

УДК 534.833: 621

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕЗИНОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ
ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТКАЦКИХ СТАНКОВ**

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

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

При размещении нового оборудования или модернизации существующего, связанной с увеличением рабочих скоростей, на старых производственных площадях приходится идти либо путем увеличения жесткости межэтажного перекрытия, либо установкой оборудования на виброизолирующие системы. Последний путь зачастую более предпочтителен, так как не требует больших затрат на реконструкцию зданий [1].

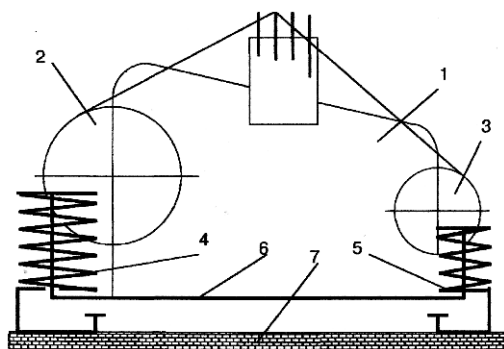


Рис. 1

Рассмотрим расчет резиновых виброизоляторов для пневматических ткацких станков типа PN 130 (производства ЧССР), установленных в ткацком корпусе АОЗТ "Красная Роза". На рис.1 представлена расчетная схема системы виброизоляции для пневматических ткацких станков типа PN 130 (1 – станок; 2 – навой; 3 – товарный валик; 4, 5 – резиновые виброи-

золяторы со стороны навоя станка и со стороны грудницы; 6 – опорная поверхность станка; 7 – межэтажное перекрытие). Параметры станка: вес станка с навоем $Q = 1760$ кгс; число опорных точек станка $m = 4$; частота вращения главного вала $n_1 = 350$ мин⁻¹. Статические (по опорным точкам) и динамические (в вертикальном направлении) нагрузки (кгс) от станка представлены в табл.1 и 2 соответственно.

Таблица 1

P_1	P_2	P_3	P_4
360	606	464	330

Таблица 2

Частота вращения, мин ⁻¹	Частота возмущающей силы, Гц	Номер гармоники				
			1	2	3	4
350	5,83	1	20,6	42,6	33,6	34,2
350	11,7	2	31,7	103,3	30,6	39,4
350	17,5	3	19,7	22,2	15,6	14,3

Анализируя динамические нагрузки станка в вертикальном направлении, можно сделать вывод о том, что расчет системы виброизоляции следует вести по второй возмущающей гармонике (11,7 Гц), так как максимум спектра возмущения приходится именно на вторую опору станка (103,3 кгс) во второй гармонической составляющей спектра возмущающих сил станка.

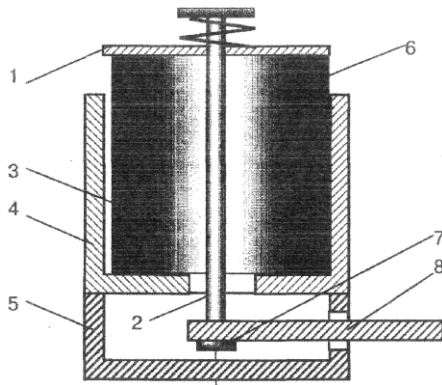


Рис. 2

Таким требованиям могут удовлетворять виброизоляторы, представленные на рис.2 и 3. На рис.2 изображена конструктивная схема резинового виброизолятора подвесного типа, содержащая резиновый упругий элемент 6, размещенный между крышкой 1 и корпусом 5; кроме того: 2 – стержень; 3 – зазор; 4 – кожух; 7 – головка стержня; 8 – кронштейн для крепления к опорной поверхности станка.

На рис.3 представлена конструктивная схема резинового виброизолятора обычного типа с S-образным кронштейном – 2, опирающимся на резиновый упругий элемент 3 [2], [3]; кроме того 1 – лапа станка; 4 – опорная поверхность; 5 – межэтажное перекрытие.

Рассчитаем систему виброизоляции для ткацкого станка и определим ее эффективность для первых 3-х гармоник. Примем: количество резиновых элементов в каждом виброisolаторе $n=2$; форма поперечного сечения резинового виброизолятора – квадратная; схема расположения резиновых элементов – вдвоенная.

