

УДК 534.833.524.2

**РАСЧЕТ НА ПЭВМ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ
ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Б.С. САЖИН, О.С. КОЧЕТОВ, А.В. ШЕСТЕРНИНОВ, Т.Д. ХОДАКОВА

(Московский государственный текстильный университет им.А.Н. Косыгина,
Ульяновский государственный технический университет)

Преимуществами пневматических систем виброизоляции технологического оборудования являются: низкая собственная частота колебаний, высокая эффективность виброизоляции и возможность поддержания постоянного уровня оборудования относительно фундамента за счет наличия обратной связи по перемещению.

По результатам исследователей [1...5] выявлено, что при установке текстильного оборудования на пневматические виброизоляторы снижаются динамические нагрузки на перекрытие и в ряде механизмов станка. Так, например, при установке ткацкого станка типа АТПР на пневматические виброизоляторы кроме снижения динамических нагрузок в некоторых механизмах станка уменьшается также и мощность, потребляемая электродвигателем.

(АПВ), представленных в [5], с новым регулятором уровня (рис.1). Введем следующие условные обозначения: m – расчетная масса, кгс; F – эффективная площадь чувствительного элемента, m^2 ; V_2 – объем рабочей камеры, m^3 ; V_4 – объем дополнительной камеры, m^3 ; $d_{1,2}$ – диаметр входного дросселя, m ; $d_{2,3}$ – диаметр выходного дросселя, m ; $d_{2,4}$ – диаметр межкамерного капилляра, m ; l – длина межкамерного капилляра, m ; $S_{1,2}$ – эффективный зазор входного дросселя, m ; $S_{2,3}$ – эффективный зазор выходного дросселя, m ; P_1 – давление питания, Па; P_2 – давление в рабочей камере, Па; P_3 – давление внешней среды, Па; P_4 – давление в дополнительной камере, Па.

На рис.1 представлена новая схема автоматического регулятора уровня пневмовиброизолирующей системы (1 – рычаг обратной связи; 2 – втулка; 3 – клапан; 4 – крышка; 5 – корпус; 6 – пружина; 7 – подвод воздуха; 8 – канал подключения к камере виброизолятора; 9,10 – уплотнения; 11 – канал для отвода воздуха; 12 – шарнир), который работает следующим образом.

Механический импульс от виброизолируемого объекта поступает на рычаг 1 обратной связи, который шарнирно связан со втулкой 2. При этом золотник клапана 3 отходит от седла, и через каналы 7 и 8 осуществляется дополнительный подвод воздуха для компенсации давления в рабочей камере, что в свою очередь приводит к стабилизации уровня крышки 4. Уплотнения 9 и 10 предотвращают утечки воздуха

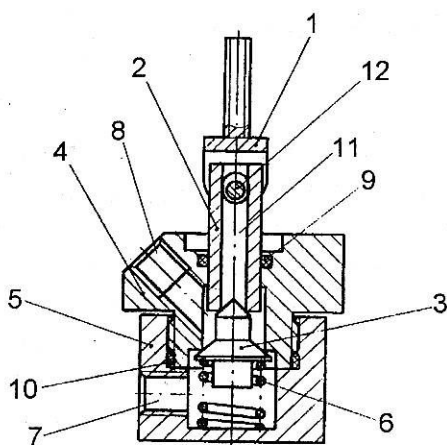


Рис. 1

Рассмотрим расчет типовых схем активных пневматических виброизоляторов

и тем самым повышают уровень стабилизации объекта. Канал 11 служит для отвода воздуха в атмосферу.

Эквивалентные линейные механические модели пневмовиброизоляторов состоят из пассивных механических элементов и генератора. В дальнейшем изложении используются следующие обозначения: m – амортизируемая масса; s – переменная преобразования Лапласа; k – эквивалентная жесткость; N – отношение объемов демпферной и рабочей камер; c – коэффициент демпфирования; ζ – безразмерный коэффициент демпфирования; $(X-Y)$ – перемещение обратной связи, создаваемое эквивалентным генератором; I_{12} – коэффициент усиления обратной связи по расходу; $\eta = I_{12} / m\omega_n^3$ – безразмерный коэффициент усиления обратной связи; $\omega_n = \sqrt{k/m}$.

Переход от пневматической модели к механической осуществлен на основе известных пневмомеханических аналогий. Были предприняты следующие аналогии: давление в пневматической системе – сила

в механической, расход – скорость, емкость камер – податливость, дроссель между камерами – демпфер. Для перевода узлов пневматической схемы в контуры механической системы использовались законы Кирхгофа.

