УДК 531

ВИБРОЗАЩИТА СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ НИЗКОЧАСТОТНОМ ВОЗМУЩАЮЩЕМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Г.А. КУРИЛЕНКО, доктор техн. наук, профессор
Г.С. ЮРЬЕВ, доктор техн. наук, профессор
А.А. РЫКОВ, канд. техн. наук, доцент
(*НГТУ, г. Новосибирск*)

Статья поступила 9 октября 2012 года

Рыков А.А. – 630092, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20, Новосибирский государственный технический университет, e-mail: teormech@ngs.ru

Рассмотрена возможность виброзащиты изделия с помощью параллельно соединенных пневмодемпфера и упругого элемента квазинулевой жесткости, расположенных между изделием и вибрирующим основанием.

Построены графики изменения коэффициентов ускорения и перемещения объекта в зависимости от частоты колебания основания. Показано, что варьируя параметрами демпфера, можно достичь практически полной виброизоляции изделия при низких частотах колебания основания.

Ключевые слова: виброзащита, пневмодемпфер, частота колебаний.

В работе станочного оборудования повышенной точности нередко встречаются помехи в виде виброперегрузок или виброперемещений, возникающих вследствие движения транспорта, работы некоторых виброактивных машин. Такие помехи затрудняют контроль и снижают точность измерительных операций в процессе изготовления элементов высокоточных приборов, например, оптических линеек и шкал, интегральных микросхем, микрометрических винтов, валков прокатных механизмов в бумагоделательном производстве и т. д.

Известно, что применение упругих опор для установки обрабатывающего оборудования на фундаменте позволяет снизить действующие в них перегрузки. Прогрессивным направлением является использование нелинейных упругих подвесов с квазинулевой жесткостью [1,2]. В составе таких подвесов могут применяться демпфирующие элементы, присоединяемые параллельно упругим опорам. В качестве универсального, малогабаритного и недорогого устройства предлагается двухкамерный пневматический демпфер. Конструктивно – это цилиндро-поршневая пара (рис. 1), поверхности скольжения – алюминий с микроплазменной обработкой и коэффициентом трения около 0,002.

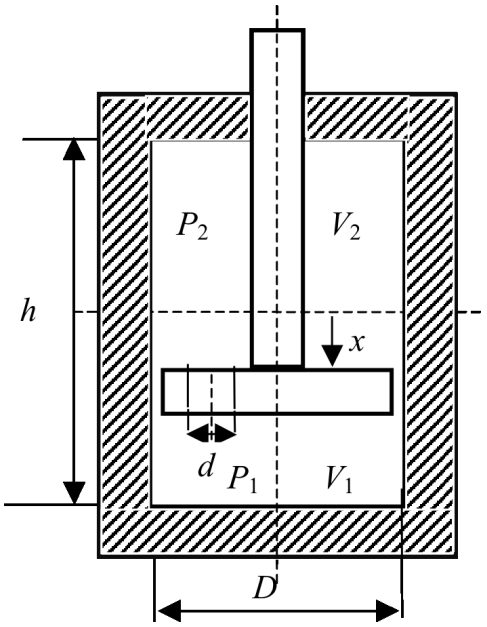

Рис. 1. Расчетная схема пневмодемпфера

Представим алгоритм вычисления демпфирующей силы. Пусть корпус неподвижен, а перемещение поршня определяется координатой x, которая отсчитывается от среднего положения корпуса. Давление в обеих полостях в начальный момент одинаково и равно атмосферному. Предположим, что смещение поршня происходит таким образом, что объем V_1 нижней полости уменьшается, а объем V_2 верхней полости

увеличивается ($P_1 > P_2$). На поршень, а значит, и на шток действует сила сопротивления

$$F_d = (P_1 - P_2)S_1, \quad (1)$$

где $S_1 = \pi D^2/4$ – площадь поршня (без учета сечения штока); P_1 и P_2 – первоначальные давления в верхней и нижней полости соответственно. Сила F_d при перемещении поршня совершает работу. Заметим, что без перетекания воздуха из одной полости в другую демпфер работал бы как пружина без гашения колебания. Наличие отверстия для перетекания воздуха создает гистерезисный эффект.

