспечивается оптимальная виброзащита; обеспечение положения статического равновесия системы при изменении веса защищаемого объекта (веса водителя). Но в последнее время эти проблемы успешно решаются [2]. При включении в виброзащитную систему пневматических пружин и регулируемого сухого трения можно достичь увеличения нужного отрезка силовой характеристики до 10 раз и возвращении системы в положение неустойчивого равновесия автоматически. В данной работе рассматривается виброзащитное устройство кресла водителя строительной машины, включающее в себя нелинейную подвеску квазинулевой жесткости. Схема устройства представлена на рисунке 1 [3].

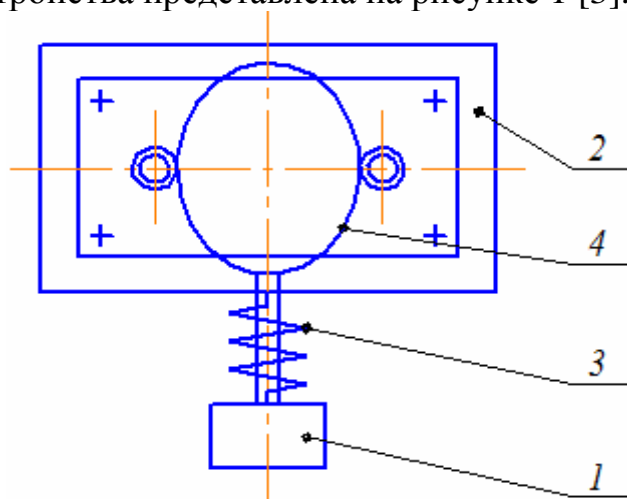


Рис. 1. Общий вид виброзащитного устройства

Элемент, формирующий нелинейную функцию жесткости устройства выполнен в виде замкнутого упругого стержня. Работа данного устройства осуществляется следующим образом: при возбуждении механических колебаний, передающихся через тело 1 на защищаемый объект 2 в пружине постоянной жесткости 3 возникает динамическая сила упругости за счет смещения из положения статического равновесия. Параллельно соединенный с пружиной элемент перескока 4, представляющий собой упругий замкнутый стержень прямоугольного поперечного сечения, также смещается в вертикальном направлении, проскальзывая между двумя роликами, шарнирно прикрепленными к защищаемому объекту 2. Расстояние между центрами роликов фиксировано и всегда меньше диаметра упругого кольца, поэтому при перемещении стержня между роликами в точках контакта возникают некоторые усилия в вертикальном направлении, противоположные действию силы упругости пружины 3. Таким образом, внешнее воздействие формирует две противоположно направленные параллельные силы, которые компенсируют друг друга и не дают возможности возбуждению передаваться на защищаемый объект 2. Для анализа виброзащитных качеств предложенного устройства необходимо получить силовую характеристику устройства, убедиться в том, что она имеет отрезки, характерные для нелинейных подвесок квазинулевой жесткости.

Рассчитаем силовую характеристику замкнутого стержня, формируемую им в вертикальном направлении. Так как стержень симметричен относительно вертикальной оси x , проведем сечение вдоль этой оси и рассмотрим одну из

частей (рисунок 2). Действие роликов на стержень заменено действием сосредоточенной силы P , приложенной в точке касания ролика со стержнем.

Для определения функции жесткости данного элемента будем пользоваться методикой, изложенной в [4], согласно которой необходимо найти вертикальное перемещение f точки приложения силы P , и разделить силу на это перемещение:

$$C = \frac{P}{f}. \tag{1}$$

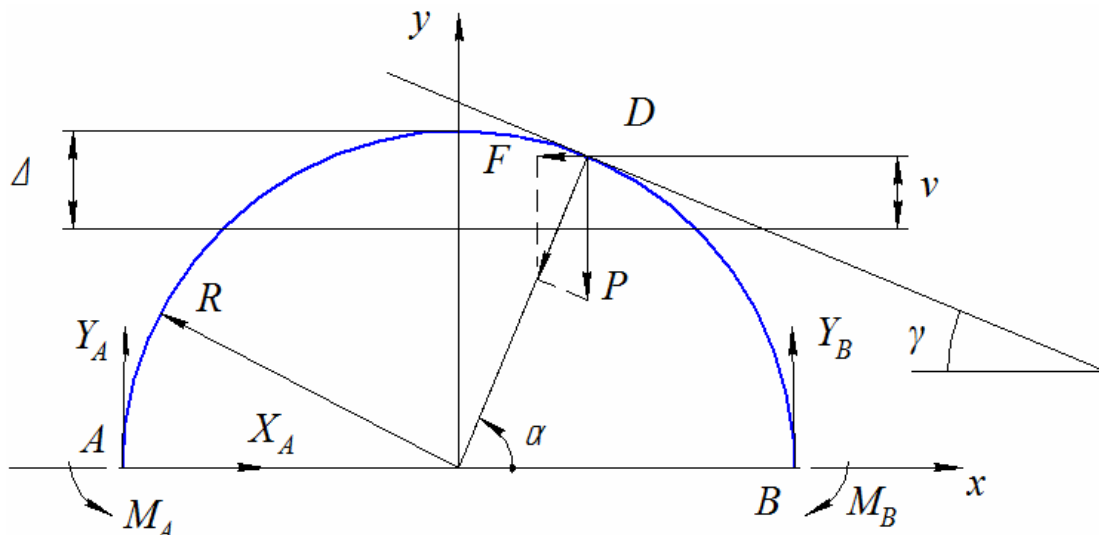


Рис. 2. Расчетная схема стержневого элемента

Ограничимся рассмотрением стержня малой кривизны, так как в нашем случае выполняется условие $\frac{h}{R} \ll 10$, где R – радиус кривизны упругой линии стержня, h – высота сечения стержня.

Для вычисления перемещений стержня воспользуемся способом Мора. Для стержней малой кривизны перемещение точки приложения силы определяется по формуле:

$$f = \int_0^l \frac{M ds}{EJ} \frac{\partial M}{\partial P}, \tag{2}$$

где E – модуль упругости материала стержня, J – момент инерции поперечного сечения стержня, M – изгибающий момент, действующий в сечении стержня, P – действующая сила. В выражение изгибающего момента входят Y_B, M_B . Для их определения используем условие закрепления конечного сечения В стержня:

- вертикальное перемещение точки В равно нулю ($f_B = 0$);
- угол поворота сечения стержня в точке В равен нулю ($\theta_B = 0$).

Эти условия выражаются формулами:

$$\begin{cases} f_B = \frac{1}{EJ} \int_s M \frac{\partial M}{\partial Y_B} ds = 0, \\ \theta_B = \frac{1}{EJ} \int_s M \frac{\partial M}{\partial M_B} ds = 0. \end{cases} \tag{3}$$

Решив получившуюся систему уравнений, найдем Y_B, M_B . Подставив их в выражение изгибающего момента M , найдем f по формуле (2):

$$f = \frac{R^3}{EI} \left[P \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha}{2} + \frac{3 \sin 2\alpha}{4} + (\pi - \alpha)(\cos \alpha)^2 \right) + Y_B \left(-\sin \alpha - \frac{\pi}{2} + \frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{4} - \cos \alpha(\pi - \alpha) \right) + M_B (\sin \alpha + \cos \alpha(\pi - \alpha) / R) \right] \quad (4)$$

где $Y_B = \frac{P}{\pi} (\pi - \alpha + 0.5 \sin 2\alpha)$,

$$M_B = \frac{PR}{\pi(\pi - \alpha + 0.5 \sin 2\alpha - \sin \alpha - \cos \alpha(\pi - \alpha))}$$

Зная функцию жесткости упругого стержня, определенную формулой (1), получим силовую характеристику F упругого элемента в направлении оси x :

$$F = P \cos \gamma \cos \alpha,$$

где $P = C \cdot v$; $v = \Delta - R(1 - \sin \alpha)$,

Δ – задаваемое поджатие центральной точки, в которой $x = 0$, $\alpha = \pi / 2$.

Так как $\gamma = 90^\circ - \alpha$, то окончательно

$$F = \frac{1}{2} P \sin 2\alpha. \quad (5)$$

График силовой характеристики $F(x)$ представлен на рисунке 3 пунктирной линией.

Расчеты проводились при следующих числовых значениях: $h = 0.002\text{м}$ – высота сечения гибкого стержня; $b = 0.012\text{ м}$ – ширина сечения; $R = 0.20\text{м}$ – радиус кривизны упругой линии стержня; $E = 2.1 \cdot 10^{10}\text{ кг/м}^2$.