Основные параметры частотных характеристик приближенно выбирались на основе анализа свойств пассивной пневматической системы при отсутствии регулятора положения. Основные частотные характеристики пассивной системы [5] выявлялись с помощью частотных характеристик коэффициента передачи:

$$\psi_A(\omega) = X_0/Y_0, \quad (1)$$

где X_0 и Y_0 – амплитуды вибрации виброизолируемой массы и основания опоры; ω – круговая частота колебаний.

Характеристика коэффициента передачи при виброизоляции $\psi(\omega)$ определялась по формуле:

$$\psi(\omega) = \sqrt{\frac{A_0^2 + (A_1 - 2A_0B_2)\omega^2 + (B_2^2 - 2A_1B_3)\omega^4 + B_3^2\omega^6}{A_0^2 + (A_1^2 - 2A_0A_2)\omega^2 + (A_2^2 + 2A_0A_4 - 2A_1A_3)\omega^4 + (A_3^2 - 2A_2A_4)\omega^6 + A_4^2\omega^8}},$$

где ω – угловая частота, c^{-1} ;

$$\begin{aligned} A_0 &= b_0K + a_0F; A_1 = b_0\delta + b_1K + a_1F; \\ A_2 &= b_0M + b_1\delta + b_2K + a_2F; A_3 = b_1M + b_2\delta; A_4 = b_2M; \\ B_2 &= b_1\delta + b_2K + a_2F; B_3 = b_2\delta; \end{aligned}$$

$a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2$ – вспомогательные коэффициенты [3]; T – абсолютная температура, $^{\circ}K$; n – показатель политропы; t – время, s ; R – универсальная газовая постоянная ($R=29,27$ м·град $^{-1}$); ν – динамическая вязкость воздуха ($\nu = 1,3 \cdot 10^{-5}$ при $T = 293$ $^{\circ}K$); ω_0 – собственная частота АПВ, c^{-1} ; ω_c – частотная граница области виброизоляции, c^{-1} ; i – запас устойчивости АПВ, %; ω_n – собственная частота пассивного виброизолятора, c^{-1} ; q – отношение наибольшей нагрузки на АПВ к наименьшей; $J_{1,3}$ – коэффициент усиления АПВ по

перемещению, $H \cdot m^{-1} \cdot c^{-1}$; J_p – коэффициент усиления АПВ по изменению давления, $m^2 \cdot c^{-1}$; $J_{2,4}$ – коэффициент сопротивления капилляра, $m^2 \cdot c^{-1}$; K – коэффициент жесткости чувствительного элемента АПВ, $H \cdot m^{-1}$; σ – коэффициент внутреннего трения чувствительного элемента АПВ, $H \cdot m^{-1} \cdot c$; θ – расход воздуха через АПВ, $H \cdot c^{-1}$; α – относительный коэффициент устойчивости; N – отношение объема дополнительной камеры к объему рабочей камеры АПВ.

Давление P_2 в рабочей камере:

$$P_2 = P_3 + \frac{Mg}{F} \quad (2)$$

Коэффициент усиления по перемещению $J_{1,3}$, $\text{Н}\cdot\text{м}^{-1}\cdot\text{с}^{-1}$:

$$J_{1,3} = \gamma \pi A d_{1,2} \quad (3)$$

Коэффициент усиления регулятора по изменению давления J_o , $\text{м}^2\cdot\text{с}^{-1}$:

$$J_o = \frac{\gamma F}{2} (C d_{1,2} S_{1,2} + D d_{2,3} S_{2,3}), \quad (4)$$

где C и D – вспомогательные коэффициенты, которые определяют в зависимости от режима истечения воздуха в дросселях.

Затем определяется коэффициент сопротивления капилляра $J_{2,4}$:

$$J_{2,4} = \frac{\pi d_{2,4}^4 P_2}{128 \nu l RT} \quad (5)$$

и рассчитываются вспомогательные величины N ; ω_n ; J_2 ; β ; δ ; ε :

$$N = \frac{V_4}{V_2}, \quad (6)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2FgP_2}{V_2(N+2)(P_2 - P_3)} + \frac{2K(N+1)}{M(N+2)}}$$

$$J_2 = \frac{P_2^2 F^3 N^2}{MR^2 T^2 (N+1)^2},$$

$$\beta = \frac{J_{1,3}}{J_{2,4}}, \quad (7)$$

$$\delta = \frac{J_o}{J_{1,3}},$$

$$\varepsilon = \frac{\beta V_2}{P_2 F n},$$

$$\gamma = \pi \sqrt{\frac{2g}{RT}}$$

После этого определяется запас устойчивости i для АПВ с δ и K , близкими к нулю (поршневые АПВ):

$$i = \left(1 - \frac{J_{1,3} J_{2,4}}{J_2 \alpha}\right) \cdot 100\%, \quad (8)$$