При перемещении штока с поршнем из некоторого текущего положения на dx объем нижней полости уменьшается на величину S_1dx, а верхней полости увеличивается на такую же величину. Первоначальное давление P_1 и объем V_1 нижней полости связаны с новыми давлением $\tilde{P}_1$ и объемом $\tilde{V}_1$ (пока без учета перетекания воздуха) соотношением

$$P_1 V_1^n = \tilde{P}_1 \tilde{V}_1^n, \quad (2)$$

где n – показатель политропы. С учетом того что $\tilde{V}_1 = V_1 - S_1 dx$, из (2) следует

$$\tilde{P}_1 = P_1 / (1 - S_1 dx / V_1)^n.$$

Записав соотношение (2) для первоначальных P_2, V_2 и новых $\tilde{P}_2$, $\tilde{V}_2$ давлений и объемов верхней полости и учитывая, что $\tilde{V}_2 = V_2 + S_1 dx$, получим

$$\tilde{P}_2 = P_2 / (1 + S_1 dx / V_2)^n.$$

При $\tilde{P}_1 > \tilde{P}_2$ воздух из нижней полости начнет перетекать в верхнюю полость. Весовой расход воздуха Q за время dt вычисляется по формулам газовой динамики [3]. Учитывая количество воздуха Q, которое перетекло за время dt, откорректируем $\tilde{P}_1$ и $\tilde{P}_2$ к началу следующего шага. Через время dt количество воздуха Q в обеих полостях за счет перетекания будет определяться выражениями

$$\tilde{G}_1 = G_1 - Q; \quad \tilde{G}_2 = G_2 + Q.$$

Соответственно изменяются удельные веса, γ_1, γ_2 воздуха в нижней и верхней полостях и давления воздуха в них $\tilde{P}_1$ и $\tilde{P}_2$. Эти откорректированные давления обозначим $P_{1н}$ и $P_{2н}$:

$$P_{1н} = \tilde{P}_1 [\tilde{G}_1 / (\tilde{G}_1 + Q)]^n;$$

$$P_{2н} = \tilde{P}_2 [\tilde{G}_2 / (\tilde{G}_2 - Q)]^n. \quad (3)$$

Сила сопротивления F_d в момент времени t определяется по выражению (1), где вместо P_1 и P_2 берутся их откорректированные значения $P_{1н}$ и $P_{2н}$ по (3). Затем расчет повторяется для нового приращения аргумента dt.

Таким образом, задав параметры демпфера и закон движения поршня, можно по приведенному алгоритму вычислить силу F_d, а значит, и работу, совершаемую этой силой за цикл колебаний.

Представим пример моделирования демпфера для осциллятора при стационарных колебаниях с частотой p и амплитудой h_1:

$$x = h_1 \sin pt.$$

Зададим параметры демпфера: высота демпфера h = 8,6 см, диаметр демпфера D = 4,3 см, диаметр пропускного отверстия d = 0,125 см. Рассеивающая способность такого пневмодемпфера на частоте ν = 0,3 Гц с амплитудой h_1= 3,5 см представлена на рис. 2 в виде петли гистерезиса.

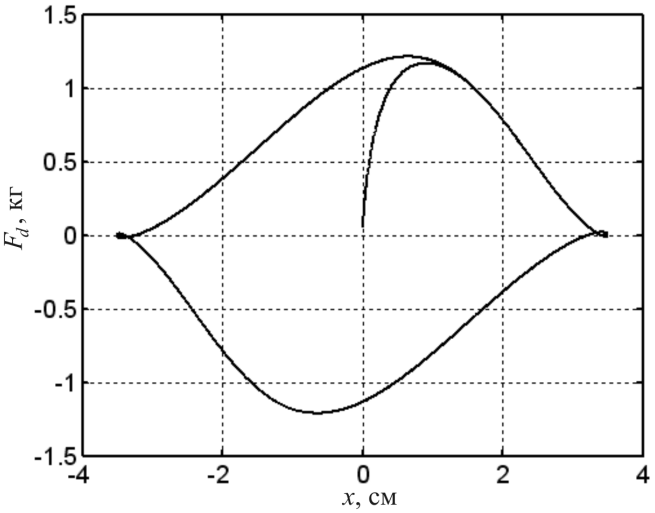

Рис. 2. Петля гистерезиса

Дифференциальное уравнение движения защищаемого объекта при кинематическом воздействии основания имеет вид

$$m\ddot{x} + F_d(x, \dot{x}) + F_y(x) = mA_e p^2 \cos(pt + \alpha), \quad (4)$$

где A_e – амплитуда колебаний основания; F_y – упругая сила подвеса; p – круговая частота колебаний основания; m – масса защищаемого объекта. Характеристика упругой силы малой жесткости задавалась в виде

$$F_y(x) = 0{,}5x + 0{,}015x^3. \quad (5)$$

Уравнение (4) решалось численно пошаговым интегрированием.

