

находится общая согласующая постоянная

$$K = \frac{\Pi}{f_1(\Pi_1) \cdot f_2(\Pi_2) \cdot f_3(\Pi_3)}, \quad (4)$$

где  $K = \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3$ .

В рассматриваемом случае в качестве фиксированных значений комплексов принимались  $\Pi_1 = 0,0063$ ;  $\Pi_2 = 4,0$ ,  $\Pi_3 = 0,654$ . Тогда численное значение согласующей постоянной составит  $K = 2 \cdot 10^8$ . Подставляя выражения (3), (4) в (2), запишем окончательный результат:

$$\sigma_b = 0,65 \cdot 10^{-5} \sigma_{\text{тн}} \left( \frac{\rho_c}{\rho_3} \right)^2 \left( 11,2 - \frac{\rho_b}{\rho_3} \right)^2.$$

Прочность материала МР зависит от предела текучести материала проволоки, а также от величины осевого и радиального уплотнения. Погрешность окончательного результата определяется только точностью экспериментальных данных. В рассматриваемом случае разброс не превышает 10%.

Э. Н. Кузьмин, Г. Я. Егоров

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВТУЛОЧНЫХ АМОРТИЗАТОРОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР

Отличие статических и динамических характеристик жесткости и демпфирования проявляется у всех амортизаторов (А) на основе упруго-демпфирующих материалов (резины, поролон, проволоки и др.). Имеющиеся теории этого отличия не объясняют, поэтому динамические характеристики А обычно определяют экспериментально. В частности, в работе [1] приведены экспериментальные данные по динамическим характеристикам жесткости нескольких типов резино-металлических А. В работе [2] исследованы динамические характеристики резиновых и войлочных прокладок, а также нескольких типов зарубежных А «Вибранок» с упругим элементом из тканого волоочного материала, близкого по структуре и характеристикам к материалу МР.

Основная цель настоящей работы — получение достаточно простых эмпирических формул, отражающих связь между динамическими и статическими характеристиками втулочных А\* из материала МР, что дало бы возможность использовать зависимости, определяющие статические характеристики [4], для расчета основных динамических параметров А — резонансной частоты  $f_p$  и максимального коэффициента передачи  $\eta_p$ . Для

\* Под втулочным А понимается образованный из втулочных элементов (ВЭ) двусторонний упруго-гистерезисный упор (см. [3]).

решения поставленной задачи проведено измерение статических и динамических величин жесткости ( $C$  и  $C_d$ ) и демпфирования (коэффициента поглощения  $\Psi$  и логарифмического декремента  $\delta$ ). Определены зависимости динамических коэффициентов  $C_d = \frac{C_d}{C}$  и  $\bar{\Psi}_d = \frac{2\delta}{\Psi}$  от относительной амплитуды колебаний  $a$  (амплитуды колебаний, отнесенной к высоте ВЭ) в диапазоне  $a = 0,005 \div 0,2$ . Исследовались А с относительным удельным весом  $\gamma$  (удельным весом ВЭ, отнесенным к удельному весу материала проволоки) в диапазоне  $\gamma = 0,13 \div 0,20$  при значениях относительного натяга  $l$ , отнесенного к высоте ВЭ, в диапазоне  $0 \div 0,25$  (при  $l=0$  торцы ВЭ приклеивались к арматуре тонким слоем циакринового клея). ВЭ с наружным диаметром и высотой 16 мм и диаметром отверстия 8 мм выполнялись из проволоки ЭИ—708А диаметром 0,09 мм, свитой в спираль со средним диаметром  $\sim 1,1$  мм. При изготовлении ВЭ спираль укладывалась в заготовку по винтовой линии, параметры намотки заготовки определялись на основании соотношений, приведенных в работе [5]. Для исключения дополнительного рассеяния энергии за счет сухого трения ВЭ устанавливались на центральный штырь А с гарантированным зазором.

Статические характеристики  $C$  и  $\Psi$  находились по известной методике [6] из петель деформирования двустороннего упора по знакопеременному циклу, полученных на установке для снятия деформационных характеристик пружин.

