

УДК 629.7

МЕТОДИКА РАСЧЁТА НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОПОР С ДИСКРЕТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

© 2009 Ф. В. Паровай¹, Ю. К. Пономарёв¹, А. С. Котов¹, С. Е. Спивак¹, Е. С. Васюков²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет,

²Управляющая компания «Брянский машиностроительный завод»

В работе приведена методика расчёта статических нагрузочных характеристик цилиндрических опор с дискретным расположением упругодемпфирующих элементов из прессованного проволочного материала отечественного производства. Методика базируется на найденных экспериментально нелинейных свойствах материала, работающего в свободном объёме при его сжатии и на обобщённых зависимостях, полученных на этапе прессования в замкнутом объёме.

Демпфирующая опора, проволочный материал, методика расчёта, нагрузочные характеристики

В настоящее время в различных отраслях техники для защиты от вибрации и ударов широко применяются цилиндрические опоры, в которых в качестве упругодемпфирующего материала используется прессованный проволочный материал [1 – 3].

В том случае, когда применение прессованных лент ограничено габаритными размерами, например при демпфировании трубопроводов большого диаметра (рис. 1), с

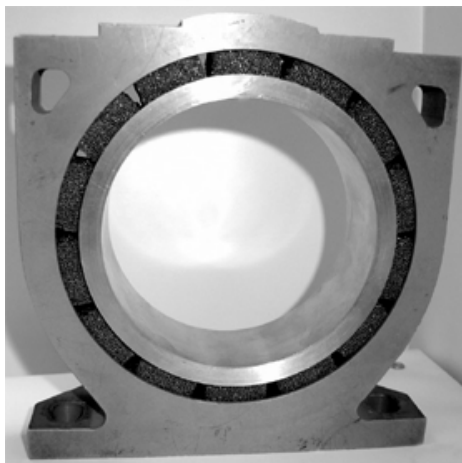
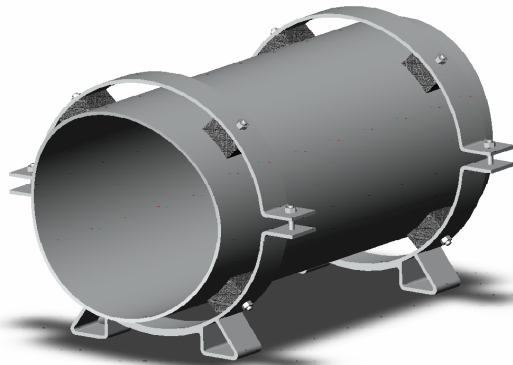


Рис. 1. Применение упругодемпфирующих элементов в виде параллелепипедов для демпфирования вибрации трубопроводов большого диаметра

технологической и конструктивной точек зрения становится целесообразно применение дискретных упругодемпфирующих элементов [4, 6]. Дискретные упругодемпфирующие элементы могут быть выполнены в виде втулок или параллелепипедов (рис. 2).

Для установки в корпус упругодемпфирующих элементов их выполняют с центральным отверстием под болтовое соединение. Данный способ установки является наиболее простым и целесообразным.

Для разработки методики расчёта демпфера с дискретным расположением n упругодемпфирующих элементов возьмём элемент в виде параллелепипеда (рис. 2а), размеры которого $H \times b \times \ell$ (высота \times ширина \times длина) с массой m , полученный путём холодного прессования усилием $F_{пр}$.

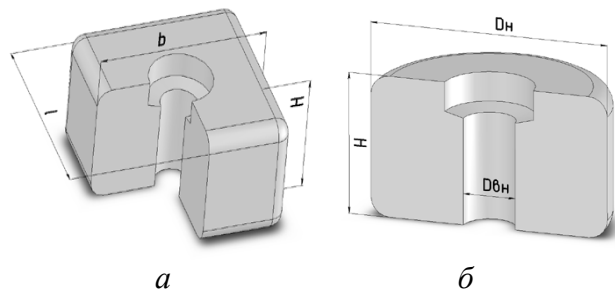


Рис. 2. Упругодемпфирующие элементы в виде параллелепипедов и втулок для демпфирования вибрации трубопроводов большого диаметра

Пусть первый элемент смещён относительно оси деформирования y на угол φ ,

угол между элементами - Θ . Тогда угловое положение i -го элемента относительно первого элемента определяется выражением:

$$\beta_i = \Theta \cdot (i - 1). \quad (1)$$

Упругий элемент установлен в опоре между корпусом и цапфой радиуса R с некоторым натягом Δ . Расчётная схема показана на рис. 3.

