

УДК 620.22:621.4

РАЗРАБОТКА ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ ИЗ МР ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИИ И ШУМА В ГАЗОТУРБОВОЗЕ И ИХ ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ ВИБРОИСПЫТАНИЯ

© 2012 А. И. Ермаков¹, Г. В. Лазуткин², Ф. В. Паровай¹, А. А. Тройников¹

¹Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

²Самарский государственный университет путей сообщения

В работе рассматриваются вопросы эквивалентных виброиспытаний и выбора оптимальных конструктивно-технологических параметров виброизоляторов из материала МР.

Материал МР, газотурбовоз, виброизоляторы ВВК, эквивалентные виброиспытания, упругодемпфирующие элементы (УДЭ), заготовки УДЭ, плотность.

Одним из перспективных направлений на железнодорожном транспорте является создание газотурбовозов с применением газотурбинных силовых установок, нуждающихся, как и дизель-генераторы тепловозов, в их высокоэффективной виброзащите. Для решения подобных задач в СГАУ были созданы виброизоляторы ВВК-01 [1] с упругодемпфирующими элементами (УДЭ) из материала МР в виде конических втулок с высокой грузоподъемностью 25...30 кН (рис. 1). В качестве сырья для изготовления УДЭ использовалась проволока ЭИ-708А-ВИ ТУ 14-1-1597-75 диаметром 0,12 мм. С 2007 года они успешно эксплуатируются на дизель-генераторных установках типа 21-26 ДГ-1 современных тепловозов «Витязь» и «Пересвет». Как показывает существующий опыт эксплуатации указанных тепловозов, виброизоляторы типа ВВК-01 обеспечивают снижение вибрации и шума до допустимых уровней.

В то же время в России (ОАО «Кузнецов») и за рубежом в конструировании тепловозов наметилась четкая тенденция перехода от дизель-генераторных установок к газотурбинным. Создаваемые на их основе газотурбовозы обладают большой мощностью и высокими удельными характеристиками. Поэтому разработка высокодемпфированных виброизоляторов из нержавеющей проволоки МР, обладающих большой грузоподъемностью и высоким ресурсом, является важной и актуальной задачей.

Создаваемая на ОАО «Кузнецов» газотурбинная установка предназначена для газотурбовоза мощностью 8,3 МВт с электрической передачей. Причём с высокой степе-

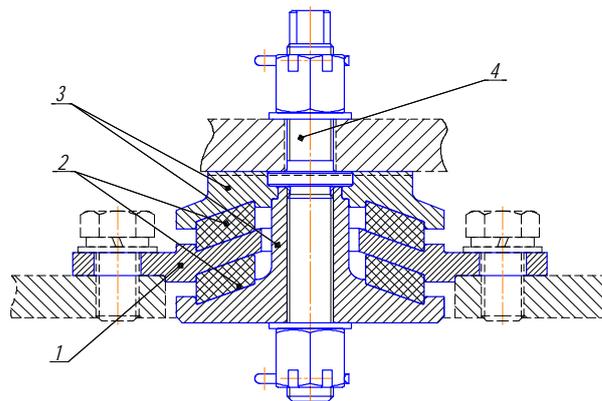


Рис. 1. Конструктивная схема виброизолятора ВВК-01: 1-корпус, 2 – УДЭ, 3 – шайбы, 4 – винт

ню достоверности можно считать, что дисбаланс роторов газотурбинного двигателя будет не больше, чем у дизеля. Следовательно, в качестве прототипа можно использовать ранее созданный виброизолятор ВВК-01. Тогда для обеспечения устойчивой работы газотурбинной установки как при эксплуатации, так и при транспортировке можно установить её на виброизоляторы типа ВВК в целом на общей платформе.

На рис. 2 приведена одна из возможных схем размещения проектируемых виброизоляторов ВВК-03 для виброзащиты двигателя. Виброизоляторы располагаются симметрично относительно центра масс для обеспечения равномерного распределения нагрузки, а также предотвращения угловых колебаний рамы. Количество виброизоляторов выбирается из условия обеспечения безопасного режима эксплуатации газотурбинной установки при активной системе виброзащиты подрамника газотурбовоза. Кроме того, учитывается воздействие вибрации и ударов на подрамник со стороны полотно.

