

УДК 534.833: 621

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НОВЫХ СИСТЕМ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ
ДЛЯ ВЯЗАЛЬНО-ПРОШИВНЫХ МАШИН**

Б.С. САЖИН, О.С. КОЧЕТОВ, М.В. ГОЛУБЕВА, С.С. ШЕСТАКОВ

(Московский государственный текстильный университет им.А.Н.Косыгина)

Уменьшение уровня вибрации на рабочих местах в текстильной и легкой промышленности является весьма актуальным в силу того, что в последнее время наметилась тенденция размещать высокоскоростное оборудование на 2- и 3-х этажах фабричных зданий. Так, например, установленные на 3-м этаже здания ОАО "Фабрика им. В.П.Ногина" (г. Санкт-Петербург) вязально-прошивные машины Малимо-1600 (фирмы Текстима) создают

значительную вертикальную вибрацию перекрытий; при этом в ряде точек на полу цеха уровень вибрации превышает санитарные нормы, регламентированные ГОСТом 12.1.012–90. Ввиду сравнительно высокой частоты вынужденных колебаний (16 Гц) для виброизоляции машины Малимо-1600 применимы новые виброизоляторы с повышенным гистерезисным сопротивлением.

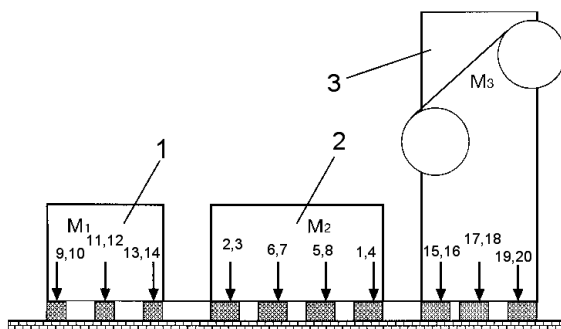


Рис. 1

Схема машины Малимо-1600, установленной на виброизоляторы с повышенным гистерезисным сопротивлением, с расположением опор, общее число которых составляет 20, приведена на рис.1 (1 – устройство для съема полотна; 2 – вязально-прошивной узел; 3 – стойка с навоями.). Схема координат опорных точек наиболее виброактивного вязально-прошивного узла

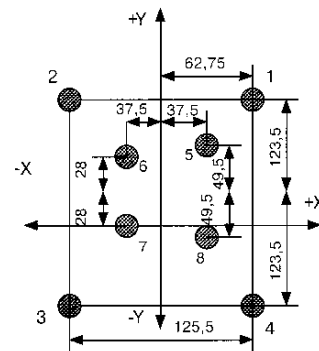


Рис. 2

представлена на рис. 2. Общий вес машины составляет 5940 кгс.

Для определения уровня вибрации в цехе при работе машин Малимо-1600 проводились измерения вибрации с помощью виброизмерительного прибора марки 00042 фирмы Роботрон. Измерялась вибрация на рабочем месте машины № 31 при работе всего цеха и при работе одной ма-

шины, а также фон при неработающем цехе. Результаты измерений вибрации при различных условиях приведены в табл.1

(уровни виброскорости, дБ, на рабочих местах машины Малимо-1600).

Таблица 1

Условия измерений	Среднегеометрические частоты, Гц					
	2	4	8	16	31,5	63
Фон в цехе	52	55	64	73	70	66
ГОСТ 12.1.012-90	108	99	93	92	92	92
Работает весь цех	55	56	73	102	78	70
Превышение нормы	-	-	-	10	-	-
Работает машина № 31	55	55	71	97	74	66
Превышение нормы	-	-	-	5	-	-