Геометрические размеры упругого элемента и форма его поперечного сечения представлены соответственно на рис.4: а) –

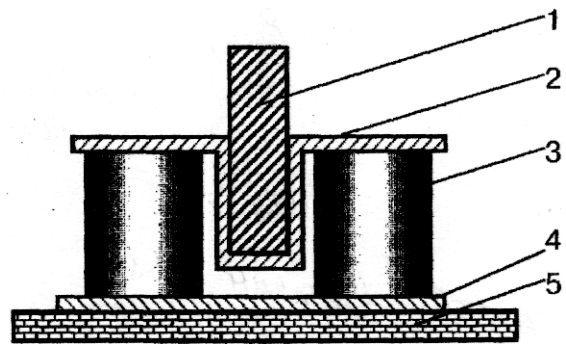


Рис. 3

для призматического; б) – для цилиндрического.

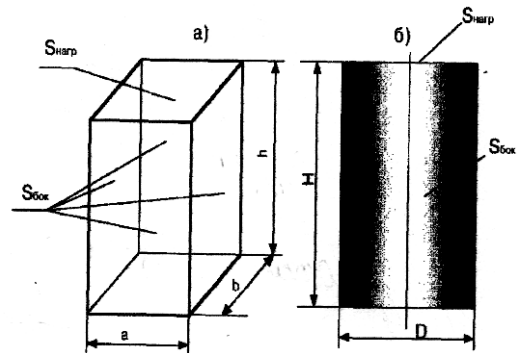


Рис. 4

В качестве материала резинового виброизолятора выбираем резину марки ТМКЦ-С со следующими физико-механическими свойствами: объемный вес резины $\gamma = 1,26 \text{ г/см}^3$; модуль упругости резины при коэффициенте формы $K_\phi=1,0$ равен $E_{c0} = 194,3 \text{ кГс/см}^2$; допускаемое рабочее напряжение $[\sigma] = 8 \text{ кГс/см}^2$; модуль сдвига $G = 12 \text{ кГс/см}^2$.

Расчет начинаем с определения площадей поперечных сечений под каждую опорную точку станка S_i и отдельного резинового элемента S_i' .

$$\begin{aligned} \text{Опора № 1: } S_1 &= P_1 / [\sigma] = 360 / 8 = 45 \text{ см}^2, & S_1' &= S_1 / n = 45 / 2 \text{ см}^2 = 22,5 \text{ см}^2. \\ \text{Опора № 2: } S_2 &= P_2 / [\sigma] = 606 / 8 = 75,75 \text{ см}^2, & S_2' &= S_2 / n = 75,75 / 2 \text{ см}^2 = 37,86 \text{ см}^2. \\ \text{Опора № 3: } S_3 &= P_3 / [\sigma] = 464 / 8 = 58 \text{ см}^2, & S_3' &= S_3 / n = 58 / 2 \text{ см}^2 = 29 \text{ см}^2. \\ \text{Опора № 4: } S_4 &= P_4 / [\sigma] = 330 / 8 = 41,25 \text{ см}^2, & S_4' &= S_4 / n = 41,25 / 2 \text{ см}^2 = 20,63 \text{ см}^2. \end{aligned}$$

Определим размеры поперечных сечений резиновых виброизоляторов под

каждой опорной точкой станка:

$$a_1 = \sqrt{S_1'} = \sqrt{22,5} = 4,74 \text{ см}; a_2 = \sqrt{S_2'} = \sqrt{37,86} = 6,15 \text{ см};$$

$$a_3 = \sqrt{S_3'} = \sqrt{29} = 5,39 \text{ см}; a_4 = \sqrt{S_4'} = \sqrt{20,63} = 4,54 \text{ см}.$$

Для определения коэффициента неупругого сопротивления виброизоляторов γ необходимо построить для опытного образца диаграмму статической деформации в осях "Р- ε ", которая представляет из себя петлю гистерезиса резины и характеризует количество энергии, рассеиваемой в материале при его деформировании и идущей

на нагрев образца, на активацию химических процессов и т.д.

