

Л и т е р а т у р а

1. Д а з у т к и н Г.В., Т р у б и н В.Н., Т р о й н и к о в 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).
2. Х а я с и Т. Нелинейные колебания в физических системах. М., ИЛ, 1968.

В.Н.Бузицкий, А.А.Тройников

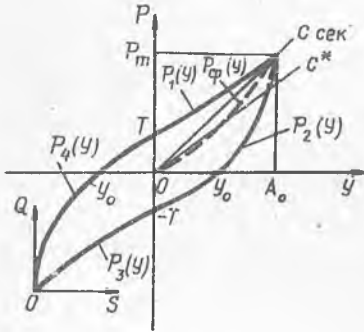
РАСЧЕТ ВТУЛОЧНЫХ АМОРТИЗАТОРОВ ИЗ МАТЕРИАЛА МР, РАБОТАЮЩЕГО НА СЖАТИЕ

Втулочный амортизатор обычно включает в себя два упругих элемента, установленных с предварительным натягом. Величина натяга назначается из условия нерасстыковки упругих элементов на резонансе. Характеристики амортизатора определяются петлей гистерезиса, которая получается суммированием петель отдельных элементов. Если петли гистерезиса отдельных элементов одинаковы, то суммарная петля амортизатора будет симметричной.

Отметим некоторые особенности петель гистерезиса:

- а) при изменении амплитуды деформации элемента изменяется форма, наклон и площадь петли;
- б) разгрузочная ветвь петли имеет при вершине вертикальную касательную;
- в) из петли нельзя выделить упругую и неупругую составляющие.

Отсутствие достоверной расчетной модели, которая отражала бы перечисленные особенности петель гистерезиса и обеспечивала необходимую точность теоретического построения петли, приводит к необходимости строить статические циклы экспериментальным путем. По этим циклам также экспериментально определяются статические характеристики, которые в дальнейшем (при определенных допущениях) используются для нахождения динамических характеристик амортизатора. Такой подход не решает задачу создания амортизатора с наперед заданными динамическими характеристиками, а лишь позволяет установить характеристики реального амортизатора.



Р и с. 1. Статический цикл деформирования втулочного амортизатора

Следуя намеченному пути, обратимся вначале к статическому циклу (рис. 1). Разобьем цикл на четыре плавные кривые

$$P_1(y), P_2(y) \quad \text{для} \quad 0 \leq y \leq A_0,$$

$$P_3(y), P_4(y) \quad \text{для} \quad -A_0 \leq y \leq 0.$$

В силу симметрии цикла будем рассматривать только две кривые, например, $P_1(y)$ и $P_2(y)$.

С учетом второй особенности петель гистерезиса зададим разгрузочную ветвь цикла в координатах $(Q-s)$ в виде параболы $\theta(s) = \delta s^n$ ($n < 1$). В координатах $(P-y)$ эта кривая будет иметь вид

$$P_2(y) = -\delta (A_0 - y)^n + \delta A_0^n - T. \quad (1)$$

Нагрузочную ветвь цикла в координатах $(P-y)$ запишем в виде полинома

$$P_1(y) = d + ey + fy^3. \quad (2)$$

Коэффициенты уравнений (1), (2) определим из условий:

$$P_1(0) = -P_2(0), \quad \text{откуда} \quad d = T;$$

$$\left. \frac{dP_2(y)}{dy} \right|_{y=0} = \left. \frac{dP_1(y)}{dy} \right|_{y=0}, \quad \text{откуда} \quad e = 6n\delta A_0^{n-1};$$

$$P_1(A_0) = P_2(A_0), \quad \text{откуда} \quad f = \frac{6A_0^n(1-n) - 2T}{A_0^3};$$

$$P_2(y_0) = 0, \quad \text{откуда} \quad \delta = \frac{T}{A_0^n - (A_0 - y_0)^n}$$

Опуская промежуточные операции, запишем окончательный вид нагрузочной и разгрузочной ветвей суммарного цикла:

$$P_1(y) = T \left\{ 1 + \frac{n}{1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n} \left(\frac{y}{A_0}\right) + \left[\frac{1-n}{1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n} - 2 \right] \left(\frac{y}{A_0}\right)^2 \right\}; \quad (3)$$

$$P_2(y) = T \left[\frac{\left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n - \left(1 - \frac{y}{A_0}\right)^n}{1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n} \right]. \quad (4)$$

Уравнения (3), (4) позволяют найти основные статические характеристики цикла. Запишем некоторые из них.