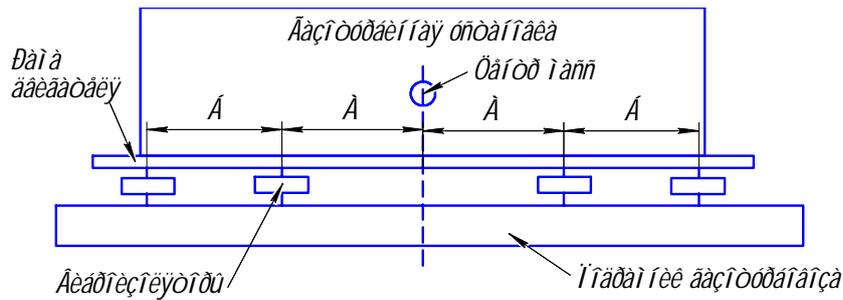


Рис. 2. Схема размещения виброизоляторов на подрамнике

Виброизолятор типа ВВК пространственного нагружения является высокодемпфированным устройством. Рассеяние энергии колебаний осуществляется посредством внутреннего трения в УДЭ из материала МР, а также трения по их границам с корпусом I и шайбами 3 виброизолятора (рис. 1).

Однако высокие массовые нагрузки затрудняют отработку конструкции виброизоляторов ВВК, связанную с проведением вибрационных испытаний и требующую специального дорогостоящего оборудования, а также больших временных затрат. Поэтому создание методов эквивалентных виброиспытаний по определению динамических характеристик и вибропрочности большегрузных виброизоляторов с применением имеющихся испытательных средств в настоящее время является важной задачей.

Предлагаемый метод проведения эквивалентных испытаний по определению амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) виброизоляторов при гармоническом возбуждении основан на применении двух гипотез:

- независимость упругогистерезисных характеристик (УГХ) виброизоляторов из МР от скорости циклического нагружения;
- выполнение принципа Мазинга для процессов деформирования виброизоляторов из МР в диапазонах рабочих значений амплитуд деформаций A и смещений центра колебаний q под воздействием заданной весовой нагрузки G массой M .

На основании вышеуказанных гипотез можно выбрать уменьшенную эквивалентную массу M_3 по сравнению с заданной в техническом задании (ТЗ) массой виброзащитной системы (ВС) M .

При этом расчётные эквивалентные значения частот ω_3 , [Гц] по сравнению с за-

данными в ТЗ частотами ω рассчитывают по формуле

$$\omega_3 = \omega \sqrt{\frac{M}{M_3}},$$

а эквивалентные амплитуды возбуждающих виброперемещений a_3 (ω_3) принимают равными амплитудам a (ω), заданным в ТЗ.

Границы эквивалентных испытаний по определению АЧХ находят исходя из максимальных значений рабочих деформаций виброизолятора $\pm x_m$, в пределах которых выполняется принцип Мазинга. Следовательно, УГХ (форма петель гистерезиса) не зависят от величины q :

$$(|q| + A) \leq |x_m|.$$

Данное выражение с учётом результатов работы [2] можно записать в безразмерном (обобщённом) виде:

$$(\bar{G} + \xi_A) \leq \xi_m; \quad \xi_m \leq 0,5(1 - \bar{\Delta}),$$

где $\bar{G} = \frac{G}{T_n}$; $\xi_A = \frac{A}{a_n}$; $\xi_m = \frac{x_m}{a_n}$; $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{y_m}$.

Здесь T_n , a_n – коэффициенты подобных преобразований УГХ, зависящие от конструктивно-технологических параметров упругодемпфирующих элементов (УДЭ) из МР; Δ – предварительный натяг УДЭ виброизолятора; y_m – максимально допустимая деформация УДЭ.

Метод проведения эквивалентных испытаний по определению вибропрочности при уменьшенной весовой нагрузке на виброизолятор основан на часто применяемых допущениях, которые могут быть представлены в виде зависимости

$$N_{ц} = N_{ц3} K_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega}\right)^4 \left(\frac{A_3}{A}\right)^2,$$

где $N_{ц}$, $N_{ц3}$ – соответственно число циклов нагружения под нагрузкой, заданной в ТЗ, и под эквивалентной нагрузкой; $K_3 \leq 1$ – согласующий коэффициент, определяемый экспериментально для каждого типа виброизолятора; A_3 – эквивалентная амплитуда деформации виброизолятора.

На первых этапах исследования вибропрочности виброизоляторов из МР их проводят на резонансных режимах колебаний и для исключения лишней неопределённости выбирают $a(\omega_p) = a(\omega_{p3})$, вследствие чего $A_p \approx A_{p3}$ (индекс «р» соответствует резонансным режимам). Оценку реального диапазона числа циклов при наработке обычно проводят при $K_3 = 0,35 \dots 1,0$.

