

Р и с. 3. Зависимость эффективности фильтра от отношения диаметра спирали d_c к диаметру проволоки d_n

степенью однородности эффективность фильтров определяется общей длиной волокон в фильтре, а в исследованных фильтрах длина проволоки, из которой они изготовлены, одинакова.

Поэтому для изготовления фильтров из МР, работающих в газовых системах, целесообразно использовать спираль, изготовить которую наиболее просто (обычно это спираль, у которой отношение диаметра спирали к диаметру проволоки равно 10).

Результаты теоретических и экспериментальных исследований показали, что из материала МР можно изготовить фильтроэлементы, близкие по эффективности к абсолютным, сделав их расчет по методу Фридендера-Уитби.

Л и т е р а т у р а

1. У ж о в В.П., М я г к о в Б.И. Очистка промышленных газов фильтрами. М., "Химия", 1970.
2. Б е л я н и н П.Н., Ч е р н е н к о Ж.С. Авиационные фильтры и очистители гидравлических систем. М., "Машиностроение", 1964.

Г.В.Лазуткин, В.Н.Грубин

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ АМОРТИЗАТОРОВ ТИПА ДК

Статические упруго-фрикционные характеристики (УФХ) амортизаторов типа ДК [I] определяются полями петель гистерезиса. Совокупность про-

цессов нагрузки и разгрузки поля петель гистерезиса можно представить в виде уравнения

$$P = \Phi(x, x_k, \text{sign } \dot{x}, \bar{z}_1, \dots, \bar{z}_m), \quad (1)$$

где P - сила, вызывающая деформацию x , причем $-x_k \leq x \leq x_k$; x_k - амплитуда циклической деформации; $\bar{z}_1, \dots, \bar{z}_m$ - параметры амортизаторов типа ДК; $\bar{z}_1 = \varphi_1(x, y)$ - уравнение срединной поверхности упруго-демпфирующего элемента (УДЭ), записанное в декартовых координатах x, y, z ; $\bar{z}_2 = \varphi_2(x, y)$ - профиль толщин УДЭ; $\bar{z}_3 = \varphi_3(x, y)$ - уравнение срединной поверхности ограничивающей шайбы постоянной толщины; $\bar{z}_4 = \varphi_4(x, y)$ - уравнение поверхности профилированной части головки болта; $\bar{z}_5 = D_k$ - диаметр УДЭ; $\bar{z}_6 = \sigma_c$ - диаметр швивной проволоки; $\bar{z}_7 = d_c = \sqrt{1 - \frac{(\pi D_k)^2 L}{n \pi}}$ - приведенный диаметр витка швивной проволоки; $\bar{z}_8 = n$ - число витков швивки; $\bar{z}_9 = E_c$ - модуль упругости швивной проволоки; $\bar{z}_{10} = \sigma_{Tc}$ - предел текучести швивной проволоки; $\bar{z}_{11} = \rho_c$ - средняя плотность материала МР УДЭ; $\bar{z}_{12} = \rho_s$ - средняя плотность шарообразной заготовки УДЭ диаметром D_k ; $\bar{z}_{13} = \rho_d$ - плотность исходного материала проволоки УДЭ; $\bar{z}_{14} = \sigma_u$ - диаметр проволоки УДЭ; $\bar{z}_{15} = d_u$ - диаметр нерастянутой спирали; $\bar{z}_{16} = s_u$ - шаг вытяжки спирали; $\bar{z}_{17} = E_u$ - модуль упругости проволоки УДЭ; $\bar{z}_{18} = \sigma_{Tu}$ - предел текучести проволоки УДЭ; $\bar{z}_{19} = f$ - коэффициент трения проволочных элементов; $\bar{z}_{20} = M$ - момент затяжки гаек.

При исследовании УФХ необходимо решить две основные задачи:

- на базе методов теории подобия и размерностей найти обобщенную форму записи уравнения циклической деформации амортизаторов;
- найти функциональные связи коэффициентов подобных преобразований полей петель гистерезиса с параметрами амортизаторов.

