

РУВ с регулятором отвечает всем требованиям, предъявляемым к разгрузочным устройствам и является наиболее эффективным средством разгрузки стола вибростенда.

## Л и т е р а т у р а

1. Белоусов А. И., Токарев И. П., Чегодаев Д. Е. Анализ гидростатических опор как систем регулирования.— В сб.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. Харьков, 1975, с. 53—58.
2. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. М., Машгиз, 1963, 521 с.
3. Грибов М. М. Пневматические амортизаторы для виброзащиты наземной аппаратуры.— Приборы и системы управления, 1970, № 1, с. 25—31.
4. Белоусов А. И., Сидоренко А. А., Чегодаев Д. Е. Методика расчета динамических характеристик активных газостатических опор.— В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.— Тр./Куйбышевский авиационный ин-т, 1978, вып. 5, с. 72—78.

УДК 534.833.524.2

А. А. Сидоренко, Д. Е. Чегодаев

## ДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА АКТИВНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОПОР

Активные газостатические опоры (рис. 1), динамика которых описывается в рамках модели с релаксационным механизмом демпфирования [1], [2], отличаются тем, что имеют экс-

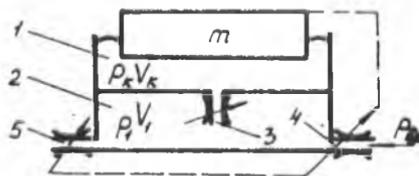


Рис. 1. Принципиальная схема активной газостатической опоры: 1—рабочая камера; 2—демпферная камера; 3—межкамерный дроссель; 4—входной регулятор расхода; 5—выходной регулятор расхода

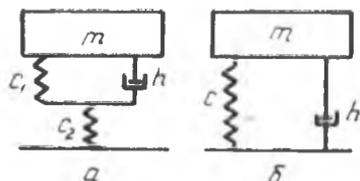


Рис. 2. Динамические модели: а—с релаксационным демпфированием; б—с вязким демпфированием

тремальное значение демпфирования при некоторой частоте возмущения. Это обусловлено наличием релаксационной пружины  $c_2$ , установленной последовательно вязкому демпферу  $h$  (рис. 2, а). Уменьшение демпфирования на частотах выше оптимальных связано с проявлением сжимаемости рабочего газа в камерах опоры, что вызывает снижение доли его расхода, вытесненного через дроссели [3].

Диссипативная составляющая  $D = h$  в динамической реакции газового объема опоры [4] позволяет определить коэффициент сопротивления

$$\bar{h} = c \frac{T_1 (1 - T_4^2 \omega^2) - T_2 (K - T_3^2 \omega^2)}{(1 - T_4^2 \omega^2)^2 + T_2^2 \omega^2}, \quad (1)$$

где  $c = \frac{(a_1 - a_2) b_3}{(b_1 - b_2) b_4} F_k$  — статическая жесткость;

$T_1 = \frac{(b_1 - b_2 - b_3)}{b_3} \frac{\rho_k F_k}{(a_2 - a_1)}$  — постоянная времени опережения;

$T_2 = \frac{1}{b_2 - b_1} \left[ \frac{\rho_1 V_1}{n p_1} + \frac{(b_1 - b_2 - b_3)}{b_4} \frac{\rho_k V_k}{n \rho_k} \right]$  — постоянная времени запаздывания;

$$T_3 = \sqrt{\frac{\rho_k F_k}{b_3 (a_1 - a_2)} \frac{\rho_1 V_1}{n p_1}};$$

$T_4 = \sqrt{\frac{1}{(b_1 - b_2) b_4} \frac{\rho_1 V_1}{n p_1} \frac{\rho_k V_k}{n \rho_k}}$  — постоянные времени;

