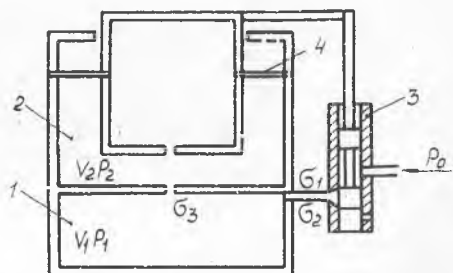


А.А.Сидоренко, А.И.Крюков

ДИНАМИКА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ С СЕРВОУПРАВЛЕНИЕМ

Проведенные исследования по разработке упругих опор вибрационных машин [1], [2] позволили выявить ряд преимуществ пневматических опор с регулятором уровня по сравнению с винтовыми цилиндрическими пружинами. Установлено, что пневматические опоры с регулятором уровня более долговечны, бесшумны в работе, значительно снижают длительность и величину резонансных колебаний при переходных процессах, обеспечивают постоянство уровня и возможность создания на их базе унифицированной подвески для вибрационных машин.

В литературе отсутствуют исследования, посвященные анализу демпфирующих характеристик пневматических опор с регулятором уровня золотникового типа (рис. 1).



Р и с. 1. Принципиальные схемы пневматических виброизоляторов с сервомеханизмом

Исследовались три основные схемы таких опор. В первой схеме управляющий сигнал от регулятора поступал в камеру нагнетания, во второй схеме - в рабочую камеру. Третья схема отличалась от первой отсутствием демпферной камеры.

Во всех трех схемах виброизоляция осуществлялась за счет "воздушной пружины", которая могла быть весьма "мягкой" и обеспечивать низкую собственную частоту системы. Демпфирование в них обеспечивалось в основном за счет перетекания сжатого воздуха из рабочей камеры 2 через демпферное отверстие σ_3 в демпферную камеру 1 и обратно, а также за счет частичного перетекания воздуха через входные окна сервомеханизма 3 σ_1 и σ_2 . Требуемый уровень поддерживается сервомеханизмом 3, который в зависимости от веса виброизолируемого объекта созда-

ет определенное соотношение между σ_1 и σ_2 и, следовательно, требуемое давление в камерах, которое, как правило, меньше давления питания.

Известно, что для обеспечения устойчивой работы пневматической системы ширина впускных и выпускных каналов золотникового регулятора не должна превышать сотых долей миллиметра, что практически трудно осуществимо.

При исследовании вышеупомянутых схем виброизоляции нами применялись золотниковые регуляторы 3 (рис. 1) с крутой характеристикой нелинейного вида и с каналами круглого сечения, которые более технологичны по сравнению с плоскими щелями.

Для описания физических процессов, происходящих в системе виброизоляции, выполненной по первой схеме, были использованы следующие уравнения:

$$m\ddot{x}_1 = p_2 S - F - p_3 S; \quad (1)$$

$$RT dQ_1 - RT dQ_2 - RT dQ_3 = V_1 dp_1; \quad (2)$$

$$RT dQ_3 = p_2 dV_2 + V_2 dp_2; \quad (3)$$

$$dQ_1 = G_1 dt = \mu \sigma_1 \sqrt{\frac{2}{RT}} \sqrt{p_1 (p_0 - p_1)} dt, \quad (4)$$

$$dQ_2 = G_2 dt = \mu \sigma_2 \sqrt{\frac{2}{RT}} \sqrt{p_3 (p_1 - p_3)} dt; \quad (5)$$

$$dQ_3 = G_3 dt = \frac{B_2}{2RT} (p_1^2 - p_2^2) dt, \quad (6)$$

- где
- m - масса изолируемого объекта;
 - F - усилие, действующее на систему виброизоляции;
 - S - площадь мембранного блока 4;
 - R - газовая постоянная;
 - T - температура окружающей среды ($T = 293^{\circ}\text{K}$);
 - V_1, V_2 - объемы соответственно демпферной и рабочей полостей;
 - p_0, p_1, p_2 - давления в магистрали демпферной и рабочей полостях;
 - p_3 - атмосферное давление;
 - Q_1, Q_2, Q_3 - весовое количество воздуха, поступающее из магистрали в демпферную камеру и удаленное при истечении из демпферной полости в атмосферу и из демпферной полости в рабочую соответственно;

- G_1 - расход воздуха из магистрали в демпферную полость, из демпферной полости в атмосферу и из рабочей полости в демпферную;
 μ - коэффициент расхода;
 σ_1 и σ_2 - сечения регулирующего окна сервомеханизма;

$$\sigma_2 = z^2 \arccos \frac{z-x_0}{z} - (z-x_0) \sqrt{x_0(2z-x_0)}, \quad x_0 = x_1 - x_2;$$

x_1 и x_2 - перемещения изолируемого объекта и основания системы виброизоляции;

k - показатель адиабаты ($k = 1,4$);

β_2 - коэффициент потерь на трение.