Площадь петли гистерезиса

$$\Delta W = \frac{T A_0}{2} \frac{\left\{ (n-1)^2 + 6(n+1) \left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right] \right\}}{\left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right] (n+1)} \quad (5)$$

Уравнение средней линии

$$P_{cp}(y) = \frac{T}{2 \left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right]} \left\{ 1 - \left(1 - \frac{y}{A_0}\right)^n + n \left(\frac{y}{A_0}\right) + \left[2 \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n - (n+1) \right] \left(\frac{y}{A_0}\right)^2 \right\}. \quad (6)$$

Площадь под средней линией (потенциальная энергия)

$$W_{cp} = \frac{T A_0}{8} \frac{\left\{ (n+1)^2 + 4n - 2(n+1) \left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right] \right\}}{\left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right] (n+1)}. \quad (7)$$

Коэффициент рассеяния энергии

$$\psi_{cp} = 4 \frac{\left\{ (n-1)^2 + 6(n+1) \left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right] \right\}}{\left\{ (n+1)^2 + 4n - 2(n+1) \left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right] \right\}}. \quad (8)$$

Эквивалентная жесткость (по методу прямой линеаризации)

$$C^* = \frac{5}{2} \frac{T}{A_0 \left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right]} \left\{ \frac{5+4n}{20} \frac{6}{(n+1)(n+2)(n+3)(n+4)} - \frac{1}{7} \left[(n+1) - 2 \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right] \right\}. \quad (9)$$

Жесткость секущей (через концы петли)

$$C_{сек} = \frac{T}{A_0} \frac{\left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n}{\left[1 - \left(1 - \frac{y_0}{A_0}\right)^n \right]}. \quad (10)$$

Экспериментальные исследования показали, что наиболее близки к истинным значениям жесткости и коэффициента рассеяния параметры C^* и $\psi_{ср}$. Значение тех же параметров амортизатора, определяемых по секущей ($C_{сек}$, $\psi_{сек}$), не могут обеспечить необходимую точность динамических расчетов, особенно при больших амплитудах деформации.

Таким образом, для построения теоретической петли и определения статических характеристик необходимо знать величины n , y_0 , T , связь между которыми может быть найдена из условия

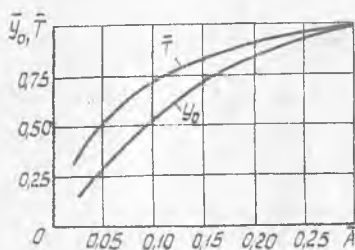
$$P_2(A_0) = P_1(A_0) = P_m = T \frac{(1 - \frac{y_0}{A_0})^n}{1 - (1 - \frac{y_0}{A_0})^{2n}}$$

откуда

$$n = \frac{L_g (1 + \frac{T}{P_m})}{L_g (1 - \frac{y_0}{A_0})} \quad (II)$$

Перейдем ко второй части задачи - нахождению зависимостей параметров петли от исходных параметров материала, учитывая, что при проектировании втулочных амортизаторов в большинстве случаев полностью используются его упругие возможности. Поэтому на резонансном режиме выбирается из всего семейства та петля, в которой реализуется наибольшая амплитуда деформации.

На рис. 2 приводятся экспериментальные зависимости относительных параметров петли $\bar{T} = \frac{T}{T_{0,3}}$ и $\bar{y}_0 = \frac{y_0}{y_{0,3}}$ от относительной амплитуды деформации $\bar{A} = \frac{A_0}{y_H}$ (где $T_{0,3}$, $y_{0,3}$ - значения параметров петли, соответствующие допустимой амплитуде деформации, $A_{0,3}$ ($A_{0,3} = 0,3y_H$), а y_H - предельная деформация элемента из условия его прочности).



Р и с. 2. Зависимость относительных параметров петли гистерезиса от относительной амплитуды деформации

Таким образом, при полном использовании упругих возможностей материала выполняются равенства $T = T_{0,3}$, $y_0 = y_{0,3}$.

Однако при особо тяжелых условиях эксплуатации амортизаторов (большая продолжительность работы, высокие температуры, агрессивные

среды и т.д.) допустимая амплитуда деформации несколько занижается, чтобы обеспечить некоторый запас по натягу и облегчить условия работы упругого элемента. Величина допустимой амплитуды деформации назначается из реальных условий эксплуатации амортизатора. Параметры выбранной петли (T, Y_0) выражаются через параметры $T_{0,3}, Y_{0,3}$, поскольку последние определяют предельные возможности материала и через них устанавливается связь статических характеристик амортизатора с исходными параметрами материала.

Применение анализа размерностей позволяет в наиболее удобной форме выразить функциональные зависимости предельных параметров петли от исходных параметров материала, основными из которых являются:

- ρ_c - плотность материала;
- ρ_3 - плотность заготовки;
- ρ_u - плотность материала проволоки;
- d - внешний диаметр спирали;
- σ - диаметр проволоки;
- t - шаг вытяжки спирали;
- G_{T_u} - предел текучести проволоки;
- E_u - модуль упругости проволоки;
- H_c - высота упругого элемента;
- S - площадь упругого элемента;
- Δ_0 - осевой натяг между элементами;
- Y_g - допустимая деформация элемента.

Общее уравнение для определения параметра $Y_{0,3}$ можно записать

в виде

$$Y_{0,3} = \varphi(\rho_c, \rho_3, \rho_u, d, \sigma, t, G_{T_u}, E_u, H_c, Y_g, \Delta_0). \quad (12)$$

Согласно теореме Букингема это однородное относительно размерности уравнение выражается через безразмерные комплексы входящих в него величин.