Динамические характеристики определялись методом вынужденных колебаний системы, состоящей из груза, симметрично установленного на четырех амортизаторах. Для обеспечения идентичности нагружения ВЭ сила веса груза компенсировалась резиновыми растяжками. Испытания заключались в снятии амплитудно-частотной характеристики нагруженного амортизатора и производились на электродинамическом вибростенде, контроль ускорения обеспечивался пьезодатчиками, контроль угла  $\varphi$  сдвига фаз между действующей вибрацией и колебаниями груза — двухлучевым осциллографом (по фигурам Лиссажу). Значения  $C_d$  и  $\delta$  определялись из выражений [7]:

$$C_d = 4\pi^2 f_p^2 m, \quad (1)$$

$$\delta = \frac{\pi \Delta f}{f_p} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\Delta f}{f_p}\right)^2}}, \quad (2)$$

где  $f_p$  — резонансная частота колебаний системы, найденная по максимуму коэффициента передачи  $\gamma_p$  или из условия  $\varphi = \frac{\pi}{2}$  (испытания показали, что эти частоты практически совпадают);

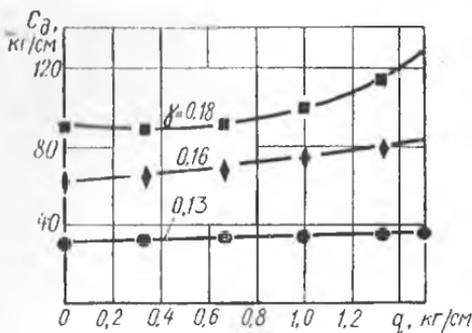


Рис. 1. Экспериментальная зависимость  $C_d(q)$  при  $l=0,25$

$m$  — масса груза, приходящаяся на один А;

$\Delta f$  — диапазон частот, для которого  $\eta \leq 0,707\eta_p$ .

Специальными испытаниями было определено влияние несимметричности нагружения втулок на динамическую жесткость А. Для этого сила веса груза, действующая на А, с помощью резиновых растяжек и динамометра изменялась от нулевого до полного значения.

Полученные результаты можно

приблизительно записать следующим образом:

$$|q| \leq 0,15 \frac{1-l}{\bar{\gamma}}, \quad (3)$$

где  $|q|$  — наибольшая удельная нагрузка на А, практически не влияющая на величину  $C_d$ ;

$\frac{\bar{\gamma}}{1-l}$  — относительный удельный вес ВЭ, собранных в А.

На рис. 1 показаны зависимости  $C_d(q)$  для нескольких типов А.

Для оценки влияния частоты на динамические характеристики производились испытания при различных массах грузов и фиксированных значениях  $a$ . Результаты, приведенные на рис. 2, подтверждают, что величины  $C_d$  и  $\Psi_d$  практически не зависят от частоты в диапазоне 30—250 гц. Следовательно, вполне допустимо представить динамические характеристики А в виде зависимостей  $\bar{C}_d(a)$  и  $\bar{\Psi}_d(a)$ , как показано на рис. 3.

С качественной стороны данные, приведенные на рис. 3, аналогичны полученным Е. И. Ривиним в работе [2] при исследовании А типа «Вибрашок». Там же дано подробное объяснение физической сущности зависимостей  $\bar{C}_d(a)$  и  $\bar{\Psi}_d(a)$ , которое, на наш взгляд, вполне может быть отнесено и к амортизаторам на основе МР. Поэтому остановимся лишь на тех особенностях динамических характеристик, которые не рассматривались в работе [2].



Рис. 2. Экспериментальные зависимости  $C_d(f_p)$  и  $\Psi_d(f_p)$ ;

$$\bar{\gamma} = 0,18; l = 0,25; a = 0,35 \times 10^{-2}$$

Из анализа данных, приведенных на рис. 3а, следует, что функция  $\bar{C}_d(a)$  практически не зависит от удельного веса и натяга ВЭ и может быть аппроксимирована выражением,