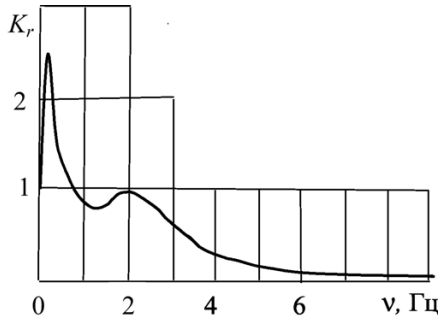

Рис. 3. Зависимость коэффициента ускорения от частоты колебания основания

На рис. 3 показано изменение коэффициента ускорения $K_r = a_{абс} / a_{осн}$ от частоты колебания υ основания: $a_{абс}$ – абсолютное ускорение на объекте; $a_{осн}$ – амплитуда ускорения основания. При этом масса объекта равнялась 120 кг, амплитуда колебания основания – 2 см.

При тех же параметрах демпфера и возмущающего воздействия построена зависимость коэффициента перемещения объекта $K_x = x / A_e$ от частоты колебания υ основания (рис. 4).

Отметим следующие особенности полученных графиков:

1) при $\nu > 5$ Гц получена практически полная виброизоляция объекта. Но следует отметить, что при $\nu > 10$ Гц перетекание воздуха в демпфере практически прекращается (воздух не успевает перетекать) и демпфер теряет работоспособность (превращается в упругую пружину);

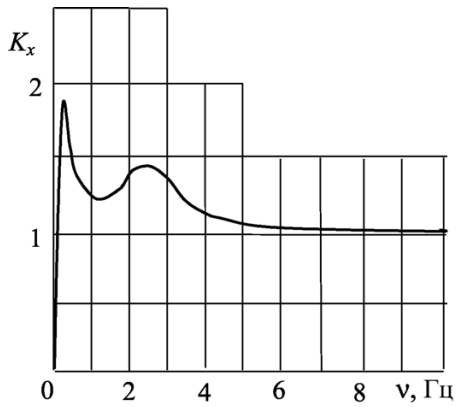

Рис. 4. Зависимость коэффициента перемещения от частоты колебаний основания

2) при $\nu < 5$ Гц получены два резонансных пика, которые необходимо учитывать при эксплуатации демпфера. Эти пики можно смещать из рабочего диапазона частот за счет изменения коэффициентов в упругой характеристике (5).

Таким образом, проведенные исследования показали, что при конкретных значениях m, F_y, A_e, ν можно рассчитать параметры демпфера, обеспечивающего практически полную виброизоляцию объекта при относительно низких частотах возмущающего воздействия. Предложенный пневмодемпфер имеет преимущества по сравнению с другими демпфирующими устройствами, в частности, он конструктивно проще и удобней в эксплуатации.

Список литературы

1. *Юрьев Г.С.* Виброизоляция прецизионных устройств. – Новосибирск: ИЯФ СО РАН, 1989. Препринт 89–146. – 15 с.

2. *Рыков А.А., Юрьев Г.С., Ненев Ю.В.* Выбор нелинейно-упругих и демпфирующих элементов нелинейной виброзащитной системы // Вестник машиностроения. – 2005. – № 11. – С. 79–81.

3. *Справочник машиностроителя* / под ред. Н.С. Ачеркана. Т. 2. – М.: Машгиз. 1960. – 740 с.

Vibroprotection of machine tool equipment at low-frequency influence

G.A. Kurilenko, G.S. Yurev, A.A. Rykov

The vibroprotection possibility of machine tool equipment by pneumatic damper and low rigid elastic element, parallel joint and placed between a product and oscillating foundation, is investigated. The diagrams of coefficients of acceleration and transference of a product in dependence on oscillation frequency are shown. It is shown that changing of damper parameters it is possible receive practical full vibroprotection of a product at low frequencies of the basis.

Key words: vibroprotection, pneumatic damper, oscillating frequency.