Уравнение (1) однородно относительно размерностей и его можно преобразовать с помощью первой части П-теоремы. Выбрав за основные единицы размерностей массу, длину, время, выразим уравнение (1) через безразмерные комбинации входящих в него величин:

$$\frac{P}{E_u D_k^2} = \Phi\left(\frac{x}{D_k}; \frac{x_k}{D_k}, \text{sign } \dot{\bar{x}}, \bar{z}_1, \dots, \bar{z}_{m-3}\right), \quad (2)$$

Где

$$\bar{z}_1 = \frac{\bar{z}_1}{D_k}; \quad \bar{z}_2 = \frac{\bar{z}_2}{D_k}; \quad \bar{z}_3 = \frac{\bar{z}_3}{D_k}; \quad \bar{z}_4 = \frac{\bar{z}_4}{D_k}; \quad \bar{z}_5 = \frac{\sigma_c}{D_k};$$

$$\bar{z}_6 = \frac{dc}{\sigma_c}; \bar{z}_7 = r; \bar{z}_8 = \frac{E_c}{E_u}; \bar{z}_9 = \frac{\sigma_{1g}}{E_c}; \bar{z}_{10} = \frac{\rho_c}{\rho_3}; \bar{z}_{11} = \frac{\rho_3}{\rho_u}; \bar{z}_{12} = \frac{\delta_u}{D_k};$$

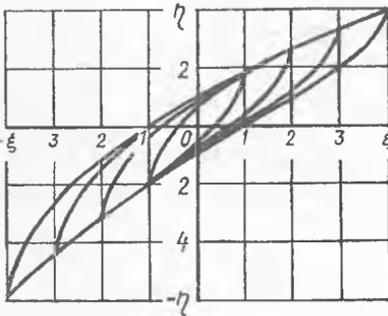
$$\bar{z}_{13} = \frac{du}{\sigma_u}; \bar{z}_{14} = \frac{su}{\sigma_u}; \bar{z}_{15} = \frac{\sigma_{1u}}{E_u}; \bar{z}_{16} = f; \bar{z}_{17} = \frac{M}{E_u D_k}$$

Анализ различных типоразмеров амортизаторов показал, что профили средних поверхностей и нормированных толщин УДЭ (профиль толщин z_2 нормируется толщиной h_0 на периферии $z_{2H} = \frac{z_2}{h_0}$), ограничивающих шайб, головок можно считать геометрически подобными, $\frac{E_c}{E_u} = idem$, $f = idem$. Это позволяет исключить из уравнения (2) переменные \bar{z}_1 , \bar{z}_2 , \bar{z}_3 , \bar{z}_4 , \bar{z}_8 , \bar{z}_{16} .

Воспользовавшись достаточными условиями подобия УФХ [2], получим приближенное обобщение уравнение циклической деформации амортизаторов (рис. I)

$$\eta \cong \Phi(\xi_\kappa, \xi, \text{sign } \xi, \frac{d_g}{\sigma_u}), \quad (3)$$

где $\eta = \frac{\rho}{T_g}$ - обобщенная сила; $\xi = \frac{x}{a_g}$ - обобщенная деформация; $\xi_\kappa = \frac{x_\kappa}{a_g}$ - обобщенная амплитуда деформации $5 > \xi_\kappa > 0$; $d_g = du \sqrt{1 - (\frac{su}{\pi du})^2}$ - диаметр витка растянутой спирали; a_g, T_g - коэффициенты подобных преобразований поля петель g -го амортизатора, соответственно равные отрезкам, отсекаемым на осях x, ρ, j - й петлей, удовлетворяющей условию $\frac{x_i^{(g)}}{a_g} = idem$.