аналогичным предложенному Е. И. Ривиным [2] для А типа «Вибрашок»

$$\bar{C}_d = 1 + \frac{0,18}{a^{0,5}}. \quad (4)$$

Строго говоря, независимость функции  $\bar{C}_d(a)$  от величины  $\bar{\gamma}$  и  $l$  является кажущейся и объясняется тем, что за относительную амплитуду колебаний  $a$  принята амплитуда, отнесенная к начальной высоте ВЭ, без учета его сжатия при натяге (это сделано для придания общности выражениям, описывающим статические и динамические характеристики). Рассматривая зависимость  $\bar{C}_d$  от фактической относительной амплитуды, можно заметить незначительное увеличение значений  $\bar{C}_d$  при повышении натяга и плотности ВЭ. Очевидно, увеличение контактных усилий между витками спирали при росте  $\bar{\gamma}$  и  $l$  не полностью компенсируется повышением динамической нагрузки на А.

Зависимость  $\bar{\Psi}_d(a)$ , показанная на рис. 3б, характеризуется наличием экстремума, который уменьшается по величине и сдвигается в сторону меньших значений  $a$  при увеличении параметров  $\bar{\gamma}$  и  $l$ . При весьма малых и достаточно больших относительных амплитудах  $\bar{\Psi}_d \cong 1$ . В диапазоне  $a = 0,005-0,2$  эти особенности динамических характеристик демпфирования достаточно точно отражаются следующими эмпирическими зависимостями:

$$\bar{\Psi}_d = 1 + 300a \left[ \frac{0,01(1-l)}{\bar{\gamma}} - a \right], \quad \text{для } \frac{a}{a_{\bar{\Psi}_{dm}}} \leq 2; \quad (5)$$

$$\bar{\Psi}_d = 1, \quad \text{для } \frac{a}{a_{\bar{\Psi}_{dm}}} \geq 2, \quad (6)$$

где  $a_{\bar{\Psi}_{dm}}$  — величина относительной амплитуды, соответствующая максимальному значению  $\bar{\Psi}_d$ .

Значение  $a_{\bar{\Psi}_{dm}}$  легко находится из соотношения (5)

$$\frac{\partial \bar{\Psi}_d}{\partial a} = \frac{0,01(1-l)}{\bar{\gamma}} - 2a = 0, \quad \text{откуда} \quad (7)$$

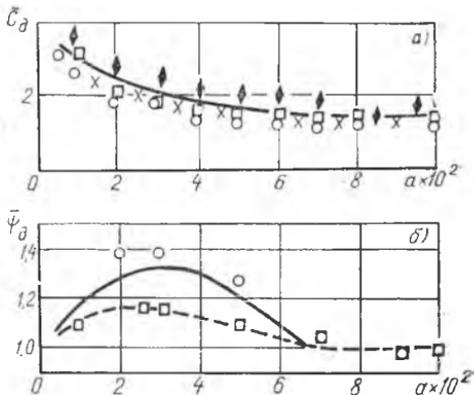


Рис. 3. Зависимость динамических коэффициентов жесткости и демпфирования от относительной амплитуды колебаний:

— расчет;  $\bigcirc \square X \blacklozenge$  — экспериментальные точки;  $\bigcirc - \bar{\gamma} = 0,13; l = 0,156; \square - \bar{\gamma} = 0,18; l = 0,156; X - \bar{\gamma} = 0,16; l = 0,156; \blacklozenge - \bar{\gamma} = 0,16; l = 0,25$

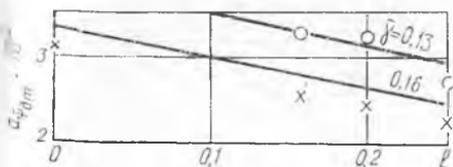


Рис. 4. Зависимость  $a_{\Psi_{dm}}(\bar{\gamma}, l)$

— расчет,  
OX — экспериментальные точки

$$a_{\Psi_{dm}} = \frac{0,005(1-l)}{\bar{\gamma}}$$

Повышение рассеяния энергии в динамическом режиме по сравнению со статическим объясняется нарушением идентичности деформирования витков, что приводит к увеличению относительного смещения между витками и их группами.