Уравнения (1) - (6) составлены при следующих допущениях:

изменение состояния воздуха в полостях системы виброизоляции происходит изотермически при постоянной температуре, равной температуре окружающей среды;

истечение воздуха из магистрали в полости системы виброизоляции и из полостей в атмосферу происходит изохорически ($\rho = const$) [3]; течение газа через соединение между полостями системы виброизоляции рассматривается как полностью сформировавшийся ламинарный поток с пренебрежимо малыми изменениями вязкости;

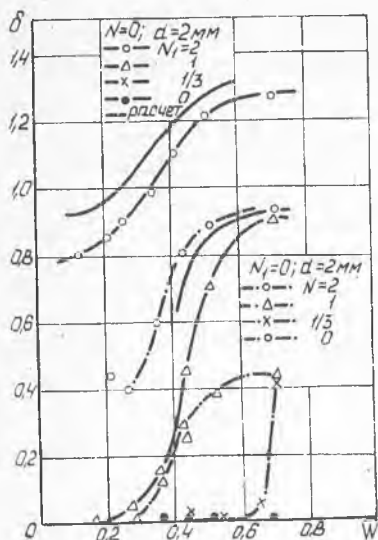
параметры воздуха в магистрали принимаются постоянными.

Система нелинейных дифференциальных уравнений (1) - (6) была решена на ЭЦВМ "НАИРИ-К" для больших перемещений изолируемого объекта при принятых исходных параметрах с учетом их влияния на динамические характеристики системы виброизоляции. Результаты решения выводились на двухкоординатное регистрирующее устройство для записи переходных процессов системы, по которым строились графики зависимости декрементов колебания σ от коэффициента нагруженности \bar{W} (рис. 2).

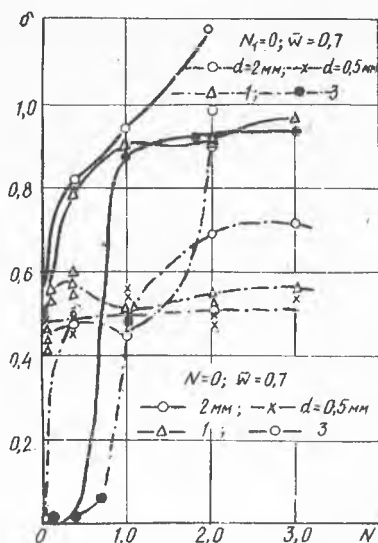
Решение уравнений, описывающих систему виброизоляции по второй схеме, полученное для малых и больших перемещений изолируемого объекта, приведено в работах [4], [5].

При испытаниях в опорах менялись диаметр $d = 0,5 - 3,2$ мм демпферных отверстий, соединяющих рабочую и демпферную камеры, и величина отношения объемов рабочей и демпферной камер N , рабочей камеры и камеры нагнетания N_1 .

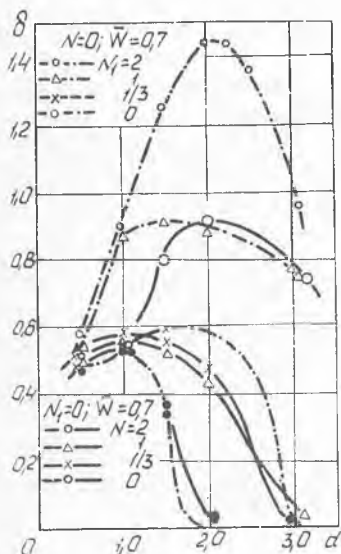
Из графиков видно, что зона устойчивого режима работы пневматической опоры по первой схеме увеличивается по сравнению со второй схемой.



Р и с.2. Зависимость декремента колебания от коэффициента нагруженности \bar{w} при $d = 2$ мм, $N_1 = 0$



Р и с.3. Зависимость декремента колебания δ от величины отношения объемов рабочей демпферной камер N и камеры нагнетания N_1



Р и с.4. Зависимость декремента колебания δ от диаметра дросселя d при $N = 0$

Таким образом, опора по первой схеме может работать при более низком коэффициенте нагруженности \bar{w} . На рис. 3 показаны зависимости декремента колебания δ от величин N и N_1 соответственно. Видно, что при малых диаметрах дросселя с увеличением значения N и N_1 опоры по первой и второй схемам идентичны, а при

больших значениях диаметра дросселя декремент колебания δ в опоре по первой схеме несколько выше. На рис. 4 дана зависимость декремента колебания δ от диаметра дросселя d , соединяющего рабочую и демпферную камеры по второй и первой схемам.

Таким образом, из рассмотренных конструктивных схем виброизоляторов более эффективной является первая, имеющая наименьшее время переходного процесса и наименьший коэффициент передачи на резонансе. Для этой системы автоматического регулирования (САР) изменение коэффициента регулирования $K_{рег}$ в широких пределах не оказывает существенного влияния на ее динамические характеристики, изменение нагрузки лишь незначительно изменяет динамические характеристики САР.

Л и т е р а т у р а

1. Степанов Л.П., Ревзин Г.А. Пневматическая опора для грохотов. - В сб.: Вибрационная техника. М., 1968.
2. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник. М., "Машиностроение", 1970.
3. Березовец Г.Т. и др. О допустимых упрощениях при расчете пневматических регуляторов. - "Приборостроение", 1957, № 4.
4. Григанов А.С. и др. Исследование динамики пневматической системы виброизоляции с сервоуправлением. - В сб.: Автоматизация исследования динамики машин. М., "Наука", 1973.
5. Cavanaugh R.D. Air suspensions and servo-controlled isolation systems. Shock and vibration handbook. v.2, ch 33. N.V., McGraw Hill. 1961.

И.П.Токарев, Д.Е.Чегодаев

НЕЛИНЕЙНОЕ ДЕМПИРОВАНИЕ И АВТОКОЛЕБАНИЯ В ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВАХ

Газостатические опоры находят применение как средства виброизоляции оборудования и генерирования полезных вибраций [1], [2]. При этом эффективность их работы определяется динамической реакцией $S_{дин}$, учитывающей жесткостные и демпфирующие свойства опоры.