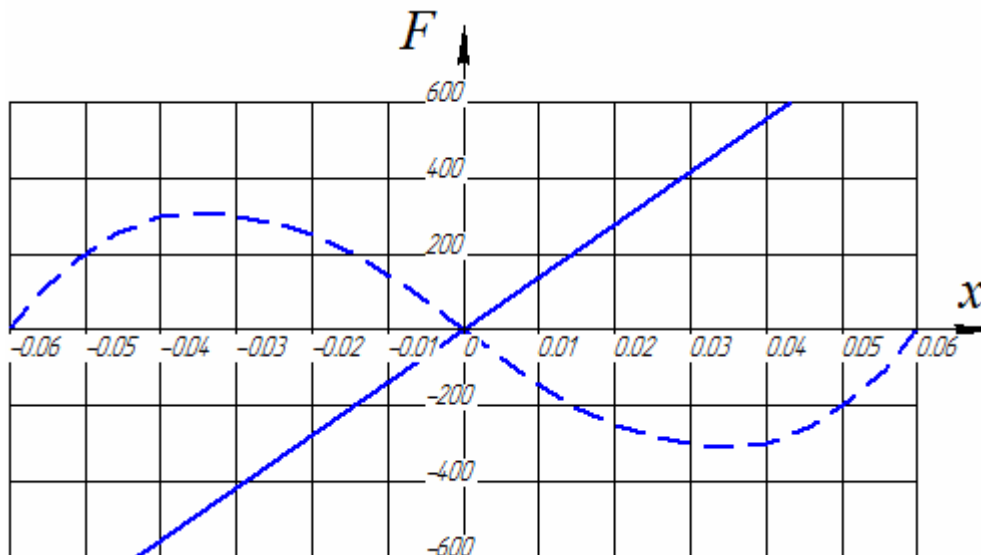


Рис. 3. Силовые характеристики гибкого стержня и пружины постоянной жесткости

Здесь же показан график пружины постоянной жесткости. При совместной работе этих элементов формируется общая характеристика виброзащитного устройства, приведенная на рисунке 4. В окрестности начала координат четко выделяется отрезок, на котором $F = 0$. Это участок, где выполняется условие полной виброзащиты объекта. Для обеспечения этого условия необходимо

соответствующим образом подобрать параметры устройства и жесткость пружины таким образом, чтобы угол наклона касательной к силовой характеристике гибкого стержня и коэффициент жесткости пружины были равны по модулю. Для это необходимо взять производную по x от функции, описанной формулой (5), и приравнять ее при $x=0$ к C_1 , где C_1 - жесткость пружины 3, изображенной на рисунке 1.