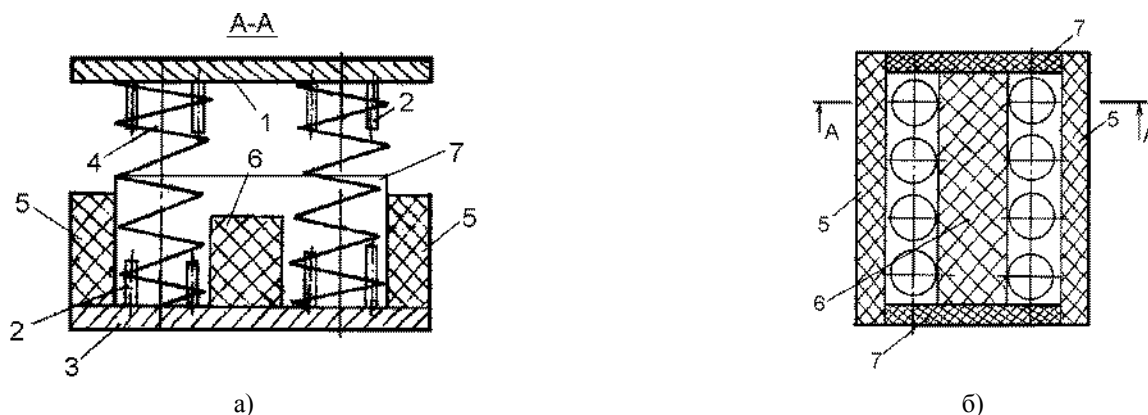


Рис. 3

На рис.3-а,б представлена схема виброизолятора с повышенным гистерезисным сопротивлением (а) фронтальный разрез; б) вид сверху). Он выполнен в виде верхней 1 и нижней 3 прямоугольных плит, между которыми размещены упругие элементы 4, 5, 6, 7 разной жесткости, причем цилиндрические винтовые упругие элементы 4 закреплены посредством не менее трех штифтов 2 к обоим плитам, а резиновые упругие элементы 5 и 7 закреплены на нижней плите 3 таким образом, что образуют замкнутый контур по периметру нижней плиты, а один упругий элемент 6 установлен по центру нижней плиты во всю длину до соседних упругих элементов 7, причем все резиновые упругие элементы имеют разную высоту для компенсации различного веса виброизолируемого объекта, что позволяет системе виброизоляции обеспечить равночастотные свойства. Винтовые упругие элементы могут быть выполнены в виде пакета, состоящего из цилиндрических винтовых пружин 8,9,10 разной жесткости и высоты,

что также позволяет системе виброизоляции обеспечить равночастотные свойства и, следовательно, высокую эффективность виброизоляции, вне зависимости от массы виброизолируемого объекта.

Эффективность виброизоляции для симметричной машины определяется значением коэффициента передачи силы, который без учета диссипативных сил определяется по формуле:

$$K_p = 1 / |1 - (F_{\text{вын}} / F_{\text{соб}})^2|, \quad (1)$$

где $F_{\text{вын}}$ – частота вынуждающей силы, Гц; $F_{\text{соб}}$ – частота собственных колебаний виброизолированной машины в вертикальном направлении, Гц.

Поскольку частота вынуждающей силы задана и в нашем случае равна $F_{\text{вын}} = 16,7$ Гц, то величина коэффициента передачи определяется частотой собственных колебаний машины, которая является основной характеристикой системы виброизоляции:

$$F_{\text{соб}} = F_{\text{вын}} \sqrt{\frac{K_p}{K_p + 1}} \quad (2)$$

Вычислим из (2) собственную частоту системы виброизоляции, необходимую для снижения уровня вибрации в 3 раза:

$$\begin{aligned} K_p &= 1/2; \quad F_{\text{соб}} = 9,6 \text{ Гц}, \\ K_p &= 1/3; \quad F_{\text{соб}} = 8,33 \text{ Гц}. \end{aligned}$$

Найдем необходимую суммарную динамическую жесткость виброизоляторов в вертикальном направлении:

$$C_{z\text{сп}} = Cz \frac{M_{\text{сп}}}{M_{\text{общ}}} = 21,83 \cdot 10^6 \frac{1000}{6000} = 3,84 \cdot 10^6 \quad [\text{Н/м}].$$

Для рабочего узла:

$$C_{z\text{ру}} = Cz \frac{M_{\text{ру}}}{M_{\text{общ}}} = 21,83 \cdot 10^6 \frac{3360}{6000} = 12,2 \cdot 10^6 \quad [\text{Н/м}].$$

Для стойки с навоями:

$$C_{z\text{сн}} = Cz \frac{M_{\text{сн}}}{M_{\text{общ}}} = 21,83 \cdot 10^6 \frac{1580}{6000} = 5,74 \cdot 10^6 \quad [\text{Н/м}].$$

Для частоты $F_{\text{соб}} = 8,33 \text{ Гц}$ эти частоты будут соответственно равны:

$$C_{z\text{сп}} = 2,74 \cdot 10^6 \quad [\text{Н/м}]; \quad C_{z\text{ру}} = 9,21 \cdot 10^6 \quad [\text{Н/м}]; \quad C_{z\text{сн}} = 4,33 \cdot 10^6 \quad [\text{Н/м}].$$

Коэффициенты жесткости виброизоляторов, установленных в различных точках имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} K_{x1} &= K_{y1} = \dots = K_{x4} = K_{y4} = 225 \text{ кГс/см}; \\ K_{z1} &= K_{z2} = \dots = K_{z4} = 1860 \text{ кГс/см}; \\ K_{x5} &= K_{y5} = \dots = K_{x8} = K_{y8} = 112,5 \text{ кГс/см}; \\ K_{z5} &= K_{z6} = \dots = K_{z8} = 930 \text{ кГс/см}. \end{aligned}$$

Для исследования эффективности виброизоляции необходимо найти собственные частоты системы виброизоляции. Сис-

$$Cz = 4 \pi^2 F_{\text{соб}}^2 M \quad (3)$$

при $M = 6000 \text{ кг}$ и $F_{\text{соб}} = 9,6 \text{ Гц}$; $Cz = 21,83 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$;

при $M = 6000 \text{ кг}$ и $F_{\text{соб}} = 8,33 \text{ Гц}$; $Cz = 16,45 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

Динамическая жесткость виброизоляторов для отдельных частей машины пропорциональна их массе. При этом для отдельных узлов машины она определится следующим образом.