Р и с. I

Приближенное подобие определялось по заданной степени искажения формы процессов нагрузки и разгрузки $\epsilon = \pm 0,05$, причем

$$\epsilon = 1 - \frac{\eta^{(g)(\kappa)}}{\eta^{*(\kappa)}}$$

где $\eta^{(g)(\kappa)}$ - обобщенная сила, соответствующая обобщенной деформации ξ_κ - петли g -го амортизатора ($-\xi_\kappa \leq \xi \leq \xi_\kappa$);

$\eta^{*(\kappa)}$ - обобщенная сила при той же деформации ξ_κ - й петли контрольного амортизатора, имеющего следующие параметры:

щего следующие параметры:

$$D_k = 0,048 \text{ м}; \quad \rho_4 = 7800 \text{ кг/м}^3; \quad E = 1,8 \cdot 10^{11} \text{ н/м}^2;$$

$$\bar{z}_5 = 0,0125; \quad \bar{z}_6 = 21,4; \quad \bar{z}_7 = 28; \quad \bar{z}_9 = 0,0050; \quad \bar{z}_{10} = 3,86;$$

$$\bar{z}_{11} = 0,08; \quad \bar{z}_{13} = 10; \quad \bar{z}_{14} = 10; \quad \bar{z}_{15} = 0,0058; \quad \bar{z}_{17} = 0,15.$$

Функциональные связи коэффициентов подобных преобразований с безразмерными комплексами уравнения (2) определяются соотношениями

$$\frac{T_q}{E_u D_k^2} = 0,41 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\sigma_{Tc}}{E_c} \right)^{1/3} \left(\frac{\rho_3}{\rho_u} \right) \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} \right) \left(\frac{d_c}{d_c} \right) \left(\frac{D_k}{d_c} \right) n^{1/3}; \quad (4)$$

$$\frac{a_q}{D_k} = 0,069 \left(\frac{\sigma_{Tc}}{E_c} \right)^{1/3} \left(\frac{\rho_3}{\rho_c} \right)^{1/2} \left(\frac{d_c}{d_c} \right) \left(\frac{d_g}{d_u} \right) n^{1/3}, \quad (5)$$

полученными при условии $\frac{x_j}{a_q} = 4$. Пределы изменения комплексов, для которых справедливы выражения (4) и (5), соответствуют значениям:

$$\bar{z}_5 = (0,007 \div 0,017); \quad \bar{z}_6 = (14 \div 26); \quad \bar{z}_7 = (16 \div 40);$$

$$\bar{z}_9 = (0,058 \div 0,02); \quad \bar{z}_{10} = (2,1 \div 7,0); \quad \bar{z}_{11} = (0,035 \div 0,12);$$

$$\bar{z}_{12} = (0,002 \div 0,004); \quad \bar{z}_{13} = (8 \div 15); \quad \bar{z}_{14} = (8 \div 15);$$

$$\bar{z}_{15} = (0,045 \div 0,06); \quad \bar{z}_{17} = (0,1 \div 0,2).$$

Таким образом, соотношения (3), (4), (5) позволяют подобрать конкретные параметры изготовления амортизаторов для получения требуемых УФХ.

Требования, предъявленные к УФХ, определяются характеристиками амортизированной системы при динамическом воздействии, например, собственной частоты системы, динамическим коэффициентом усиления, допустимым свободным ходом и др.

Рассмотрим гармоническое кинематическое возбуждение амортизированной системы с одной степенью свободы. Дифференциальное уравнение движения массы в абсолютной системе координат имеет вид

$$m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \varphi' \left[(r+x), x_k, \text{sign } \dot{x}, z_1, \dots, z_m \right] = Q, \quad (6)$$

где x_1 - абсолютное перемещение амортизированной системы $x_1 = (x+r) + a_0 \sin \omega t$; m - масса системы; r - смещение центра динамического равновесия; Q - постоянная сила, равная весу системы; a_0 - возмущающая амплитуда колебаний; ω - частота вынужденных колебаний; t - время.