$K = K_1 - K_2$  — коэффициент усиления обратной механической связи;

$$K_1 = \frac{u_1 r_1}{a_1 - a_2}; \quad K_2 = \frac{u_2 r_2}{a_1 - a_2};$$

$\rho$  — плотность;  $F_k$  — площадь камеры;  $V_1$  и  $V_k$  — объемы демпферной и рабочей камер;  $n$  — показатель адиабаты;  $p_1$  и  $p_k$  — давление в демпферной и рабочей камерах;

$$u_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial R_1}; \quad u_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial R_2}; \quad r_1 = \frac{\partial R_1}{\partial x}; \quad r_2 = \frac{\partial R_2}{\partial x}; \quad a_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial x};$$

$$a_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial x}; \quad b_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial p_1}; \quad b_2 = \frac{\partial M_{вых}}{\partial p_1}; \quad b_3 = \frac{\partial M_d}{\partial p_1}; \quad b_4 = \frac{\partial M_d}{\partial p_k};$$

$x$  — относительное перемещение объекта;  $M_{вх}$ ,  $M_{вых}$ ,  $M_d$  — входной, выходной и межкамерный массовые расходы;  $R_1$ ,  $R_2$  — перемещения входного 4 и выходного 5 (рис. 1) регуляторов расхода соответственно.

По полученному выражению (1) построены зависимости коэффициента сопротивления  $\bar{h} = h/c$  от частоты возмущения  $\omega$  (рис. 3), из которых видно слабое изменение коэффициента

демпфирования на низких частотах. При достижении некоторого значения частоты зависимость коэффициента демпфирования резко падает, асимптотически приближаясь к оси абсцисс. Здесь можно отметить, что на низких частотах демпфирование пропорционально скорости (аналогично известной модели Кельвина (рис. 2, б), а на высоких частотах оно близко к нулю. Частота, на которой происходит уменьшение коэффициента сопротивления до нуля, зависит от параметров опоры  $T_1 \omega_0$ ,  $T_3/T_1$ . Следовательно, настройка системы на желательный режим демпфирования возможна варьированием этих параметров. Из зависимости демпфирования  $D = D/c$  от частоты возмущения  $\omega$  (рис. 4) видно, что демпфирование

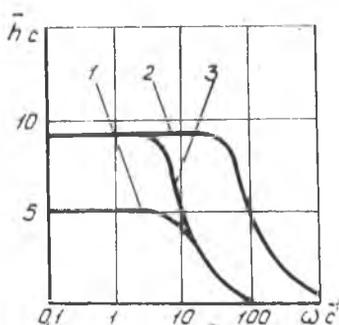


Рис. 3. Зависимость коэффициента сопротивления  $\bar{h}$  от частоты возмущения  $\omega$  при различных значениях параметров опоры: 1 —  $T_3/T_1 = 0,1$ ,  $T_2/T_1 = 0,5$ ,  $T_1 \omega_0 = 1$ ,  $T_4/T_3 = 0,5$ ; 2 —  $T_3/T_1 = 0,1$ ,  $T_2/T_1 = 0,4$ ,  $T_1 \omega_0 = 1$ ,  $T_4/T_3 = 0,445$ ; 3 —  $T_1 \omega_0 = 10$ ,  $T_2/T_1 = 0,4$ ,  $T_3/T_1 = 0,1$ ,  $T_4/T_3 = 0,445$

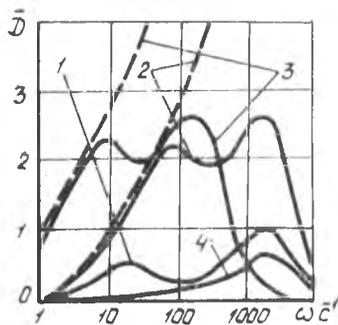


Рис. 4. Зависимость демпфирования  $\bar{D}$  от частоты возмущения  $\omega$ : 1 —  $T_3/T_1 = 0,1$ ,  $T_2/T_1 = 0,5$ ,  $T_1 \omega_0 = 1$ ,  $T_4/T_3 = 0,5$ ; 2 —  $T_3/T_1 = 0,1$ ,  $T_2/T_1 = 0,4$ ,  $T_1 \omega_0 = 1$ ,  $T_4/T_3 = 0,445$ ; 3 —  $T_1 \omega_0 = 10$ ,  $T_2/T_1 = 0,4$ ,  $T_4/T_3 = 0,445$ ; 4 —  $T_3/T_1 = 0,1$ ,  $T_2/T_1 = 0,9$ ,  $T_1 \omega_0 = 1$ ,  $T_4/T_3 = 0,675$

