

УДК 629.7

МЕТОДИКА РАСЧЁТА НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОПОР ИЗ МАТЕРИАЛА МР С ЧАСТИЧНЫМ ОХВАТОМ ЦАПФЫ ПРИ ПРЕЦЕССИОННОМ НАГРУЖЕНИИ

©2009 Ф. В. Паровой¹, Ю. К. Пономарев¹, А. С. Котов¹, С. Е. Спивак¹, Е. С. Васюков²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет

²Управляющая компания «Брянский машиностроительный завод»

Приведена методика расчёта упругогистерезисных характеристик кольцевого демпфера из материала МР с частичным охватом коаксиального пространства между корпусом опоры и цилиндрическим вибратором. Показано, что при прецессионном нагружении опоры реализуются эллипсообразные упругогистерезисные характеристики, масштабы которых зависят от геометрических параметров опоры, плотности материала, предварительного натяга. Установлено, что объём незаполненного пространства в кольцевом демпфере деформирует эллипсную форму упругогистерезисных петель и их ориентацию в системе координат нагрузочных характеристик.

Демпфер, материал МР, упругодемпфирующий элемент, характеристика, гистерезис, расчёт

Рассмотрим решение задачи о прецессионном нагружении цилиндрической опоры ротора, упругодемпфирующий элемент которой выполнен в виде незамкнутой ленты (рис. 1).

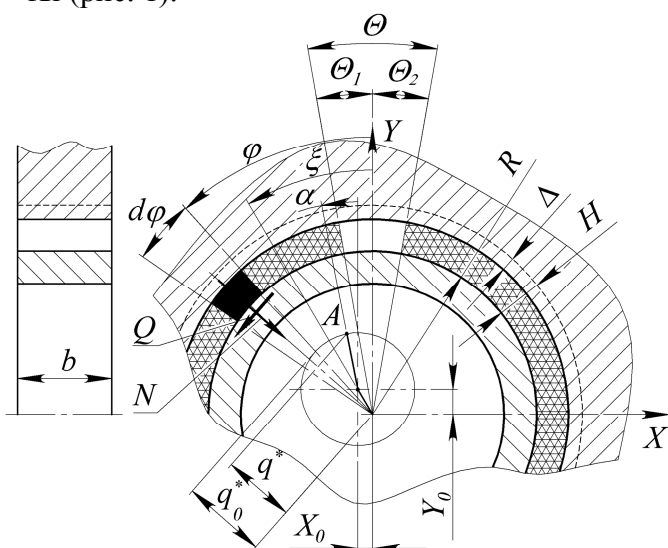


Рис. 1. Расчётная схема опоры с упругодемпфирующим элементом из материала МР в виде незамкнутой ленты

Пусть упругодемпфирующий элемент массой m , шириной b установлен в коаксиальное пространство между опорой и вибратором радиуса R с предварительным натягом Δ . В общем случае начало ленты может отстоять от вертикальной оси на угол Θ_1 а конец - на угол Θ_2 . Обозначим Θ суммар-

ный угол незаполненного упругодемпфирующим элементом пространства.

Кроме того, пусть центр прецессии смещён относительно начала координат, совпадающего с центром виброизолятора, на расстояния X_0 и Y_0 вдоль осей OX и OY соответственно, что позволит решать задачи с предварительно нагруженной опорой постоянно действующими силами.

Выделим двумя радиусными сечениями малый элемент с угловой протяженностью $d\varphi$. Проекции суммарного смещения центра цапфы на оси координат найдутся в виде:

$$\begin{cases} x = X_0 + A \cdot \cos \alpha; \\ y = Y_0 + A \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (1)$$

Тогда радиальная осадка выделенного элемента при смещении вибратора на указанную величину и предварительном поджатии на величину Δ будет равна:

$$q = q^* + \Delta = \Delta + \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} \cdot \cos(\xi - \varphi) + A \cdot \cos(\varphi - \alpha), \quad (2)$$

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

Причём изменение угла ξ в зависимости от положения центра прецессии описывается выражением:

$$\xi = \begin{cases} \arctan\left(\frac{X_0}{Y_0}\right), & \text{если } X_0 > 0 \text{ и } Y_0 \geq 0; \\ \frac{\pi}{2}, & \text{если } X_0 = 0 \text{ и } Y_0 \geq 0; \\ \arctan\left(-\frac{X_0}{Y_0}\right) + \frac{\pi}{2}, & \text{если } X_0 < 0 \text{ и } Y_0 > 0; \\ \pi, & \text{если } X_0 < 0 \text{ и } Y_0 = 0; \\ \arctan\left(\frac{Y_0}{X_0}\right) + \frac{3\pi}{2}, & \text{если } X_0 < 0 \text{ и } Y_0 < 0; \\ \frac{3\pi}{2}, & \text{если } X_0 = 0 \text{ и } Y_0 < 0; \\ \arctan\left(-\frac{X_0}{Y_0}\right) + \frac{3\pi}{2}, & \text{если } X_0 > 0 \text{ и } Y_0 < 0. \end{cases}$$