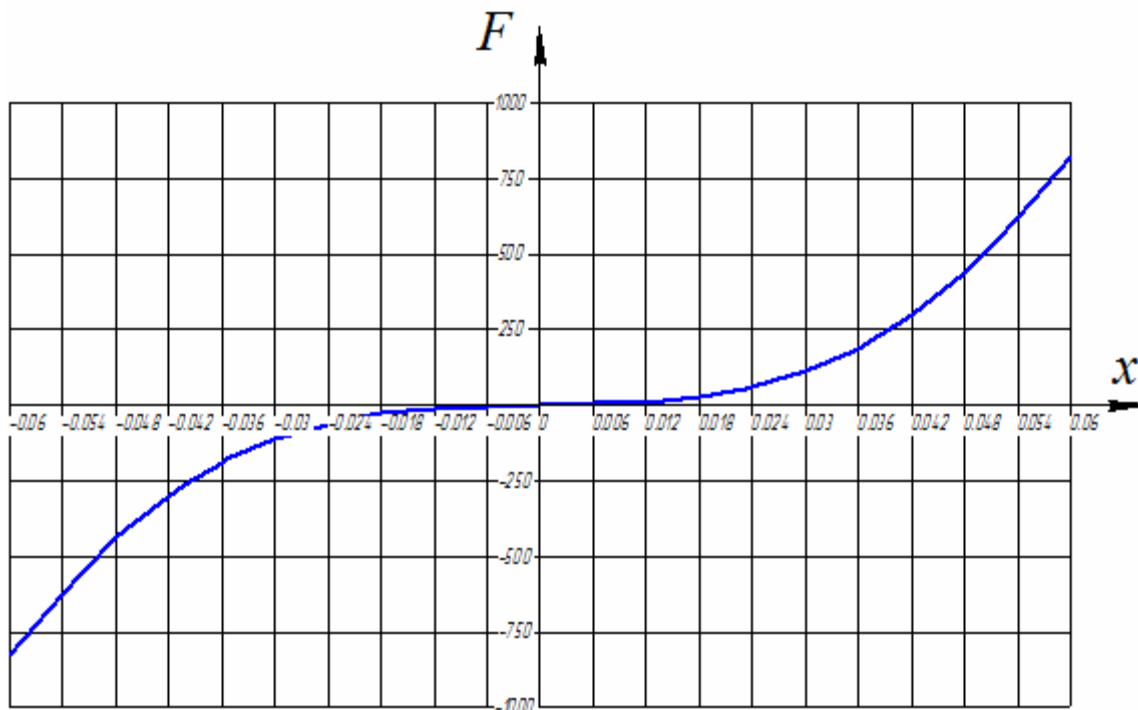


Рис. 4. График силовой характеристики виброзащитного устройства

Выполнение данного условия выражается формулой:

$$\Delta^2 \frac{16EI\pi(12 - \pi^2)}{R^5(\pi^2 - 8)} + \Delta \frac{8EI\pi}{R^4(\pi^2 - 8)} = 0.5C_1.$$

Как видно, это уравнение связывает все параметры виброзащитного устройства, а масса защищаемого объекта учитывается при выборе пружины постоянной жесткости C_1 .

Производная от функции силовой характеристики по координате x является функцией жесткости виброзащитного устройства в направлении оси x . Она представлена на рисунке 5.

$$K(x) = \frac{dF}{dx}.$$

Как видно, в окрестности нуля жесткость устройства близка к нулю. Таким образом, данное виброзащитное устройство относится к типу устройств с квазинулевой жесткостью и обладает всеми их свойствами.

Так как жесткость устройства мала, то и частота собственных колебаний при условии рабочего хода, не превышающего участка с квазинулевой жесткостью, также является величиной, близкой к нулю. Это позволяет рассматривать широкий диапазон частот вынуждающей силы, при котором обеспечивается оптимальная виброзащита.

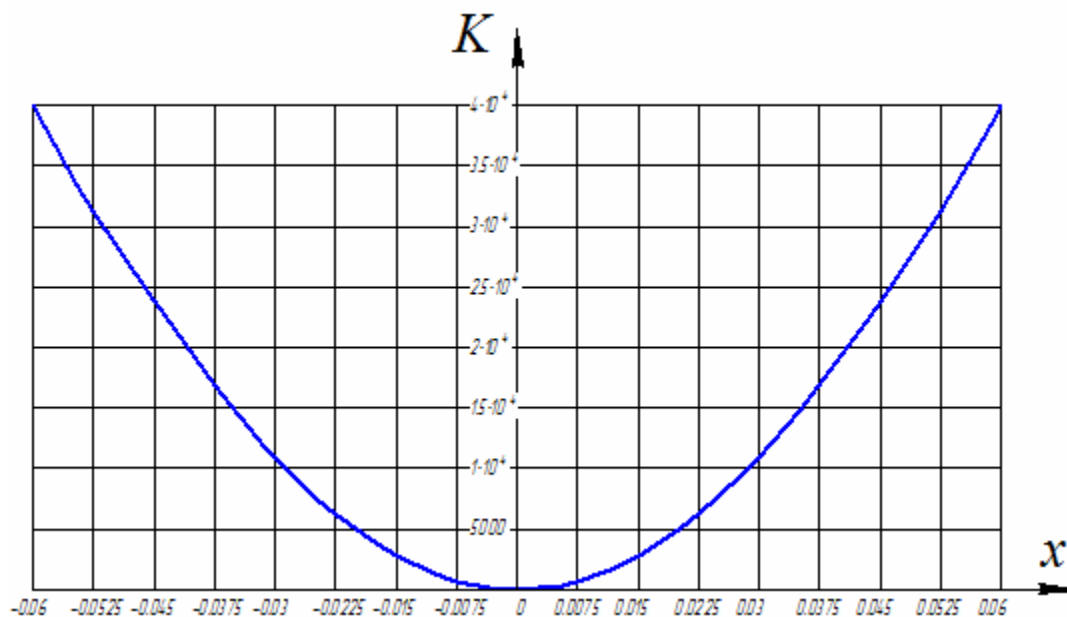


Рис. 5. Жесткостная характеристика виброзащитного устройства

Заключение. В результате проведенных расчетов получены силовая и жесткостная характеристики виброзащитного устройства с элементом перескока в виде замкнутого стержня. Характер приведенных графиков свидетельствует о том, что рассчитываемое устройство относится к типу устройств с квазинулевой жесткостью и при определенном подборе параметров может обеспечить оптимальную виброзащиту на большом диапазоне частот входного возмущения. В дальнейшем представляет интерес рассмотреть возможность увеличения отрезка с квазинулевой жесткости характеристики $K(x)$ и изучить влияние регулируемого кулоновского трения на возвращение системы в неустойчивое положение равновесия (в начало координат на силовой характеристике).