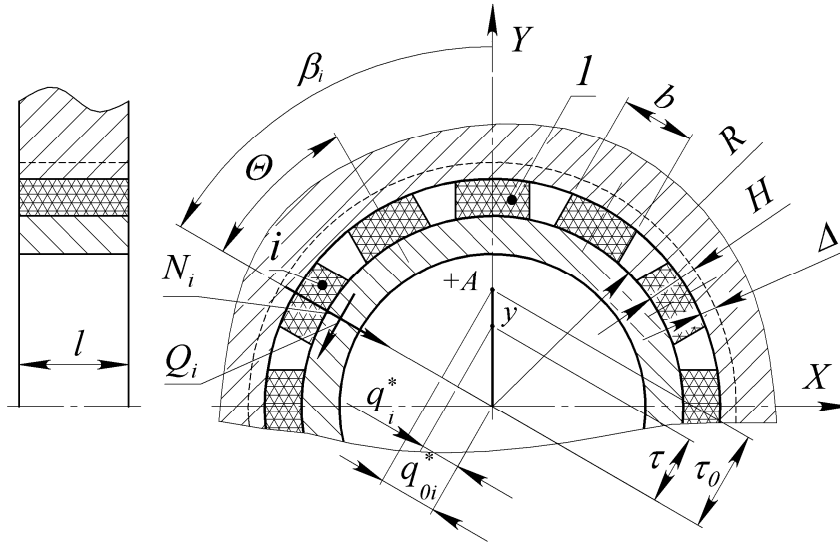


Рис. 3. Расчётная схема демфера с дискретным расположением упругодемпфирующих элементов

Введём коэффициент загрузки демфера в зависимости от смещения y :

$$v_{\bar{A}} = \begin{cases} 1, & \text{если } \frac{dy}{d\alpha} \geq 0; \\ 2, & \text{если } \frac{dy}{d\alpha} < 0. \end{cases} \quad (3)$$

Тогда для упругодемпфирующего элемента, имеющего угловое положение β_i коэффициент загрузки можно описать выражением:

$$v = \begin{cases} 1, & \text{если } v_{\bar{A}} = 1 \text{ и } \cos \beta_i > 0; \\ 2, & \text{если } v_{\bar{A}} = 1 \text{ и } \cos \beta_i \leq 0; \\ 1, & \text{если } v_{\bar{A}} = 2 \text{ и } \cos \beta_i \leq 0; \\ 2, & \text{если } v_{\bar{A}} = 2 \text{ и } \cos \beta_i > 0. \end{cases} \quad (4)$$

При перемещении цапфы вдоль вертикальной оси на величину y радиальная деформация i -го упругодемпфирующего элемента q_i будет равна:

$$q_i = q_i^* + \Delta = \Delta + y \cdot \cos \beta_i, \quad (5)$$

где q_i^* - переменная составляющая нормального смещения элемента $d\varphi$.

Зададим перемещение вибратора с амплитудой A в виде гармонического закона некоторой вспомогательной переменной α изменяющейся в диапазоне $[0, 2\pi]$:

$$y = -A \cdot \cos \alpha. \quad (2)$$

Амплитудное значение деформации упругодемпфирующего элемента можно отыскать по выражению:

$$q_{0i} = q_{0i}^* + \Delta = \Delta + (-1)^{v_{\bar{A}}} \cdot A \cdot \cos \beta_i, \quad (6)$$

где q_{0i}^* - амплитудное значение переменной составляющей нормального смещения элемента $d\varphi$.