Будем описывать текущее состояние упругодемпфирующего элемента с помощью коэффициента загрузки демпфера, который определяется выражением:

$$v_d = \begin{cases} 1, & \text{если } \frac{dq}{d\phi} \geq 0; \\ 2, & \text{если } \frac{dq}{d\phi} < 0. \end{cases} \quad (4)$$

Для амплитудного значения радиальной осадки выделенного элемента при смещении вибратора на величину A при предварительном поджатии на величину Δ справедливо выражение:

$$q_0 = q_0^* + \Delta = \Delta + \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} \cdot \cos(\xi - \phi) + A \cdot (-1)^{v_d}, \quad (5)$$

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

Выражение для текущего изменения относительной плотности имеет следующий вид:

$$\delta_{\rho_0}^- = \frac{(R+H)^2 - R^2}{(R+H-q)^2 - R^2} - 1. \quad (6)$$

Аналогично амплитудное значение изменения относительной плотности $\delta_{\rho_0}^-$:

$$\delta_{\rho_0}^- = \frac{(R+H)^2 - R^2}{(R+H-q_0)^2 - R^2} - 1. \quad (7)$$

Сила сопротивления демпфера состоит из суммы нормальных $d\vec{N}$ и касательных сил $d\vec{Q}$, действующих на бесконечно малом элементе $d\phi$:

$$d\vec{F}_\Sigma = d\vec{N} + d\vec{Q}. \quad (8)$$

Для прецессионного нагружения суммарную силу сопротивления демпфера найдём в виде проекций на оси OX и OY :

$$\begin{cases} dF_{\Sigma X} = dN \cdot \cos \phi - dQ \cdot \sin \phi; \\ dF_{\Sigma Y} = dN \cdot \sin \phi + dQ \cdot \cos \phi. \end{cases} \quad (9)$$

Выражение (9) можно записать в виде:

$$\begin{cases} dF_{\Sigma X} = dN \cdot (\cos \phi - f \cdot \sin \phi); \\ dF_{\Sigma Y} = dN \cdot (\sin \phi + f \cdot \cos \phi), \end{cases} \quad (10)$$

где f – коэффициент трения, позволяющий выразить касательные силы $d\vec{Q}$ через нормальные $d\vec{N}$.

Нормальная часть реакции $d\vec{N}$ может быть записана в виде:

$$dN = \sigma_\phi^*(\delta_\rho^-, \delta_{\rho_0}^-, \nu) \cdot E_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot d\phi. \quad (11)$$

Здесь относительное обобщённое давление σ_ϕ^* элемента $d\phi$ определяется следующим выражением [1,2]:

$$\begin{aligned} \sigma_\phi^*(\delta_\rho^-, \delta_{\rho_0}^-, \nu) = & \bar{\sigma}_r(\delta_\rho^-) + \frac{1}{2} \cdot (-1)^{\nu+1} \cdot \bar{\sigma}_t(\delta_\rho^-) + \\ & + (-1)^\nu \cdot \bar{\sigma}_t(\delta_{\rho_0}^-) \cdot e^{\frac{-k|\delta_\rho^- - \delta_{\rho_0}^-|}{a_0(\delta_{\rho_0}^-)}}, \end{aligned} \quad (12)$$

где δ_ρ^- – текущее относительное изменение плотности,

$\delta_{\rho_0}^-$ – координата начала процесса произвольного процесса нагружения,

$$\bar{\sigma}_r(\delta_\rho^-) = \frac{\sigma_r^*(\delta_\rho^-)}{P_{i\delta}} - \text{относительные сред-$$

ние напряжения цикла,

$$\bar{\sigma}_t(\delta_\rho^-) = \frac{\sigma_t^*(\delta_\rho^-)}{P_{i\delta}} - \text{относительные}$$

обобщённые напряжения от сил трения,

$\bar{a}_0(\delta_{\rho_0}^-)$ – величина «остаточной деформации» в точке начала процесса $\delta_{\rho_0}^-$,

ν – параметр направления процесса нагружения, $\nu=1$ – для процесса нагрузки, $\nu=2$ – для процесса разгрузки,

$P_{пр}$ – давление прессования ленты из материала МР [3].