Список литературы

1. Косарев В.В., Бабанов С.А. Профессиональные болезни: учебное пособие. – М.: ИНФРА – М, 2011. – 252с.
2. Зотов А.Н. Виброизоляторы с квазинулевой жесткостью // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2007. – № 2. – С. 147-151.
3. А.с. 49299 СССР. Устройство для уменьшения механических колебаний транспортного средства / М.П. Пахомов, А.Л. Осинковский, В.Г. Бухольц, Ю.Ф. Савельев. – № 2270118; опубл. 05.12.75, Бюл. № 45.
4. Томлеева С.В. Методика реализации расчетной базы нелинейного гибкого виброзащитного элемента перескока // ВИНТИ, № 761-В96, 7.3.96.

Сведения об авторах:

Томлеева Светлана Владимировна – к.т.н., доцент кафедры механики, БГИТУ, г.Брянск;

Моисеев Григорий Дмитриевич – к.т.н., доцент кафедры материаловедения и машиноведения, БГИТУ, г.Брянск;

Иовлев Александр Алексеевич – студент БГИТУ, г.Брянск;

Кислянский Владлен Витальевич – студент БГИТУ, г.Брянск.

DETERMINATION OF PARAMETERS OF VIBRATION ISOLATION DEVICE WITH QUASI-ZERO STIFFNESS OF THE SEAT FOR OPERATORS OF CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES

Tomleeva S.V., Moiseev G.D., Iovlev A.A., Kislianskii` V.V.

Keywords: construction and road machinery, vibration isolation system, quasi-zero stiffness, stiffness characteristic, power characteristics.

Abstract. Considered vibration isolation device with a quasi-zero stiffness, the nonlinear element which is made in the form of a closed elastic rod, an elastic line described by the circle. List the features of stiffness and strength characteristics of the device; selection is made of the parameters that ensure the full protection on a portion of the suspension.

References

1. Kosarev V.V., Babanov S.A. Occupational diseases: textbook. Moscow: INFRA – M, 2011. 252p.
2. Zotov A.N. Vibration isolators with quasi-zero stiffness // Proceedings of higher educational institutions. Mining journal. 2007. No. 2. P. 147-151.
3. A.S. 49299 USSR. Device for reducing mechanical vibrations of the vehicle / M.P. Pakhomov, A.L. Osinovsky, V.G. Bukholts, Yu.F. Savelyev. - № 2270118; publ. 05.12.75, Bull. No. 45.
4. Tomleeva S.V. Methods of implementation of the basis of calculation of nonlinear vibration-proof flexible element of the jump // VINITI, № 761-B96, 7.3.96.

УДК 621.7

<https://doi.org/10.26160/2618-6810-2019-2-13-16>

ЛАЗЕРНАЯ НАПЛАВКА ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ

Роцин М.Н.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Россия, Москва

Ключевые слова: лазер, наплавка, металлокерамические покрытия, износостойкость, микроструктура, порошковые композиции, металлография, плазменное покрытие.

Аннотация. Проведенные исследования показали, что лазерное оплавление плазменных металлокерамических покрытий на основе системы Ni-Cr-B-Si с упрочняющей фазой Al_2O_3 приводит к мелкозернистости структуры покрытия, в котором отсутствуют пористость и трещины. Износостойкость покрытия ПГ-10Н-01+20% Al_2O_3 превосходит сталь 30ХГСА в 11,5 раз.

Лазерные технологии, как перспективный процесс, широко внедряются в технологию модификации поверхности, в том числе создания износостойких покрытий. Интенсивный нагрев и локальное плавление ограниченной зоны позволяет получить в результате структуру из неравновесного расплава.

Высокая концентрация подводимой энергии и локальность позволяют проводить обработку только поверхностного участка без нарушения его структуры и свойств детали в целом. Возможность регулирования параметров лазерной обработки и составом обрабатываемых материалов в широком интервале значений позволяет получать качественно новые износостойкие материалы. Для создания износостойких покрытий создаются структуры материалов, в которых присутствуют упрочняющие фазы карбидов, боридов, окислов, имеющих высокую твердость. Внесение в состав материала этих упрочняющих фаз осложняется еще и тем, что многие из них по плотности