где α – вспомогательный коэффициент, который в зависимости от типа АПВ находится по формулам:

$$\alpha_1 = 1 + \varepsilon [N(1 + \varepsilon) - 1], \quad (9)$$

$$\alpha_2 = 1.$$

В результате расчета на ПЭВМ характеристик пневматических виброизоляторов по предложенной методике были выявлены оптимальные, с точки зрения минимума коэффициента передачи при виброизоляции, параметры пневматического виброизолятора:

$F = 0,1 \text{ м}^2$; $K = 0$; $V_2 = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $V_4 = 1,67 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$; $d_{1,2} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $d_{2,3} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $d_{2,4} = 0,15 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; $S_{1,2} = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $\theta = 0,0019 \text{ Н}\cdot\text{с}^{-1}$; $S_{2,3} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $P_1 = 0,5 \text{ МПа}$; $P_3 = 0,1 \text{ МПа}$; $T = 293 \text{ К}$; $\delta = 0$; $l = 0,015 \text{ м}$.

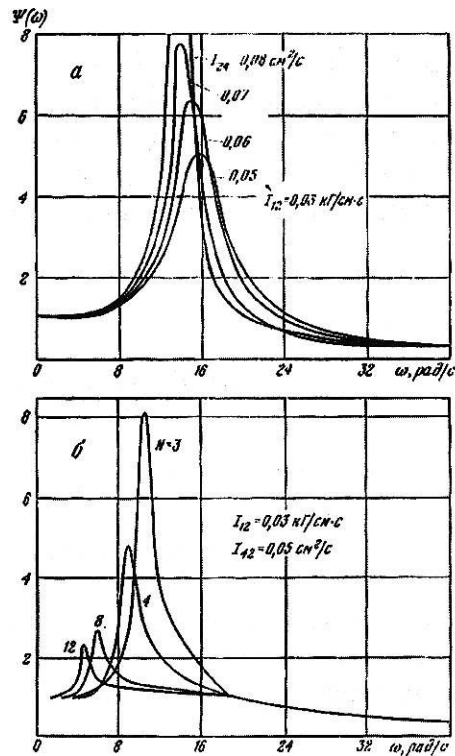


Рис. 2

На рис.2 с помощью графиков представлены результаты расчета коэффициента передачи при данных параметрах (а – схема с регулятором уровня, присоединенным к демпферной камере; б – схема с регулятором уровня, присоединенным к рабочей камере). При установке кружевной машины типа Супер-гарант, MRS-25 на пневматические виброизоляторы в количестве 6 штук [4] было зарегистрировано, что на частоте 25 Гц вибрации перекрытия составили 30 мкм, вместо 120 мкм при существующей установке на металлических башмаках, а на частоте 100 Гц амплитуда колебаний уменьшилась до 1 мкм вместо 8 мкм при существующем способе установки.

Установка кружевной машины на пневматические виброизоляторы позволила снизить уровни вибрации на рабочих местах до санитарно-гигиенических норм [6], тогда как при существующем способе жесткой установки станков наблюдалось превышение нормативных значений вибрации более чем в 4 раза. Кроме того, при установке кружевной машины на пневмовиброизоляторы шум в цехе снизился с 90 до 86 дБ в среднечастотной области.

ВЫВОДЫ

1. Выполнен расчет на ПЭВМ активных пневматических виброизоляторов в зависимости от схемы подвода рабочего газа и режимов его истечения в дросселях входных и выходных регулирующих устройств.

2. Результаты экспериментальных исследований подтвердили основные положения расчета. Выявлено, что установка кружевной машины типа Супер-гарант, MRS-25 на пневматические виброизоляторы позволила снизить уровни вибрации на рабочих местах до санитарно-гигиенических норм, тогда как при существующем способе жесткой установки станков наблюдалось превышение нормативных значений вибрации более чем в 4 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. №1668773 СССР. Виброизолирующая система Кочетова для ткацких станков. – Оpubл. 1991. Бюл. №29.
2. Кельберт Д.Л. Охрана труда в текстильной промышленности.–М.: Легпромбытиздат, 1990.
3. Корнев Б.И., Мартынов И.А. и др. Влияние пневматических виброизоляторов на некоторые механические и технологические характеристики работы ткацких станков АТПР // В кн.: Легкая промышленность. Р.Ж.12. Сводный том № 1. – М.: ВИНТИ, 1985.
4. Шмаков В.Т., Кочетов О.С., Шестерников А.В. Виброизоляция технологического стационарного оборудования пневматическими опорами // В кн.: Методы и средства виброзащиты человека. – М.: ИМАШ АН СССР, 1977.
5. Синев А.В. и др. // Изв.вузов. Технология текстильной промышленности. – 2004, № 1. С.108...112.
6. ГОСТ 12.1.012–90. ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности. – М.: Госстандарт, 1991.

Рекомендована кафедрой процессов, аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 25.04.05.