Учёт влияния при наработке асимметричного нагружения одного из УДЭ массовой нагрузкой G осуществляется с помощью увеличения усилия натяга УДЭ при сборке виброизолятора на величину $G_H = G - G_3$. При условии выполнения вышеуказанной второй гипотезы достигается полная имитация асимметричного нагружения в прототипе для наиболее нагруженного УДЭ.

Таким образом, с учётом вышеизложенного можно определить оптимальную эквивалентную нагрузку для испытуемого виброизолятора, а также закон изменения по частоте эквивалентных амплитуд возбуждающих виброперемещений. Проектирование и все последующие расчётные исследования, а также доводку виброизоляторов, в том числе по вибропрочности, можно проводить на основе эквивалентных испытаний.

В процессе проектирования, на основании работ [3-5], были проведены расчёты по выбору рациональных конструктивно-технологических параметров виброизоляторов ВВК-03 для весовой нагрузки $25 \pm 0,5$ кН. В частности, для формования конусообразных элементов из МР с центральным отверстием и постоянным профилем толщин (рис. 3).

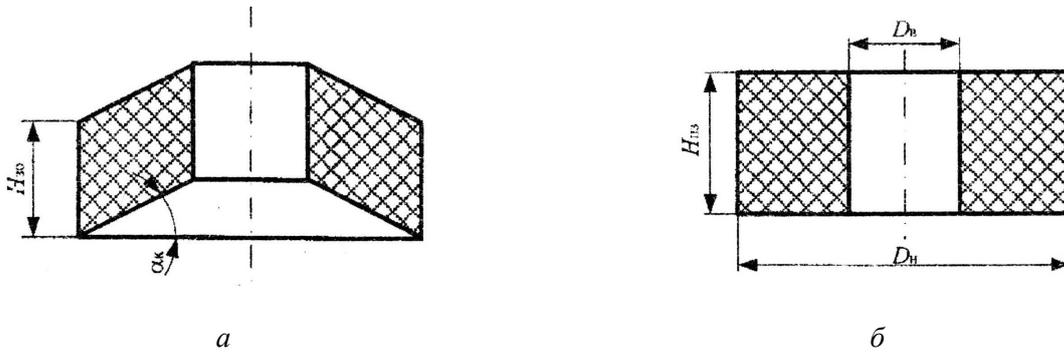


Рис. 3. Формование заготовки конического УДЭ: заготовка (а) и предзаготовка (б)

Запишем выражения для объёмов V и площадей поверхностей предзаготовки и конической заготовки S , присваивая соответствующие индексы «пз» и «з»:

$$\begin{aligned} V_{пз} &= 0,25\pi H_{пз} (D_H^2 - D_B^2); \\ V_3 &= 0,25\pi H_3 (D_H^2 - D_B^2); \\ S_{пз} &= \pi H_{пз} (D_H + D_B) + 0,5\pi (D_H^2 - D_B^2); \\ S_3 &= \pi H_3 (D_H + D_B) + 0,5\pi (D_H^2 - D_B^2) \operatorname{csc} \alpha_k. \end{aligned} \quad (1)$$

Потребуем выполнение равенства величин $V_{пз} = V_3$ и $S_{пз} = S_3$ при условии сохранения равномерной плотности в заготовке, равной плотности в предзаготовке. Очевидно, что подобные требования обеспечат минимальный уровень энергетических затрат на трансформацию предзаготовки в заготовку. При выполнении равенства $S_{пз} = S_3$ (выражение 2) имеем

$$H_3 = H_{пз} - 0,5(D_H - D_B)(\operatorname{csc} \alpha_k - 1). \quad (3)$$

Выполнение аналогичного требования для объёмов $V_{пз} = V_3$ приводит к условию $\alpha_k = 0$. Следовательно, объём и поверхность конической заготовки изменяются одновременно в зависимости от угла α_k .

В связи с этим можно сформулировать задачу об оптимальном выборе высоты заготовки $H_3 = H_{30}$, обеспечивающей минимум среднеквадратического отклонения функционала:

$$F_k = \int_1^{y_k} [\pi(D_B + D_H)(H_{пз} - H_{30}) + 0,5\pi D_H^2 + D_B^2 - y^2 f y dy], \quad (4)$$

для чего необходимо потребовать выполнение условия: $\frac{dF_3}{dy} = 0$. Тогда поставленная задача сводится к решению интегрального уравнения

$$\int_1^{y_k} [(H_{пз} - H_{30}) + 0,5(D_n + D_b)(1 - y)] f(y) dy = 0. \quad (5)$$

Здесь $y = \csc \alpha$; $y_k = \csc \alpha_k$; $f(y)$ - весовая функция. Заметим, что подобное требование при выборе соответствующей функции $f(y)$ позволяет также минимизировать и величину потенциальной энергии превращения цилиндрической предзаготовки УДЭ в коническую заготовку. Как известно, это является признаком устойчивого равновесия деформируемого упругого тела. В проектировочных расчётах обычно находят средневзвешенное значение H_{30} для случая $f(y) = 1$. Тогда, разрешая уравнение (5) относительно величины H_{30} , получим

$$H_{30} = H_{пз} - 0,25D_n(1 - \bar{D}_b)(\csc \alpha_k - 1) = 0, \quad (6)$$

где $\bar{D}_b = \frac{D_b}{D_n}$ - относительный диаметр внутреннего отверстия.