Используя величины $\omega_q = \sqrt{\frac{r_0}{a_q m}}$ и a_q в качестве коэффициентов подобных преобразований переменных t и x соответственно, получим обобщенное дифференциальное уравнение движения

$$\frac{d^2 \zeta_1}{d\theta^2} + \Phi''[(\zeta_r + \zeta), \zeta_r, \frac{d\zeta}{d\theta}] = \bar{Q}. \quad (7)$$

Здесь $\zeta_1 = \zeta_r + \zeta + \zeta_0 \sin \nu \theta$; $\zeta_r = \frac{r}{a_q}$; $\zeta_0 = \frac{a_0}{a_q}$; $\nu = \frac{\omega}{\omega_q}$;

$$\theta = \omega_q t; \quad \bar{Q} = \frac{Q}{r_0}$$

Обобщенные динамические характеристики семейства амортизаторов типа D_K определялись в виде зависимостей коэффициента динамичности μ_q от частоты ν возмущающих колебаний при варьировании параметров ζ_0 , $\frac{d\zeta}{d\theta}$, \bar{Q} .

На рис. 2,3 представлены результаты исследования. Как видно из рис. 3 безразмерная собственная частота ν_p и динамический коэффициент усиления на резонансе μ_p существенно зависят от амплитуды возбуждения; при этом функция $\mu_p = f(\zeta_0)$ имеет ярко выраженный ми-

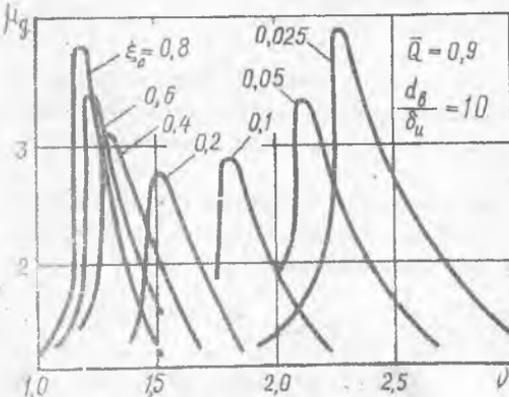


Рис. 2

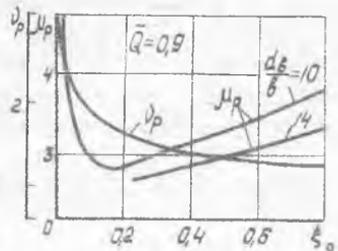


Рис. 3

нимум, находящийся в зоне $\gamma_0 = 0,15 - 0,2$. Можно отметить также, что с увеличением относительного диаметра спирали материала МР μ_p уменьшается.

Л и т е р а т у р а

1. Бузицкий В.Н., Соифер А.М. Цельнометаллические упруго-демпфирующие элементы, их изготовление и применение. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Труды КуАИ, 1965, вып. XIX.
2. Лазутки Г.В., Трубин В.Н., Тройников А.А. О подобии диссипативных систем по упруго-фрикционным характеристикам. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Труды КуАИ, 1975, вып. I(68).

А.А.Тройников

СТАБИЛЬНОСТЬ УПРУГИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА МР ПРИ ДЛИТЕЛЬНОМ ЦИКЛИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ

Изменение упругих свойств материала МР при длительном циклическом деформировании выражается в увеличении остаточной деформации (динамической усадки), представляющей собой разность между высотой статической тренированного образца до и после испытаний.

Учет динамической усадки необходим при проектировании изделий из материала МР, в частности втулочных амортизаторов, для нормальной работы которых в течении всего ресурса должно соблюдаться условие

$$A + U_d \geq \Delta, \quad (I)$$

где A - амплитуда деформации; U_d - динамическая усадка; Δ - осевой натяг упругих элементов.

Невыполнение условия (I) приводит к появлению периодической расстыковки упруго-демпфирующих элементов и прогрессирующему усталостному разрушению материала.

Начиная с первых циклов нагружения, температура образца постепенно увеличивается и, в зависимости от амплитуды деформации, частоты и длительности нагружения, достигает $150-350^{\circ}\text{C}$. Повышение температуры приводит к выгоранию смазки и увеличению коэффициента трения в точках