Выведем выражение для текущего изменения относительной плотности $\delta_{\rho mi}^-$ элемента и для амплитудного значения изменения относительной плотности $\delta_{\rho 0i}^-$. Согласно [1] имеем:

$$\delta_{\rho mi}^- = \frac{\bar{\rho}_{mi}}{\bar{\rho}_{0i}} - 1 = \frac{V_{0i}}{V_{mi}} - 1, \quad (7)$$

где $\delta_{\rho mi}^-$ - текущее изменение относительной плотности i -го элемента, V_{mi} - текущее значение изменения в процессе деформирования объема i -го упругодемпфирующего элемента, V_{0i} - значение объема i -го упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии.

Запишем выражение для текущего изменения объёма в процессе деформирования упругодемпфирующего элемента:

$$V_{\dot{\rho}_i} = (H - q_i) \cdot b \cdot \ell, \quad (8)$$

а выражение для отыскания объёма упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии:

$$V_{0i} = H \cdot b \cdot \ell. \quad (9)$$

При совместном рассмотрении выражений (7), (8) и (9), получим:

$$\delta_{\rho_{0i}}^- = \frac{H}{H - q_i} - 1. \quad (10)$$

Аналогично выводится выражение для амплитудного значения изменения относительной плотности:

$$\delta_{\rho_{0i}}^- = \frac{H}{H - q_{0i}} - 1. \quad (11)$$

При перемещении вибратора вдоль оси на величину y тангенциальные смещения τ элемента упругодемпфирующего элемента будут равны:

$$\tau_i = y \cdot \sin \beta_i. \quad (12)$$

Амплитудное значение тангенциальных смещений или координата начала деформирования в собственной системе координат в тангенциальном направлении будет определяться выражением:

$$\tau_{0i} = A \cdot \sin \beta_i. \quad (13)$$

Введём коэффициент загруженности v_{τ} i -го упругодемпфирующего элемента, с угловой координатой β_i для расчёта величины относительного проскальзывания:

$$v_{\tau i} = \begin{cases} 1, & \text{если } v_D = 1 \text{ и } \sin \beta_i \geq 0; \\ 1, & \text{если } v_D = 1 \text{ и } \sin \beta_i < 0; \\ -1, & \text{если } v_D = 2 \text{ и } \sin \beta_i \geq 0; \\ -1, & \text{если } v_D = 2 \text{ и } \sin \beta_i < 0. \end{cases} \quad (14)$$

Величина взаимного проскальзывания Δ_{f_i} определится как разность между амплитудным значением тангенциальных смещений τ_{0i} и текущим значением смещения τ_i . Таким образом, с учётом выражения (14), получим:

$$\Delta_{f_i} = \tau_i + v_{\tau i} \cdot \tau_{0i}. \quad (15)$$

Для i -го упругодемпфирующего элемента с угловой координатой β_i , с учётом загрузки элемента, определяемого выраже-

нием (14), и с учётом обобщённого принципа Мазинга [10], получим:

$$f(\Delta_f) = f \cdot v_{\tau i} (1 - 2e^{-k \cdot \Delta_{f_i}}). \quad (16)$$

Изменение коэффициента трения в зависимости от величины взаимного проскальзывания [5] выразится в виде петель гистерезиса, показанных на рис. 4.

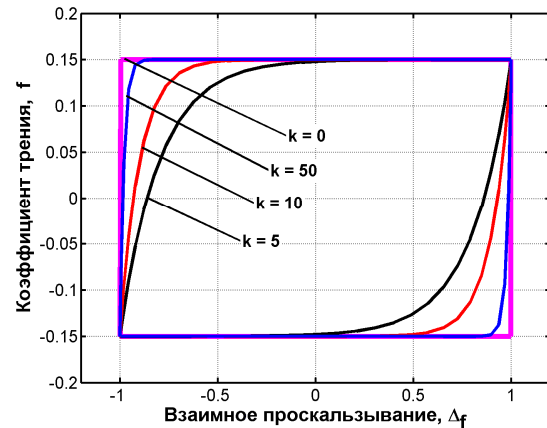


Рис. 4. Петли гистерезиса, представленное зависимостью коэффициента трения f от величины взаимного проскальзывания Δ_f при различном коэффициенте экспоненты k

Суммарная сила сопротивления демпфера \vec{F}_{Σ} будет состоять из суммы нормальных \vec{N}_i и касательных сил \vec{Q}_i , возникающих на каждом упругодемпфирующем элементе:

$$\vec{F}_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \vec{N}_i + \sum_{i=1}^n \vec{Q}_i, \quad (17)$$

где n – число упругодемпфирующих элементов (УДЭ) в демпфере.