При увеличении плотности и натяга ВЭ связь между витками уменьшается, следовательно, уменьшается и величина демпфирования. Что касается сдвига максимума  $\Psi_d$  в сторону меньших значений  $a$  при увеличении  $\bar{\gamma}$  и  $l$  — это явление кажущееся и объясняется причинами, рассмотренными при анализе зависимости  $\bar{C}_d(a)$ .

На рис. 4 показана зависимость  $a_{\Psi_{dm}}(\bar{\gamma}, l)$ , рассчитанная по формуле (7), и нанесены экспериментальные точки. Обозначения экспериментальных точек те же, что и для рис. 3. Расчетная зависимость  $\bar{C}_d(a)$  нанесена на рис. 3а, кривые  $\bar{\Psi}_d(a)$ , рассчитанные для нескольких параметров  $A$ , приведены на рис. 3б. Как следует из рис. 3—4, аналитические выражения (4) — (7) достаточно точно отражают динамические характеристики втулочных А. Из анализа данных, приведенных на рис. 4, следует практический вывод — в том случае, если необходимо обеспечить наибольшее повышение рассеяния энергии  $A$  в динамическом режиме по сравнению со статическим, следует производить его расчет таким образом, чтобы на резонансной частоте амплитуда колебаний амортизируемого груза лежала в пределах

$$a = (0,5 \div 2) a_{\Psi_{dm}} \quad (8)$$

Сравнение для ряда практических конструкций  $A$  значений  $f_p$  и  $\eta_p$ , рассчитанных на основании формул настоящей работы и работы [4], с экспериментом, показало их удовлетворительное соответствие — погрешность определения значений  $f_p$  и  $\eta_p$  не превышала 15%.

Таким образом, методика расчета характеристик втулочных А из МР с винтовой укладкой спирали, основанная на использовании теоретических зависимостей, отражающих статические характеристики ВЭ, и эмпирических формул, учитывающих эффекты динамического нагружения, обладает достаточной точностью для практического применения (преимущественно при расчете малогабаритных высокочастотных систем амортизации). Для применения предложенной методики к рас-

чету крупногабаритных низкочастотных амортизаторов требуется проведение дополнительных исследований для определения влияния на упруго-демпфирующие характеристики А частоты вибрации и масштабного фактора.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ильинский В. С. Защита аппаратов от динамических воздействий. «Энергия», 1970.
2. Ривин Е. И. Рассеяние энергии и динамическая жесткость упруго-демпфирующих материалов. В сб. «Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем.» АН УССР, Киев, 1968.
3. Волк И. М. Демпфирование колебаний при помощи двустороннего упруго-гистерезисного упора. АН СССР, ОТН, 1962, № 3.
4. Кузьмин Э. Н. Статические характеристики втулочных элементов из материалов МР с винтовой укладкой спирали. Статья в настоящем сборнике.
5. Кузьмин Э. Н. Вопросы изготовления упруго-демпфирующих элементов из материала МР. Статья в настоящем сборнике.
6. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. Физматгиз, 1960.
7. Норриш Ю. И. Виброметрия. Машгиз, 1963.

**В. Ф. Горбунов, И. Г. Резников,  
А. П. Новиков, А. В. Рудаченко**

## НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ СЫПУЧИХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

В работе рассмотрена возможность применения магнитных и немагнитных сыпучих материалов (порошки углеродистых и легированных сталей, алюминиевых, медных и титановых сплавов и др.) с целью использования их в качестве упруго-демпфирующих элементов амортизационных систем.

На первой стадии исследования испытывались непосредственно указанные материалы, заключенные в жесткую цилиндрическую оболочку, разделенную поршнем на две несообщающиеся полости. К штоку поршня крепились амортизируемая масса, когда испытания проводились на вибрационном ВЭДС-200А и ударном стендах, или волновод при испытаниях на маятниковом копре МК-30. В качестве регистрирующей аппаратуры использовались ПИУ-1М с акселерометром ПДУ, комплект аппаратуры для спектрального анализа фирмы Брюль и Кьер с датчиком типа 4332 и специальная тензометрическая система [1].

Амплитудно-частотные характеристики исследуемых систем с наполнителями из твердых материалов (легированные стали, бронза) выявили зависимость параметров резонансной