Нагружение образца проводили до $P = 900 \text{ кгс}$ с шагом 100 кгс , затем разгрузка до 0. Коэффициент Пуассона получился равным $\mu=0,5$; коэффициент $\gamma=0,037$.

Определим коэффициенты формы K_ϕ каждого виброизолятора, приняв предварительно высоту всех резиновых элементов равной 10 см :

$$K_{\phi 1} = S_{1\text{нагр}} / S_{1\text{бок}} = a_1^2 / (4a_1 \times h_1) = 22,5 / (4 \times 4,74 \times 10) = 0,12,$$

$$K_{\phi 2} = S_{2\text{нагр}} / S_{2\text{бок}} = a_2^2 / (4a_2 \times h_2) = 37,86 / (4 \times 6,15 \times 10) = 0,15,$$

$$K_{\phi 3} = S_{3\text{нагр}} / S_{3\text{бок}} = a_3^2 / (4a_3 \times h_3) = 29 / (4 \times 5,39 \times 10) = 0,13,$$

$$K_{\phi 4} = S_{4\text{нагр}} / S_{4\text{бок}} = a_4^2 / (4a_4 \times h_4) = 20,63 / (4 \times 4,54 \times 10) = 0,11.$$

Определим условный модуль упругости E_u для каждого виброизолятора:

$$E_{u1} = K_{\phi 1} \times E_{c0} = 0,12 \times 194,3 = 23,3 \text{ кгс/см}^2,$$

$$E_{u2} = K_{\phi 2} \times E_{c0} = 0,15 \times 194,3 = 29,1 \text{ кгс/см}^2,$$

$$E_{u3} = K_{\phi 3} \times E_{c0} = 0,13 \times 194,3 = 25,3 \text{ кгс/см}^2,$$

$$E_{u4} = K_{\phi 4} \times E_{c0} = 0,11 \times 194,3 = 21,4 \text{ кгс/см}^2.$$

Определим статическую осадку виброизоляторов под нагрузкой в каждой опорной точке:

$$X_{ст1} = h_1 \times [\sigma] / E_{u1} = 10 \times 8 / 23,3 = 3,43 \text{ см},$$

$$X_{ст2} = h_2 \times [\sigma] / E_{u2} = 10 \times 8 / 29,1 = 2,75 \text{ см},$$

$$X_{ст3} = h_3 \times [\sigma] / E_{u3} = 10 \times 8 / 25,3 = 3,16 \text{ см},$$

$$X_{ст4} = h_4 \times [\sigma] / E_{u4} = 10 \times 8 / 21,4 = 3,74 \text{ см}.$$

Приняв наибольшую статическую осадку в четвертой опоре ($X_{ст4} = 3,74 \text{ см}$) за нулевой уровень, вычислим скорректированные высоты остальных резиновых виброизоляторов для того, чтобы станок был установлен горизонтально, без перекосов. В нашем случае $h_4 = h_4' = 10 \text{ см}$.

$$h_1' = X_{ст4} \times E_{u1} / [\sigma] = 3,74 \times 23,3 / 8 = 10,89 \text{ см},$$

$$h_2' = X_{ст4} \times E_{u2} / [\sigma] = 3,74 \times 29,1 / 8 = 13,6 \text{ см},$$

$$h_3' = X_{ст4} \times E_{u3} / [\sigma] = 3,74 \times 25,3 / 8 = 11,8 \text{ см}.$$

Определяем скорректированные значения коэффициента формы и условного модуля упругости каждого виброизолятора (далее расчет приведен для 1-й опоры):

$$K_{\phi 1}' = S_{1\text{нагр}} / S_{1\text{бок}} = a_1^2 / (4a_1 \times h_1') = 22,5 / (4 \times 4,74 \times 10,89) = 0,109.$$

Скорректированный модуль упругости E_u' для каждого виброизолятора определим так:

$$E_{u1}' = K_{\phi 1}' \times E_{c0} = 0,109 \times 194,3 = 21,18 \text{ кгс/см}^2.$$