Для устройства съема полотна при частоте $F_{\text{соб}} = 9,6 \text{ Гц}$:

тема уравнений для свободных колебаний с учетом наличия у машины осей симметрии имеет вид

$$\begin{aligned} M_x + A_x X + B_{xz} \varphi_y &= 0, \quad M_y + A_y Y + B_{yz} \varphi_x = 0, \\ M_z + A_z Z &= 0, \quad J_{ox} \varphi_x + C_x \varphi_x + B_{yx} Y = 0, \\ J_{oy} \varphi_y + C_y \varphi_y + B_{zx} X &= 0, \quad J_{oz} \varphi_z + C_z \varphi_z = 0. \end{aligned}$$

Коэффициенты уравнений системы на- ходятся по формулам

Линейные жесткости:

$$A_y = \sum K_y = 1350 \text{ [кгс/см]},$$

$$A_x = \sum K_x = 225 \cdot 4 + 112,5 \cdot 4 = 1350 \text{ [кгс/см]},$$

$$A_z = \sum K_z = 1860 \cdot 4 + 930 \cdot 4 = 11160 \text{ [кгс/см]}.$$

Крутильные жесткости:

$$C_x = \sum (K_{y_i} Z_{oi}^2 + K_{z_i} Y_{oi}^2),$$

$$C_y = \sum (K_{x_i} Z_{oi}^2 + K_{z_i} X_{oi}^2),$$

$$C_z = \sum (K_{x_i} Y_{oi}^2 + K_{y_i} X_{oi}^2).$$

Линейно-поворотные жесткости:

$$B_{yx} = -\sum K_y X_{oi} = 225(2 \cdot 62,8 - 2 \cdot 62,8) + 112,5(37 - 37) = 0,$$

$$B_{zx} = \sum K_{z_i} X_{oi} = K_{z_i} \sum X_{oi},$$

$$B_{yz} = \sum K_y Z_{oi} = Z_{oi} \sum K_y = -65 \cdot (-1350) = 87750 \text{ [кгс/см]},$$

$$B_{zy} = -\sum K_z Y_{oi} = -K_z \sum Y_{oi} = 0,$$

$$B_{xy} = -\sum K_x Z_{oi} = -65 \sum K_x = -65 \cdot 1350 = -87750 \text{ [кгс/см]},$$

$$B_{xy} = \sum K_{x_i} Y_{oi} = 0.$$

Гироскопические жесткости

$$D_{xyz} = -\sum K_{x_i} Y_{oi} Z_{oi} = -Z_{oi} \sum K_{x_i} Y_{oi} = 0,$$

$$D_{zyz} = -\sum K_z X_{oi} Y_{oi} = -K_z \sum X_{oi} Y_{oi} = 0,$$

$$D_{yxz} = \sum K_{y_i} X_{oi} Z_{oi} = 0,$$

$$\sum X_{oi} Y_{oi} = 62,8 \cdot 123,5 - 62,8 \cdot 123,5 + 62,8 \cdot 123,5 - 62,8 \cdot 123,5 = 0.$$

Откуда собственные частоты опреде- лятся следующим образом:

$$\Omega_z = \sqrt{\frac{11160}{3,425}} = 57,08 \text{ [рад/с]} (F_z = 9,08 \text{ Гц}),$$

$$\Omega_{\varphi_z} = \sqrt{\frac{3280000}{21745}} = 12,3 \text{ [рад/с]} (F_{\varphi_z} = 1,95 \text{ Гц}),$$

$$\Omega^2_{\varphi_x} = 5294; \Omega_{\varphi_x} = 72,76 \text{ рад/с}; F_{\varphi_x} = 11,6 \text{ Гц},$$

$$\Omega^2_y = 747; \Omega_y = 27,23 \text{ рад/с}; F_y = 4,35 \text{ Гц}.$$

Коэффициент передачи силы по верти-

кальному направлению будет равен

$$K_{py} = \frac{P_n}{P_y} \frac{A_x}{\left[M \left[\omega^2 x - \omega^2 + \frac{B^2 x y}{M x (\omega^2 - \Omega^2 \varphi x)} \right] \right]}$$

Подсчеты дают следующий результат:
K = 0,037 или 28,6 дБ.

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета системы виброизоляции с повышенным гистерезисным сопротивлением для вязально-прошивного станка модели Малимо-1600.

2. Установка станка на предложенные виброизоляторы типа ВР позволяет снизить амплитуды динамических нагрузок в вертикальном направлении на 28,6 дБ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрация и шум в текстильной и легкой промышленности /Под ред. проф. Коритыцкого Я.И. – М.: Легкая индустрия, 1974.

2. Кочетов О.С. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1995, №1. С.88...92.

3. А.с. СССР № 1388613. Упругий элемент / О.С. Кочетов, Л.Ю. Поляковский – Оpubл. 1988. Бюл. № 14.

4. Кочетов О.С., Поляковский Л.Ю. Пружинные виброизолирующие устройства с равночастотными свойствами // Тез. докл. Всесоюз. научн. совещ. по проблемам виброизоляции машин и приборов. – М., 1986, ИМАШ АН СССР. С.92...93.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 18.02.08.