имеет максимальные значения, величина и расположение которых определяются параметрами системы. На графике для сравнения пунктиром приведены зависимости вязкого демпфирования от частоты при тех же значениях параметров. Видно, что до определенных частот обе модели дают близкие результаты. Однако с ростом частоты влияние демпфера ослабляется релаксационной пружиной  $c_2$ , а при достижении определенной частоты демпфер отключается. Следует отметить существование «провала» характеристики  $D(\omega)$  при  $0,1 < T_2/T_1 <$

$< 0,7$  и  $T_3/T_1 < 0,3$ . Это происходит в частотном диапазоне, соответствующем промежуточной зоне нечувствительности динамической жесткости  $\bar{c}_{упр} = c_{упр}/c$  к изменению частоты  $\omega$

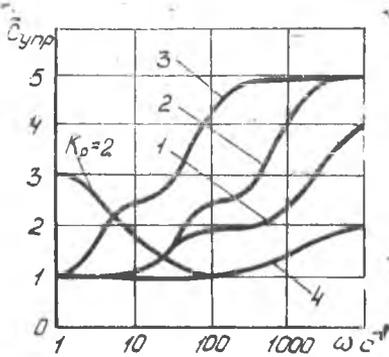


Рис. 5. Зависимость динамической жесткости  $\bar{c}_{упр}$  от частоты возмущения  $\omega$

(рис. 5), определяемой жесткостью изолированной (непроточной) двухкамерной поршневой системы. Появление промежуточной зоны нечувствительности  $c_{упр}(\omega)$  определяется соотношением расходов дросселирующих элементов опоры и их чувствительностью к частоте возмущения [4].

Анализ зависимостей демпфирующих характеристик опоры от ее параметров, дающих полную информацию о поведении системы при вибрационных и удар-

ных нагрузках, проводится с помощью передаточной функции разомкнутой системы [4]. Условие максимума демпфирования определяется из соотношения  $\frac{dD}{d\omega} = 0$ , которое выполняется при

$$[T_1(1 - T_4^2 \omega^2) - T_2(K - T_3^2 \omega^2)]\{T_4^4 \omega^4 - (T_2^2 - 2T_4^2) \times \omega^2 - 3\} = 0. \quad (2)$$

Если  $T_1 = KT_2$  и  $T_2/T_1 = T_4/T_3$ , то система находится на границе устойчивости. Демпфирование в данном случае равно нулю при любых значениях  $\omega$ . При соблюдении условий устойчивости  $T_1 \approx KT_2$  и  $T_2/T_1 > T_4/T_3$  оптимальная частота, соответствующая максимуму демпфирования, определяется при решении уравнения, расположенного в фигурных скобках равенства (2), относительно  $\omega$ :

$$\omega = \frac{\sqrt{\left(\frac{T_2^2}{T_1^2} - 2\frac{T_3}{T_1}\frac{T_4}{T_3}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{T_2^2}{T_1^2} - 2\frac{T_3}{T_1}\frac{T_4}{T_3}\right)^2 + 12\frac{T_3}{T_1}\frac{T_4}{T_3}}}{\sqrt{2T_1}\frac{T_3}{T_1}\frac{T_4}{T_3}} \quad (3)$$

После подстановки выражения (3) в уравнение (1), с учетом  $D = h\omega$ , получается выражение

$$D_{\max} = c \frac{\sqrt{A + \sqrt{A^2 + 12 B^2}}}{\sqrt{2} B} \times \\ \times \frac{[2 B^2 (1 - K T_2/T_1) + [(T_2/T_1) (T_3/T_1)^2 - B] (A + \sqrt{A^2 + 12 B^2})]}{2 [4 B^2 + A (A + \sqrt{A^2 + 12 B^2})]}$$

$$\text{где } A = \frac{T_2^2}{T_1^2} - 2 \frac{T_3^2}{T_1^2} \frac{T_4^2}{T_3^2}, \quad B = \frac{T_3^2}{T_1^2} \frac{T_4^2}{T_3^2},$$