Можно определить также величину $H_3 = H'_{30}$, которая соответствует оптимальному значению внутреннего отверстия заготовки УДЭ $\bar{D}_{во}$. Для этого, как и выше, минимизируем функционал (4) по переменной D_b , потребовав $\frac{dF_k}{dD_b} = 0$. В результате получим интегральное уравнение

$$\int_1^{y_k} [(H_{пз} - H'_{30}) - 0,5D_n(1 - \bar{D}_b)(1 - y)] \times \\ \times [(H_{пз} - H'_{30}) - D_n \bar{D}_b(1 - y)] f(y) dy = 0.$$

Его решение при $f(y) = 1$ имеет следующий вид:

$$H'_{30} = H_{пз} - 0,333D_n(1 - \bar{D}_b)(\csc \alpha_k - 1). \quad (7)$$

Отметим, что с помощью весовой функции $f(y)$ можно оптимизировать параметры заготовки, исходя из принципа возможно большего сохранения того или иного параметра предзаготовки. Так, например, из решения уравнения (4) несложно показать, что с помощью весовой функции, аналогичной по структуре весовой функции полиномов Чебышева второго рода

$$f(y) = \sqrt{1 - \left(\frac{y-1}{y_k-1}\right)^2},$$

в заготовке обеспечивается принцип максимального сохранения объёма (высоты H'_{30}), следовательно, и плотности предзаготовки:

$$H'_{30} = H_{пз} - \frac{2}{3\pi} D_n(1 - \bar{D}_{во})(\csc \alpha_k - 1). \quad (8)$$

Полученные выражения (6)-(8) дают менее выраженную зависимость влияния угла конусности α_k на изменение объёма предзаготовки, чем выражение (3).

Таким образом, плотность $\rho_{3,к}$ конической заготовки УДЭ может быть выражена с помощью соотношения

$$\rho_{3,к} = \rho_3 \left[1 - \frac{K_{3,к}}{\Phi_{пз}} (\csc \alpha_k - 1) \right]^{-1}; \\ \forall K_{3,к} \in [0,5; 0,2], \quad (9)$$

где $\Phi_{пз} = \frac{H_{пз}}{D_n - D_b}$; ρ_3 - соответственно фактор формы ($\Phi_{пз} = \Phi_3$ [5]), плотность втулочной предзаготовки.

$$\text{Учитывая, что степень опрессовки } \frac{\rho_{3,к}}{\rho_3}$$

при изготовлении конической заготовки УДЭ должна составлять в зависимости от угла α_k от 1 (при $\alpha_k = 0$) до 4-5 (при больших α_k), как и при изготовлении втулок [4], получим следующее неравенство:

$$(0,75-0,8) \geq K_{3,к} \Phi_{пз}^{-1} (\csc \alpha_k - 1) \geq 0. \quad (10)$$

Это неравенство является основой выбора параметров предзаготовки - втулки при различных подходах к её проектированию (выражения (8), (9) и [4,5]).

В процессе дальнейшего прессования заготовки УДЭ плотность прессовки конической заготовки ρ_k будет определяться соотношением

$$\rho_k = \frac{\rho_{3к} H_{30}}{H_k} = \frac{\rho_3 H_{пз}}{H_k}. \quad (11)$$

Исследование статических упругоэластических и резонансных характеристик виброизолятора-прототипа ВВК-01 для ожидаемого диапазона его деформаций, реализуемых на магистральных тепловозах 2ТЭ25А в дизель-генераторных установках 21-26ДГ-01, позволило установить следующее:

- при оптимальных конструктивно-технологических параметрах УДЭ (выражения (6)-(11)) конструктивно выбранные натяги как в осевом, так и в радиальном направ-

лении не являются оптимальными и приводят к их излишнему заневоливанию, что снижает демпфирующую способность, а следовательно, и ресурс в целом;

- применение при производстве материала МР спирали из проволоки диаметром 0,12 мм нецелесообразно из-за высокой трудоёмкости изготовления УДЭ и, как следствие, невозможности обеспечения технологической надёжности виброизоляторов ВВК и стабильности их УГХ и динамических характеристик;

- по сравнению с прототипом ВВК-01 для виброизолятора ВВК-03 диаметр проволоки целесообразно увеличить до 0,2 мм, плотность УДЭ повысить на 5%, снизив при этом на 25% осевой и на 50% радиальный натяги.