Спроецируем нормальные и касательные силы на направление смещения вибратора y :

$$F_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot \cos(\beta_i - \phi) + \sum_{i=1}^n Q_i \cdot \sin(\beta_i - \phi). \quad (18)$$

Касательные силы связаны с нормальными силами соотношением:

$$\vec{Q}_i = \vec{N}_i \cdot f(\Delta_f). \quad (19)$$

С учётом эффекта предварительных смещений выражение для суммарной силы сопротивления демпфера в проекции на ось y можно записать в виде:

$$F_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n N_i (\cos(\beta_i - \phi) + f(\Delta_f) \cdot \sin(\beta_i - \phi)). \quad (20)$$

Для отыскания нормальных усилий в i -ом элементе демпфера необходимо умно-

жить относительные напряжения (см. выражение 12 в [2]), на площадь поперечного сечения и напряжения прессования:

$$N_i = \overline{\sigma}_\phi^* (\delta_{\rho_0 i}, \delta_{\rho_0 i}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b, \quad (21)$$

где $S = b \cdot \ell$ для УДЭ в виде параллелепипеда, либо $S = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_{ai}^2)$ для УДЭ в виде втулки.

Подставив выражение (21) в (20), окончательно получим выражение для суммарного усилия сопротивления демпфера:

$$F_\Sigma = \sum_{i=1}^n \overline{\sigma}_\phi^* (\delta_{\rho_{mi}}, \delta_{\rho_{0i}}, \nu) P_{np} R b \times (\cos(\beta_i - \phi) + f(\Delta_f) \sin(\beta_i - \phi)). \quad (22)$$

При равномерном расположении одинаковых упругодемпфирующих элементов по окружности опоры количество критериев подобия увеличивается.

Для конструкции виброизолятора, изображённой на рис. 3 имеется 15 параметров, определяющих процессы деформирования упругодемпфирующего элемента: ℓ – ширина (мм), b – толщина (мм), H – высота (мм), Δ – предварительный натяг (мм), R – радиус цапфы вибратора (мм), ρ_0 – плотность упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии ($\text{кг}/\text{мм}^3$), ρ_{np} – плотность исходного материала (проволоки) упругодемпфирующего элемента ($\text{кг}/\text{мм}^3$), E – модуль упругости проволоки ($\text{Н}/\text{мм}^2$), A – амплитуда деформирования УДЭ (мм), y – текущая деформация УДЭ (мм), F_Σ – суммарное усилие сопротивления демпфера (Н), f – коэффициент трения, $D_{\text{вн}}$ – наружный диаметр спирали (мм), $D_{\text{пр}}$ – диаметр проволоки (мм), n – количество упругодемпфирующих элементов.

Если в конструкции в качестве упругодемпфирующих элементов используются втулки, критериальные координаты будут иметь сходную, с вышеописанной, структуру.

Из совокупности определяющих и определяемых параметров можно выделить три размерные величины: размерность длины (мм), размерность массы (кг), размерность усилий (Н).

По теореме подобия (π -теореме) [7] выделим 12 критериев подобия, при этом

часть критериев подобия имеют тот же вид, что и в работах [8], [9]. Это – относительный диаметр спирали \overline{d} , относительная плотность упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии $\overline{\rho}$, относительная ширина УДЭ \overline{b} , относительный радиус вибратора \overline{R} , относительный натяг $\overline{\Delta}$, относительная амплитуда деформирования \overline{A} , коэффициент трения f , относительная жесткость витка спирали \overline{k} , относительная текущая безразмерная деформация УДЭ \overline{y} , относительная сила сопротивления \overline{F} . Два дополнительных критерия подобия для данной задачи можно представить в виде относительной высоты УДЭ

$$\overline{h} = \frac{H^2}{S}, \quad (23)$$

где $S = b \cdot \ell$ для УДЭ в виде параллелепипеда, либо $S = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_{ai}^2)$ для УДЭ в виде втулки и количества упругодемпфирующих элементов n .