При совместном рассмотрении (9-12) запишем выражение для проекций суммар-

ной силы сопротивления демпфера на оси OX и OY , действующей на бесконечно малом элементе $d\varphi$:

$$\begin{cases} dF_{\Sigma X} = \overline{\sigma}_\phi^*(\delta_\rho, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\cos\phi - f \cdot \sin\phi) d\phi, \\ dF_{\Sigma Y} = \overline{\sigma}_\phi^*(\delta_\rho, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\sin\phi + f \cdot \cos\phi) d\phi. \end{cases} \quad (13)$$

Интегрируя полученное выражение по углу φ , получим зависимость проекций силы сопротивления демпфера на оси OX и OY при прецессионном деформировании:

$$\begin{cases} F_{\Sigma X} = \int_0^{2\pi} \overline{\sigma}_\phi^*(\delta_\rho, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\cos\phi - f \cdot \sin\phi) d\phi, \\ F_{\Sigma Y} = \int_0^{2\pi} \overline{\sigma}_\phi^*(\delta_\rho, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\sin\phi + f \cdot \cos\phi) d\phi. \end{cases} \quad (14)$$

Из (9) получим выражения для проекций суммарной силы сопротивления демпфера на оси OX и OY , путём замены пределов интегрирования:

$$\begin{cases} F_{\Sigma X} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \overline{\sigma}_\phi^*(\delta_\rho, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\cos\phi - f \cdot \sin\phi) d\phi, \\ F_{\Sigma Y} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \overline{\sigma}_\phi^*(\delta_\rho, \delta_{\rho_0}, \nu) \cdot D_{i\delta} \cdot R \cdot b \cdot (\sin\phi + f \cdot \cos\phi) d\phi. \end{cases} \quad (15)$$

На рис.2-4 представлены примеры расчётов петель гистерезиса для конструкции демпфера с частичным охватом вибратора упругодемпфирующим элементом. Основные параметры демпфера следующие: $R = 50$ мм, $b = 10$ мм, $H = 30$ мм, $\Delta = 5$ мм, $m = 250$ г, $\theta = 30^\circ$.

Очевидно, что наличие участков, не заполненных материалом МР, как показывают расчёты, приводит к искажению петель гистерезиса.