Проведённые эквивалентные виброиспытания показали, что демпфирующая способность спроектированного виброизолятора ВВК-03 в рабочем диапазоне амплитуд его деформаций в 1,5...1,8 раза выше, чем у прототипа. Разброс же резонансных характеристик при наработке, оцениваемый диапазонами изменения частоты и коэффициента передачи, на 30-40% меньше, чем у прототипа. Это характеризует высокую работоспособность, а также стабильность статических и динамических характеристик при наработке виброизолятора ВВК-03, разработанного для силовой установки газотурбовоза.

Работа выполнена при финансовой поддержке Правительства Российской Федерации (Минобрнауки) на основании Постановления Правительства РФ №218 от 09.04.2010.

Библиографический список

1. Новые средства виброзащиты в машиностроении на основе высокодемпфированного материала МР [Текст] / [Ермаков А.И. и др.] // Проблемы строительного и дорожного комплексов. Брянск: БГИТА, 2006. - Вып. 4. – С.16-19.
2. Лазуткин, Г.В. Проектирование многокомпонентных втулочных виброизоляторов из проволоочного материала МР [Текст] / Г.В. Лазуткин, М.А. Петухова // Вестн. транспорта Поволжья. -2011. -№5. – С.42-51.
3. Уланов, А.М. Разработка методов расчёта статических, динамических и ресурсных характеристик виброизоляторов из материала МР [Текст]: дис... докт. техн. наук / А.М. Уланов. - Самара: СГАУ, 2009. – 245 с.
4. Лазуткин, Г.В. Некоторые вопросы проектирования и производства втулочных виброизоляторов из проволоочного материала [Текст] / Г.В. Лазуткин, Ф.В. Паровой, А.А. Тройников // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. - Самара: СГАУ, 2011.-Вып.3 (27). – С. 284-289.
5. Лазуткин, Г.В. Формование материала МР в оболочки конической и колоколообразной формы [Текст] / Г.В. Лазуткин // Вестн. СамГУПС. – 2010. - №4. – С. 172-179.

MR VIBRATION DAMPERS DEVELOPMENT TO REDUCE VIBRATION AND NOISE IN GAS TURBINE LOCOMOTIVE AND THEIR EQUIVALENT VIBRATION TESTS

© 2012 A. I. Ermakov¹, G. V. Lazutkiun², F. V. Parovay¹, A. A. Troynikov¹

¹Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

²Samara State Transport University

The work deals with the equivalent vibration testing, selection of optimal structural and technological parameters of vibration dampers made of MR material.

MR material, gas turbine locomotive, VVK vibration dampers, equivalent vibration tests, elastic damping elements, bar of elastic damping elements заготовки УДЭ, density.

Информация об авторах

Ермаков Александр Иванович, доктор технических наук, профессор, декан факультета двигателей летательных аппаратов, главный конструктор ОНИЛ-1, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: fdla@ssau.ru. Область научных интересов: вибрационная прочность, виброзащита.

Лазуткин Геннадий Васильевич, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный университет путей сообщения. Область научных интересов: виброзащита, теория и технология производства упругодемпфирующего пористого материала МР.

Паровой Фёдор Васильевич, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Главный инженер ОНИЛ-1. E-mail: parovai@mail.ru. Область научных интересов: конструкционное демпфирование, технология производства виброизоляторов из упругодемпфирующего пористого материала МР.

Тройников Александр Александрович, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник ОНИЛ-1, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: vibro-mr@mail.ru. Область научных интересов: конструкционное демпфирование, проектирование виброизоляторов из упругодемпфирующего пористого материала МР.

Ermakov Alexander Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Dean of the aircraft engines faculty, the chief designer of "ONIL-1", Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: fdla@ssau.ru. Area of research: the vibration strength, vibration protection.

Lazutkin Gennadiy Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Samara State Transport University. Area of research: vibration protection, theory and technology of elastic damping porous material MR.

Parovay Fedor Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, leading research associate of "ONIL-1", Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: parovai@mail.ru. Area of research: structural damping, the production technology of elastic damping porous material MR.

Troynikov Alexander Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: vibro-mr@mail.ru. Area of research: structural damping, designing of dampers made of elastic damping porous material MR.