Рассчитаем жесткость каждого виброизолятора в вертикальном и горизонтальном направлениях:

$$C_{Z1} = \frac{E_{u1}' S_1'}{h_1} = \frac{21,18 \cdot 22,5}{10,89} = 43,76 \frac{\text{кгс}}{\text{см}},$$

$$C_{XY1} = \frac{GS_1'}{h_1} = \frac{12 \cdot 22,5}{10,89} = 24,8 \frac{\text{кгс}}{\text{см}}.$$

Определим суммарную жесткость системы виброизоляции в вертикальном и горизонтальном направлениях:

$$C_Z = 2C_{Z_1} + 2C_{Z_2} + 2C_{Z_3} + 2C_{Z_4} = 2 \times 43,76 + 2 \times 61,13 + 2 \times 54,44 + 2 \times 44,09 = 406,84 \frac{\text{кГс}}{\text{см}},$$

$$C_{XY} = 2C_{XY_1} + 2C_{XY_2} + 2C_{XY_3} + 2C_{XY_4} = 2 \times 24,8 + 2 \times 33,4 + 2 \times 29,5 + 2 \times 24,76 = 224,92 \frac{\text{кГс}}{\text{см}}.$$

Найдем собственную частоту колебаний системы "станок на виброизоляторах"

в вертикальном и горизонтальном направлениях:

$$f_Z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_Z g}{Q}} = \frac{1}{2 \times 3,14} \sqrt{\frac{406,84 \times 981}{1760}} = 2,4 \text{ Гц},$$

$$f_{XY} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{XY} g}{Q}} = \frac{1}{2 \times 3,14} \sqrt{\frac{224,92 \times 981}{1760}} = 1,78 \text{ Гц}.$$

Вычислим коэффициент передачи силы на частоте вынужденных колебаний станка в вертикальном и горизонтальном направ-

лениях при числе оборотов главного вала $n_1 = 350 \text{ мин}^{-1}$ для первых трех гармоник:

$$f_{B1} = \frac{n_1}{60} = \frac{350}{60} = 5,83 \text{ Гц}, \quad f_{B2} = 11,7 \text{ Гц}, \quad f_{B3} = 17,5 \text{ Гц},$$

$$\eta_{я}^1 = \frac{1 + \gamma^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{f_{B1}^2}{f_Z^2}\right)^2 + \gamma^2}} = \frac{1 + 0,037^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{5,83^2}{2,4^2}\right)^2 + 0,037^2}} = 0,2,$$

$$\eta_{XY}^1 = \frac{1 + \gamma^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{f_{B1}^2}{f_{XY}^2}\right)^2 + \gamma^2}} = \frac{1 + 0,037^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{5,83^2}{1,78^2}\right)^2 + 0,037^2}} = 0,1.$$

Аналогично были определены коэффи-

циенты виброизоляции для 2-й и 3-й гармоник:

$$\eta_Z^2 = 0,044, \eta_Z^3 = 0,019, \eta_{XY}^2 = 0,024, \eta_{XY}^3 = 0,01.$$

Результаты экспериментальных проверок при частоте вращения главного вала станка $n_1 = 350 \text{ мин}^{-1}$ показали снижение уровней вибрации на рабочих местах станков, установленных на резиновые виброизоляторы, в 1,5...2 раза по всему спектру частот.

станка в опорных точках, а также с учетом физико-механических свойств материала образца виброизоляторов, полученных на стенде для определения статической жесткости.

2. Разработана и испытана система виброизоляции для ткацких станков, включающая в себя резиновые элементы, расположенные по обе стороны от опорной плоскости станка.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика расчета резиновых виброизоляторов для пневматических ткацких станков типа PN 130 с учетом статических и динамических реакций

ЛИТЕРАТУРА

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

2. А.с. СССР № 1668773. Виброизолирующая система Кочетова для ткацких станков / О.С.Кочетов. – Оpubл. 1991. Бюл. № 29.

3. А.с. СССР № 1737181. Эластичный виброизолятор Кочетова / О.С.Кочетов.– Оpubл. 1992. Бюл. № 20.

4. Кочетов О.С., Поляковский Л.Ю., Турбин Л.Т., Кобельков Н.К. Устройство для определения стати-

ческих характеристик виброизоляторов - И.Л.МГЦНТИ. – №13-87,1987.

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