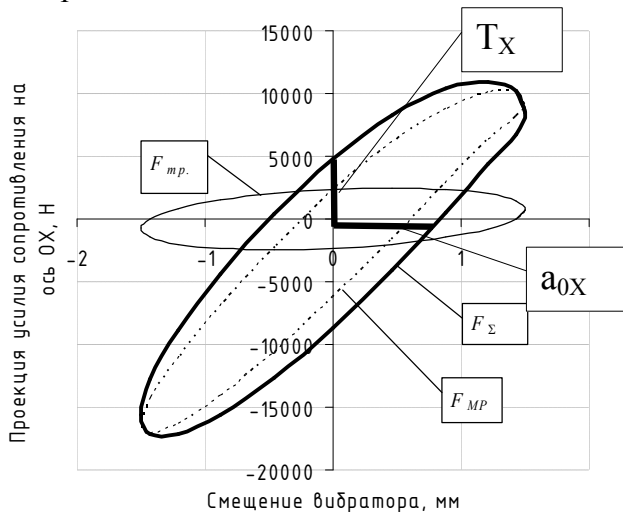


Рис. 2. Суммарный гистерезис и его составляющие в проекции на ось OX

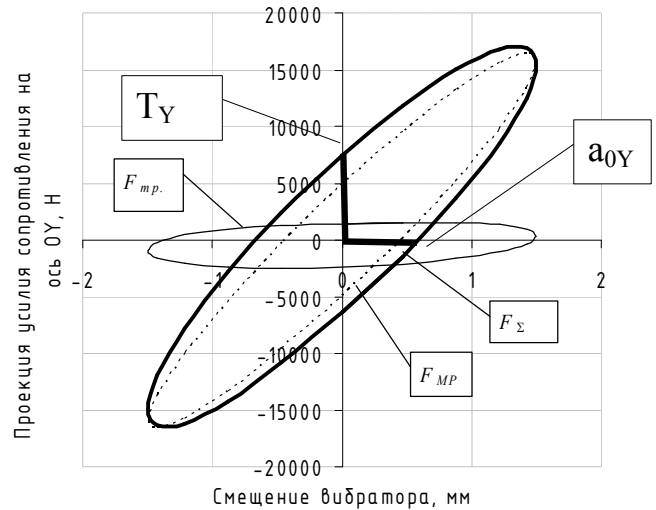


Рис. 3. Суммарный гистерезис и его составляющие в проекции на ось OY

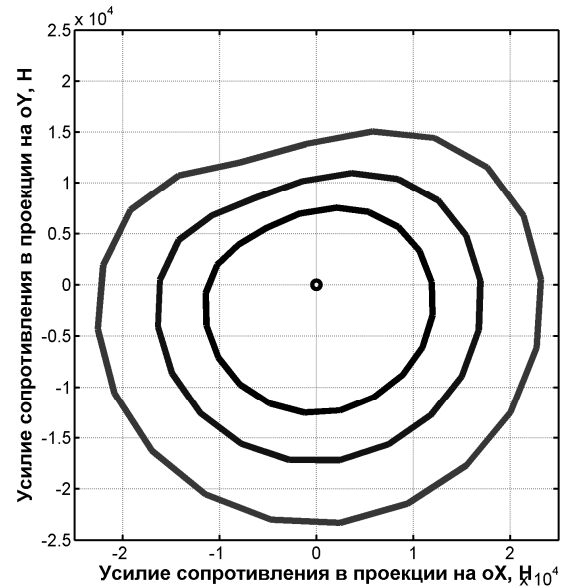


Рис. 4. Годографы силы сопротивления демпфера при прецессионном нагружении по круговой орбите с различными амплитудами

Представим процесс нагружения в критериальных координатах. Для конструкции с частичным охватом с применением материала МР будем иметь следующий набор критериев подобия:

- $\bar{d} = \frac{D_{cn.}}{D_{np.}}$ - относительный диаметр спирали;
- $\bar{\rho} = \frac{\rho_0}{\rho_{i\delta}}$ - относительная плотность упругодемпфирующего элемента в свободном состоянии;

3. $\bar{b} = \frac{b}{H}$ - относительная ширина УДЭ;

4. $\bar{R} = \frac{R}{H}$ - относительный радиус вибратора;

тора;

5. $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{H}$ - относительный натяг;

6. $\bar{A}_i = \frac{A}{a_{0i}}$ - относительная амплитуда деформирования ($i = x, y$);

7. f - коэффициент трения;

8. $\bar{k} = \frac{E \cdot J}{D_{\bar{m}}^5 \cdot \rho_0 \cdot g}$ - относительная жёст-

кость витка спирали, где $J = \frac{\pi \cdot D_{i\delta}^4}{64}$,

g - ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/с}^2$;

9. $\bar{x} = \frac{x}{a_{0X}}$ - относительная текущая без-

размерная деформация УДЭ вдоль оси OX , a_{0X} - «остаточная деформация» (рис.2);

10. $\bar{y} = \frac{y}{a_{0Y}}$ - относительная текущая без-

размерная деформация УДЭ вдоль оси OY , a_{0Y} - «остаточная деформация» (рис.3);

11. $\bar{F}_X = \frac{F_{\Sigma X}}{T_X}$ - относительная сила сопро-

тивления вдоль оси OX , T_X - сила трения (см. рис.2.);

12. $\bar{F}_Y = \frac{F_{\Sigma Y}}{T_Y}$ - относительная сила сопро-

тивления вдоль оси OY , T_Y - сила трения (см. рис.3);

13. $\bar{X}_0 = \frac{X_0}{\Delta}$ - относительное начальное

смещение центра траектории вдоль оси OX .

14. $\bar{Y}_0 = \frac{Y_0}{\Delta}$ - относительное начальное

смещение центра траектории вдоль оси OY .

15. θ - угол не заполненного упругодемпфирующим элементом участка.

В качестве примера на рис.5 и рис.6 представлены безразмерные петли в проекциях на оси OX и OY , вычисленные для следующих критериев подобия: $\bar{d} = 10$, $\bar{\rho}_0 =$

0.36 , $\bar{b} = 0.33$, $\bar{R} = 1.66$, $\bar{\Delta} = 0.30$, $\bar{A} = 1.8$, $f = 0.15$, $\bar{k} = 24001$, $\bar{X}_0 = 0$, $\bar{Y}_0 = 0$, $\theta = 30^\circ$.