Выбрав за основные единицы массу, длину и время и применив метод Рэлея для решения размерных систем, запишем уравнение (12) через безразмерные комплексы:

$$\frac{y_{0,3}}{y_g} = \gamma_1 \left[\left(\frac{\rho_c}{\rho_3} \right)^a \left(\frac{\rho_3}{\rho_u} \right)^b \left(\frac{G_{TV}}{E_u} \right)^c \left(\frac{d}{\sigma} \right)^d \left(\frac{t}{\sigma} \right)^e \left(\frac{t}{y_g} \right)^f \left(\frac{\Delta_0}{y_g} \right)^g \left(\frac{H}{y_g} \right)^n \right] \quad (13)$$

В результате экспериментального анализа установлено, что комплексы, содержащие переменную t , оказывают незначительное влияние на изменение параметра $y_{0,3}$ и поэтому исключаются из уравнения; при этом из условия технологичности упругого элемента шаг вытяжки принимается равным внешнему диаметру спирали.

Разрешив уравнение (13) относительно каждого безразмерного комплекса и определив согласующую постоянную при фиксированных значениях комплексов

$$\begin{aligned} \bar{\rho}_c = \frac{\rho_c}{\rho_u} = 0,25; \quad \bar{\rho}_3 = \frac{\rho_3}{\rho_u} = 0,0625; \quad \bar{G}_{TV} = \frac{G_{TV}}{E_u} = 0,006; \\ \bar{d} = \frac{d}{\sigma} = 10; \quad \bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{y_g} = 0,5, \end{aligned}$$

запишем окончательный результат

$$y_{0,3} = K_1 \bar{G}_{TV} H_c (1,1 + 0,2 \bar{\Delta}_0 - 0,9 \bar{\Delta}_0^2) (0,64 - \bar{\rho}_c) (0,2 - \bar{\rho}_3) (20 + \bar{d}), \quad (14)$$

где $K_1 = 2,02$ согласующая постоянная.

Аналогично находится зависимость $T_{0,3}$ от параметров материала:

$$T_{0,3} = K_2 G_{TV} S (0,8 - 2,3 \bar{\Delta}_0 + 5,4 \bar{\Delta}_0^2) (\bar{\rho}_c - 0,03) (\bar{\rho}_3 + 0,2) (23 - \bar{d}), \quad (15)$$

где $K_2 = 17,6 \cdot 10^{-5}$ - согласующая постоянная.

Зависимости (14), (15) позволяют установить связь статических характеристик амортизатора (8), (9) с исходными параметрами материала, а переход от динамических характеристик к статическим осуществляется известными методами. В частности, для заданных значений коэффициента динамичности на резонансе η_p и резонансной частоты f_p , Гц потребные значения ψ_{cp} и C^* , дан /мм находятся по формулам

$$\left. \begin{aligned} \psi_{cp} &= \frac{2\pi}{\sqrt{\eta_p^2 - 1}}, \\ C^* &\approx \frac{G f_p^2}{250 \left(\frac{1}{\eta_p^2 - 1} + 1 \right)}, \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где G - вес амортизируемого объекта, дан

Рассмотрим один из возможных вариантов расчета втулочного амортизатора на резонансном режиме по этапам:

1) по заданным величинам η_p , f_p , G , используя зависимости (16), определяются статические характеристики $\psi_{ср}$ и G^* ;

2) из решения системы уравнений (8), (9), (10), (11) определяются величины y_0 и T и подставляются в (14), (15);

3) в зависимостях (14), (15) подбираются (из условий эксплуатации, температурного режима, длительности эксплуатации и т.д.) исходные параметры материала и определяются геометрические размеры упругих элементов.

Р.И.Гроссман, В.А.Якубович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МАТЕРИАЛА МР ДЛЯ ГАШЕНИЯ ВИБРАЦИЙ ТРУБОПРОВОДОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Известна высокая демпфирующая способность материала МР, а также исследованы свойства опор и прокладок в опорах из этого материала для трубопроводов летательных аппаратов [1], [2].

Здесь излагаются результаты исследования демпфирующих свойств опор с прокладками из материала МР и двухслойных конструкций (МР с пластмассой и с фторопластом) в применении к трубопроводам поршневых компрессоров, используемых в нефтехимической и газовой промышленности.

Исследования проводились для трубопроводов диаметрами от 100 мм и выше и длинами пролетов между опорами 5-10 м при возмущениях системы трубопровод-опоры в диапазоне частот 10-80 Гц. Выбранные условия исследования определялись статистикой наиболее интенсивных вибраций трубопроводов в промышленности. Измеряемыми параметрами являлись форма волны виброперемещения трубопровода и скорость затухания свободных колебаний.

За меру эффективности демпфирования принимался коэффициент затухания системы трубопровод-опоры-прокладки. Анализировалась зависимость коэффициента затухания от амплитуд колебаний, частот (форм) колебаний и от момента затяжки болтов креплений.

Обработка результатов измерений позволила сделать следующие выводы.