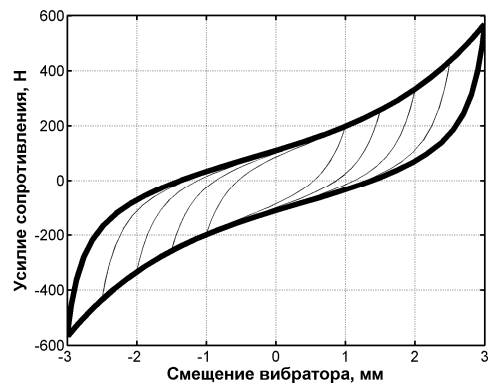


Рис. 5. Зависимость силы сопротивления демпфера от амплитуды смещения вибратора в размерном виде

Рассчитанная по данной методике петля гистерезиса при циклическом деформировании вибратора демпфера с дискретным расположением УДЭ в размерном виде показана на рис. 6. Параметры демпфера в расчетах были следующими: $R = 800$ мм, $b = 60$ мм, $\ell = 50$ мм, $H = 30$ мм, $\Delta = 5$ мм, $m = 50$ г, $n = 6$.

На рис. 6 показано поле петель в относительных координатах для следующих значений критериев подобия: $\overline{d} = 10$, $\overline{\rho}_0 =$

$0,17, \bar{b} = 1,22, \bar{h} = 0,31, \bar{R} = 26,66, \bar{\Delta} = 0,4,$
 $\bar{A} = 0,1, f = 0,15, \bar{k} = 119992, n = 6.$

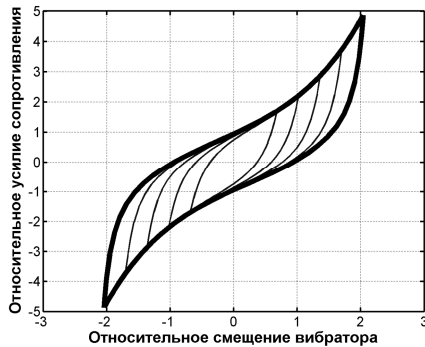


Рис. 6. Зависимость силы сопротивления демпфера от амплитуды смещения вибратора в безразмерном виде

Разработанная методика позволяет рассчитывать составляющие суммарного гистерезиса: гистерезис в материале МР и гистерезис за счет граничного трения упругодемпфирующих элементов из материала МР о корпусные детали демпфера (рис. 7). На рис. 7 указанные составляющие помечены буквами F_{MP} , F_{TP} ; суммарный гистерезис - F_{Σ} .

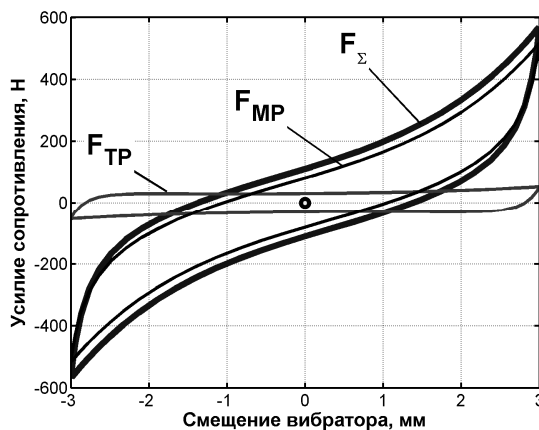


Рис. 7. Составляющие суммарного гистерезиса демпфера из материала МР

Из рис. 6 видно, что на долю рассеяния энергии о металлические корпусные поверхности приходится примерно (25...30)%, а в материале МР – (70...75)% от общей поглощающей способности опоры.

Библиографический список

1. А.с. СССР № 136608, М.кл.47а, 8 / А.М. Сойфер, В.Н. Бузицкий, В.А. Першин. -1961.
2. Пат. DE19629783 Германия, МКИ4 F16F1/373; F16F1/36; (IPC1-7): F16F1/38. Vibration absorber with spring cushion and two

end parts/ KOZIAN RUDOLF, SCHMOLL EDUARD. – заявлено 29.01.1998.