Рис.5. Зависимость относительной силы сопротивления демпфера в проекции на ось OX от амплитуды смещения вибратора в безразмерном виде



Рис.6. Зависимость относительной силы сопротивления демпфера в проекции на ось OY от амплитуды смещения вибратора в безразмерном виде

Как показывают расчёты, вырез в упругодемпфирующем элементе опоры приводит к разным искажениям полей упругогистерезисных петель в проекциях на координатные оси OX и OY .

Выводы

Расчёты, проведённые по разработанной методике, показали, что при полностью заполненном коаксиальном пространстве опоры упругогистерезисные характеристики в проекциях на оси координат имеют строго эллипсную форму. Если опора по каким-то причинам (например, из-за наличия шпонки,

препятствующей проворачиванию демпфера в опоре) имеет некоторое не заполненное материалом МР пространство, форма гистерезиса изменяется с одновременным сдвигом центра петли по оси силы в сторону не заполненного пространства. Опора при этом приобретает свойство саморазгрузки от веса ротора. Если статической нагрузки на опору нет, центр цапфы смещается в сторону незаполненного пространства; если такая нагрузка есть, то под её действием центр цапфы может возвратиться в геометрический центр опоры. Предложенная методика позволяет расчётным путём подобрать такое сочетание параметров (плотность материала МР, натяг в опоре, угол охвата коаксиального пространства, занятый материалом МР), при котором центр цапфы будет совпадать с центром опоры. Это является важным для обеспечения надёжности и долговечности роторных машин по уровню вибраций и износу уплотнений.

Библиографический список

1. 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: СГАУ, 2006.- ч.2.- С. 397-401.

2. Уланов, А.М. Основы проектирования систем виброзащиты с упругими элемента-

ми из материала МР / А.М. Уланов, Ю.К. Пономарев // Известия Самар. Науч. центра РАН, том 10, № 3, июль – сентябрь 2008 г. - с. 853 – 857.

3. Пономарев, Ю.К. Разработка математической модели виброизолятора с шаровым упругодемпфирующим элементом из материала МР / Ю.К. Пономарёв [и др.] // Вестник СГАУ «Проблемы и перспективы развития двигателестроения»: сб. науч. тр. - Самара: СГАУ, 2006.- ч. 1.- С. 392-397.

References

1. Kotov A.S. Investigation of quantitative characteristics of the technology of production of MR material/ A.S. Kotov, Y.K. Ponomaryov, F.V. Parovay // SSAU Bulletin. Problems and Perspective of Engine Designing Series. Samara, 2006, Pt.2. 397-401.

2. Ulanov, A.M. Fundamentals of vibration protection systems with elastic elements of the MR material / A.M. Ulanov, Y.K. Ponomaryov // Samara Science Center of RAS Bulletin, volume 10, № 3, July – September 2008. - p. 853 – 857.

3. Ponomaryov, Y.K. Development of mathematical model of vibration-isolator with spherical damping element of the MR material / Y.K. Ponomaryov [and others] // SSAU Bulletin. Problems and Perspective of Engine Designing Series: - Samara: SSAU, 2006.- Pt. 1.- p. 392-397.

METHODS OF CALCULATING THE LOAD CHARACTERISTICS OF RING DAMPERS OF THE MR MATERIAL WITH PARTIAL COVERAGE OF A BEARING WITH PRECESSIONAL LOADING

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

¹Samara state aerospace university

²Bryansk Engineering Plant

The paper shows the method of calculating elastic and damping characteristics of ring damper made of the MR material with partial coverage of the coaxial space between a support and a cylindrical vibrating bearing. Shown that a precessional loading results in elliptical hysteresis loops at projections on coordinate axes of damper. The magnitude of reactions depends on the geometrical parameters of support, the density of the wired material MR, prior tightness of damper. Found that the volume of a gap in the ring damper deforms the elliptical shape of hysteresis loops and their orientation in the coordinate system of load characteristics.

Damper, hysteresis, material MR, calculating, damping characteristics

Информация об авторах

Паровой Федор Васильевич, кандидат технических наук, доцент, главный инженер отраслевой лаборатории вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: теория и практика виброзащиты, контактные уплотнения из материала МР, автоматизация производства прессованных проволочных материалов.

Пономарев Юрий Константинович, доктор технических наук, профессор, заместитель главного конструктора отраслевой лаборатории вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий 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 лаборатории вибрационной прочности и надёжности авиационных изделий 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 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, Ph.D. in Technical Science, Leading Specialist of Research Laboratory of vibration strength and reliability of aviation products, 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, CTO of Bryansk Engineering Plant. E-mail: post@bmz.032.ru. Area of research: problem of noise and vibration in transport engineering.