из которого можно видеть, что диссипативная составляющая динамической жесткости активных газовых опор определяется параметрами

$$T_2/T_1, T_3/T_1, T_4/T_3.$$

В работе [4] значение оптимального демпфирования получено минимизацией максимума амплитудно-частотной характеристики активной опоры при кинематическом возмущении. Приведены зависимости коэффициента передачи  $R(\omega)$  объекта при условии оптимального демпфирования системы

$$R_{\text{опт}}(\omega) = \frac{1 + K \frac{T_4^2}{T_3^2}}{1 - K \frac{T_4^2}{T_3^2}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{2 T_1^2 \omega^2 \frac{T_3^2}{T_1^2}}{1 + K \frac{T_4^2}{T_3^2}}\right)^2 \frac{2 T_1^2 \omega^2}{K \left(1 + K \frac{T_4^2}{T_3^2}\right)}}{\left(1 + \frac{2 T_1^2 \omega^2 \frac{T_3^2}{T_1^2}}{1 + K \frac{T_4^2}{T_3^2}}\right)^2 + \frac{2 T_1^2 \omega^2 \left(1 + K \frac{T_4^2}{T_3^2}\right)}{K \left(1 - K \frac{T_4^2}{T_3^2}\right)^2} \left(1 - \frac{2 K \frac{T_2^2}{T_1^2}}{1 + K \frac{T_4^2}{T_3^2}}\right)^2}} \quad (4)$$

и безразмерной частоты

$$\omega_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{2 K}{1 + K \frac{T_4^2}{T_3^2}}}, \quad (5)$$

где  $\omega_0$  — собственная частота объекта.

Полученные выражения (4) и (5), как видно, зависят от параметров  $T_2/T_1$ ,  $T_3/T_1$ ,  $T_4/T_3$ ,  $T_1\omega_0$ , т. е. отношения постоянных времени системы в целом определяют выбор обозначенных характеристик при максимальном демпфировании.

Как следует из расчетов по выражениям (3) и (5) для оптимальных частот, максимум коэффициента сопротивления

демпфера в общем случае не совпадает с максимумом демпфирования в системе при кинематическом возмущении. Это объясняется определением минимума максимального значения резонансной характеристики не только величиной демпфирования, но и собственной частотой системы.

Из вышеотмеченного следует, что расчет демпфирующих характеристик в активных пневматических опорах необходимо проводить с учетом специфики их динамического состояния, свойственной системам с релаксационным демпфированием. Суть данной специфики заключается в нахождении границ частотного диапазона демпфирования вязким трением, определяемых параметрами  $T_2/T_1$ ,  $T_3/T_1$ ,  $T_4/T_3$ ,  $T_1 \omega_0$ , за которыми происходит уменьшение его величины до нуля. Максимальное значение коэффициента передачи опоры не определяется максимумом диссипативной составляющей, а зависит еще и от собственной частоты системы.

## Л и т е р а т у р а

1. *Чегодаев Д. Е., Белоусов А. И.* Гидростатические опоры как гасители колебаний.— В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. КуАИ, 1974, вып. 67, с. 196—204.
2. *Ruzicka Jerome E.* Active vibration and shock isolation. SAE. Preprints, s. a. № 680747 (рус. пер. Активные виброзащитные системы. Э. И. «Испытательные приборы и стенды». 1969, № 10, реф. 59, с. 14—25).
3. *Чегодаев Д. Е.* Оптимизация демпфирующих свойств газостатических опор.— В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. КуАИ, 1977, вып. 4, с. 105—109.
4. *Белоусов А. И., Сидоренко А. А., Чегодаев Д. Е.* Методика расчета динамических характеристик активной пневмоопоры.— В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. КуАИ, 1978, вып. 5, с. 72—78.

УДК 629.7.036.5—522.001.4

**В. П. Шорин, В. Я. Свербилов**

## **КОСВЕННЫЙ МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

В связи с трудностью построения расчетных моделей устройств и систем гидроавтоматики аналитические способы определения их динамических характеристик не обладают удов-