3. Гудло, А.М. Способ получения материала из зигованной проволоки / А.М. Гудло // Патент США № 2683500, 1954 г.

4. Котов, А.С. Разработка методики расчета характеристик цилиндрических опор трубопроводов из материала МР / А.С. Котов, М.В. Медников // Международная молодежная научная конференция «XII Тулолевские чтения»: тез. докл. - Казань: Казанский гос.техн.ун-т, 2004. - т.1.- С.31-32.

5. Котов, А.С. Разработка и исследование характеристик пространственного цельнометаллического виброизолятора с упругим элементом из материала МР / А.С. Котов // Международная научно-техническая конференция «Рабочие процессы и технология двигателей»: тез. докл. - Казань: Казанский гос.техн.ун-т, 23-27 мая 2005. - С.92-94.

6. Котов, А.С. Исследование количественных характеристик технологии изготовления изделий из материала МР / А.С. Котов, Ю.К. Пономарев, Ф.В. Паровой // Вестник СГАУ «Проблемы и перспективы развития двигателестроения»: сб. науч. тр. - Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т. 2006.- ч.2.- С. 397-401.

7. Седов, Л.И. Методы подобия и размерности в механике. Издание 8-е, переработанное /Л.И. Седов. - М.: «Наука», 1977.

8. Паровой, Ф.В. Методика расчёта нагрузочных характеристик цилиндрических опор из материала МР с частичным охватом цапфы при прецессионном нагружении / Ф.В. Паровой, Ю.К. Пономарев, А.С. Котов, С.Е. Спивак, Е.С. Васюков // Вест. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. Вып. №3(19), 2009. - ч. 1. – С. 396-401.

9. Котов, А.С. Разработка методик расчета упругодемпфирующих характеристик виброизоляторов из материала МР / А.С. Котов // Автореферат дис. ... канд. техн. наук. - Самара, Самар. гос. аэрокосм. ун-т. 2007.

10. Мазинг, Г. Энциклопедия металлофизики. Т.1: Металлическое состояние материи. Ч.1: Строение пространственных решеток металлов и сплавов. Физические свойства металлов и сплавов / Г. Мазинг. - Т.1, 1937. 420 с.

References

1. Copyright certificate. USSR № 136608, М.кл.47а, 8/А.М. /А.М. Soyfer, V.N. Buzitskiy, V.A. Pershin/, -1961 г.
2. Pat. DE19629783 Germany, МКИ4 F16F1/373; F16F1/36; (IPC1-7): F16F1/38. Vibration absorber with spring cushion and two end parts/ KOZIAN RUDOLF, SCHMOLL EDUARD. – заявлено 29.01.1998.
3. A.M. Gudlo. Method of obtaining material from the bead formed wire. USA Pat. № 2683500, 1954 yr.
4. Kotov A.S. Development of methods for calculating the characteristics of cylindrical pipe support made of MR material/ A.S. Kotov, M.V. Mednikov//International scientific youth conference «XII Tupolev readings»: abstract of the report./ Kazan: Kazan state technical university, 2004.- v.1.- P.31-32.
5. Kotov A.S. Development and investigation of the characteristics of the spatial all-metal vibration isolators with an elastic element of the MR material/ A.S. Kotov//International scientific technical conference «Working processes and engine technologies»: abstract of the report./ Kazan: Kazan state technical university, 23-27 may 2005.- P.92-94.
6. Kotov A.S. Investigation of quantitative characteristics of the technology of production of material MR/ A.S. Kotov, Y.K. Ponomarev, F.V. Parovay //SSAU Journal «Problems and prospects of engine construction development»: collection of scientific papers. /Samara: RIO SSAU, 2006.- p.2.- P. 397-401.
7. Sedov L.I. Similarity and dimensional methods in mechanics. 8-th edition., Moscow: «Science», 1977 yr.
8. Parovay F.V. Methods of calculating the load characteristics of ring dampers of the MR material with partial coverage of a bearing with precessional loading / F. V. Parovay, Y. K. Ponomaryov, A. S. Kotov, S. E. Spivak, E. S. Vasyukov // Journal of Samara state aerospace university, vol. №3(19), 2009 yr., part 1. – P. 396-401.
9. Kotov A.S. Development of methods for calculating the elastic and damping characteristics of vibration isolators made of MR material. Abstract Thesis of Ph.D. in Technical Science. Samara, SSAU, 2007 yr.
10. Mazing G. Encyclopedia of Physics of Metals. vol.1: Metallic state of matter. Part 1: The structure of spatial lattices of metals and alloys. Physical properties of metals and alloys. Transl. from germ. V.1, 1937. 420 p.

