

УДК 681.8

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЯЕМОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА

Косенков П. В., Макарьянц Г. М.

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), г. Самара

Работа посвящена проблеме снижения уровня вибрации промышленного оборудования при помощи пневматических систем с активным управлением. Основными преимуществами данных систем в сравнении с пассивной виброзащитой являются большая эффективность гашения входных возмущений и более широкий рабочий диапазон частот.

Тем не менее, создание системы активной виброизоляции подразумевает правильный выбор управляющего алгоритма и точную его настройку. Авторы провели моделирование активной системы виброизоляции и сравнили её с исходной пассивной в плане эффективности гашения усилий.

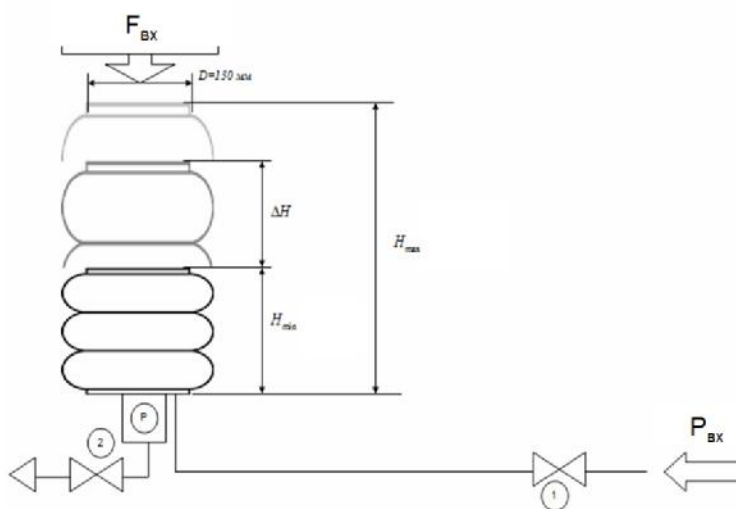


Рис. 1. Расчётная схема системы виброизоляции

Для её построения в пакете MATLAB Simulink были использованы следующие уравнения:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} m = F_{\text{вх}} + mg + S_{\text{эф}} (P_0 - P) - kx - c \frac{dx}{dt}, \quad (1)$$

$$\frac{d^2 y}{dt^2} M = Ma + kx + S_{\text{эф}} P_0 - k_0 y - c_0 \frac{dy}{dt}, \quad (2)$$

$$\frac{dP}{dt} * \frac{h_0 - x}{kRT} = G_1 - G_2 + \frac{dx}{dt} * P * \frac{S_{\text{эф}}}{RT}. \quad (3)$$

Уравнение (1) описывает поведение груза массой m , колеблющегося под воздействием внешней силы F , изменяющейся по синусоидальному закону, на пневматическом сильфоне с жёсткостью k и кинематической вязкостью c . Для сравнительных расчётов были выбраны усилие с амплитудой $F_0 = 660$ Н и частотой 50 Гц, груз массой 9,2 кг, а жёсткость и кинематическая вязкость пневматического сильфона были измерены на реальном образце. Пневматический элемент модели

упрощённо представлен в виде цилиндра с эффективной площадью основания $S_{эф}$ и статической высотой h_0 , изменяющейся в процессе колебаний на величину X .

Уравнение (2) было введено для расчёта виброскорости и виброускорения опоры системы массой M . Данный дополнительный расчёт позволит сравнить расчёты с экспериментальными результатами.

Уравнение (3) увязывает расход воздуха через впускной [1] и выпускной [2] клапаны с изменением давления в сиффоне. Расходы G_1 и G_2 рассчитываются с учётом характера течения газа в клапане соответственно выбираемому входному давлению, а также пропускному сечению используемых клапанов.

Управляющим сигналом в случае релейного алгоритма является первая производная давления по времени. Если производная положительна (давление в пневматической полости растёт), то клапан 1 на входном на входном канале закрывается, открывается клапан 2 на выпускном канале. Если производная отрицательна (давление падает), выполняются обратные действия.

В конечном счёте эффективность работы активной системы виброизоляции сравнивалась с пассивной при аналогичных габаритах и жёсткости пневматической полости.

На рисунках 2 и 3 представлены результаты данного сравнения.

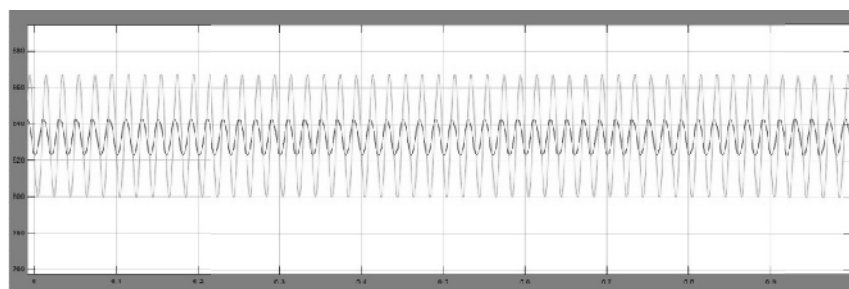


Рис. 2. Сравнение усилий на опоре активной (толстая линия) и пассивной (тонкая линия) систем

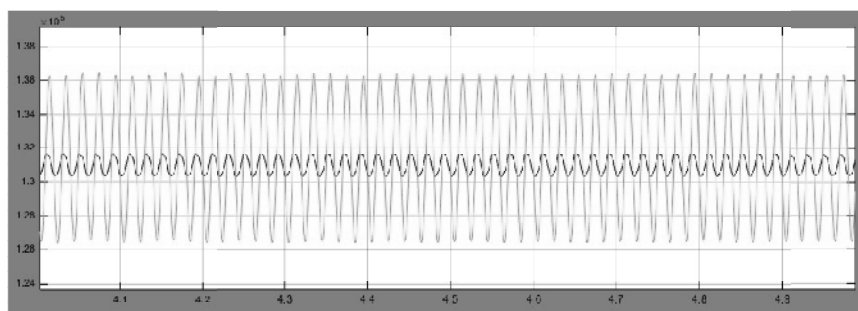


Рис. 3. Сравнение давлений в пневматической полости для активной (толстая линия) и пассивной (тонкая линия) систем

Из рисунка 2 видно, что применение активной системы виброизоляции позволило снизить амплитуду передаваемого на опору усилия в 2,5 раза.

Из рисунка 3 видно, что при включении активной системы амплитуда колебаний давления в пневматической полости падает в 5 раз.

Таким образом, в работе проведено моделирование активной системы виброизоляции на базе пневматического элемента (полости), сняты её динамические характеристики и проведено сравнение с пассивной системой виброизоляции.