**METHOD OF CALCULATING OF THE LOAD CHARACTERISTICS
OF CYLINDRICAL SUPPORT WITH A DISCRETE LOCATION
OF ELASTIC DAMPING ELEMENTS OF THE MR MATERIAL**

© 2009 F. V. Parovay¹, Yu. K. Ponomaryov¹, A. S. Kotov¹, S. E. Spivak¹, E. S. Vasyukov²

¹Samara State Aerospace University

²Bryansk Engineering Plant

The paper shows the method of calculation of static load characteristics of cylindrical support with discrete distribution of elastic damping elements made of pressed wire MR material. The method is based on the experimentally determined nonlinear material properties, operating in the free volume in its compression and on the generalized curves obtained during compression in a confined space.

Elastic damping, MR material, method of calculation, static load characteristics

Информация об авторах

Паровай Федор Васильевич, кандидат технических наук, доцент, главный инженер отраслевой научно-исследовательской лаборатории Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: теория и практика виброзащиты, контактные уплотнения из материала МР, автоматизация производства прессованных проволоочных материалов.

Пономарев Юрий Константинович, доктор технических наук, профессор, зам. главного конструктора отраслевой научно-исследовательской лаборатории Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: ponomarev-ssau@yandex.ru. Область научных интересов: теория и практика виброзащиты, математическое моделирование гистерезисных систем, конструкционное демпфирование.

Котов Антон Сергеевич, кандидат технических наук, ведущий специалист отраслевой научно-исследовательской лаборатории Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: kotov-ssau@yandex.ru. Область научных интересов: теория и практика виброзащиты, математическое моделирование гистерезисных систем, конструкционное демпфирование.

Спивак Сергей Евгеньевич, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: sespivak@yandex.ru. Область научных интересов: теория гистерезисных систем, автоматизация исследования гистерезиса, конструирование виброзащитных систем на базе материала МР, тросов, лент.

Васюков Евгений Сергеевич, технический директор управляющей компании «Брянский Машиностроительный завод». E-mail: post@bmz.032.ru. Область научных интересов: проблема шума и вибрации в судостроении и транспортном машиностроении.

Parovay Fedor Vasilievich, candidat of technical Science, associate professor of Samara State Aerospace University. E-mail: parovai@mail.ru. Area of research: theory and practice of vibroprotection, contact seals made of MR material, automation of production process of pressed wired materials.

Ponomaryov Yuri Konstantinovich, Doctor of Technical Science, professor of Samara State Aerospace University. E-mail: ponomarev-ssau@yandex.ru. Area of research: theory and practice of vibroprotection, mathematical modeling of systems with damping, structural damping.

Kotov Anton Sergeevich, Candidat of Technical Science, Leading Specialist of Research Laboratory of vibration strength and reliability of aviation products of Samara State Aerospace University. E-mail: kotov-ssau@yandex.ru. Area of research: theory and practice of vibroprotection, mathematical modeling of systems with damping, structural damping.

Spivak Sergey Evgenievich, postgraduate of Samara State Aerospace University. E-mail: sespivak@yandex.ru. Area of research: theory of systems with damping, automation of hysteresis research, design of vibration protection systems made of MR material, wire rops and metallic ribbons.

Vasyukov Evgeniy Sergeevich, Technikal Director of Bryansk Engineering Plant. E-mail: post@bmz.032.ru. Area of research: problem of noise and vibration in transport engineering.