

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ РЕССОРНОГО ТИПА ДЛЯ ТКАЦКИХ СТАНКОВ

О.С. КОЧЕТОВ

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

Вибрация оборудования на текстильных предприятиях, постоянно воздействующая на организм оператора, приводит к возникновению профессиональных заболеваний. ГОСТ 12.1.012–90 [1] и СН 2.2.4/2.1.8.556–96 "Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий" регламентируют параметры производственной вибрации и правила работы с виброопасным оборудованием. Кроме того, при размещении нового оборудования или модернизации существующего, связанной с увеличением рабочих скоростей, на старых производственных площадях приходится или увели-

чивать жесткость межэтажного перекрытия, или устанавливать оборудование на виброизолирующие системы [3]. Последнее зачастую более предпочтительно, так как не требует больших затрат на реконструкцию зданий.

В 1991 г. на Хлопчатобумажном комбинате им. Калинина (г. Щелково Московской обл.) проведены работы по виброизоляции пневматических ткацких станков типа П-105 (число оборотов главного вала  $360 \text{ мин}^{-1}$ ), размещенных на 1-м этаже (над подвальным помещением) ткацкого цеха (зал № 2) при вырабатываемой ткани арт. № 43.

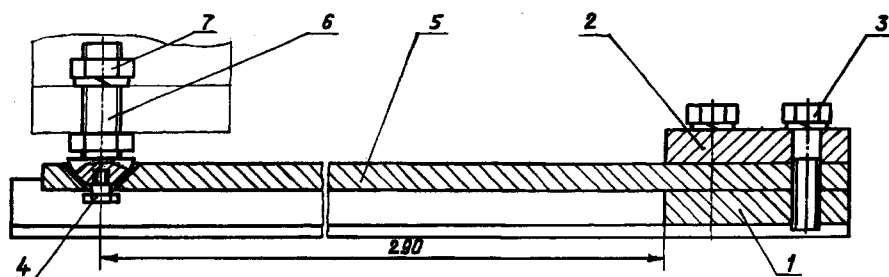


Рис.1

С этой целью разработаны виброизоляторы рессорного типа [4], конструктивная схема одного из которых изображена на рис.1. Виброизолятор состоит из основания 1, где с помощью накладки 2 и винтов 3 крепится упругий элемент 5 рессорного типа с коническим отверстием на конце для размещения сферического шарнирного устройства 4. К лапе станка виброизолятор крепится с помощью юстировочного болта 6 сферического шарнирного устройства и гайки 7. В основе создания такого виброизолятора лежит расчет упругого элемента рессорного типа, эквивалентный расчету пластинчатой пружины изгиба [2].

Вес станка типа П-105 с навоём  $Q =$

$=1480 \text{ кгс}$ , следовательно, нагрузка в опорной точке станка с учетом неравномерности статического распределения должна быть  $400 \dots 500 \text{ кгс}$ . На эту величину и рассчитан упругий элемент виброизолятора, расчетная схема которого приведена на рис.2. В качестве материала пружины принята горячекатанная рессорно-пружинная сталь по ГОСТу 7419–74 [2].

Выберем по этому ГОСТу ширину  $b$  и толщину  $s$  рессорной полосовой стали, например, марки 65, обычной точности прокатки, и подберем длину пружины  $L_0$  исходя из значений опорных реакций станка:  $b = 70 \text{ мм}$ ;  $s = 14 \text{ мм}$ ;  $L_0 = 290 \text{ мм}$ .

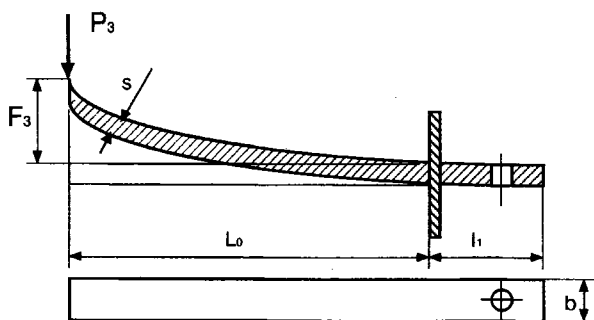


Рис.2

Определим максимально допустимую нагрузку в опорной точке:

$$P_3 = \frac{bs^2[\sigma_{и}]}{6L_0} = \frac{7 \times 1,4^2 \times 7000}{6 \times 29} = 552 \text{ кГс}, \quad (1)$$

где  $[\sigma_{и}] = 7000 \text{ кГс/см}^2$  – допускаемое напряжение при изгибе.

Рассчитаем деформацию пружины при этой нагрузке:

$$F_3 = \frac{2L_0^2[\sigma_{и}]}{3sE} = \frac{2 \cdot 29^2 \cdot 7000}{3 \cdot 1,4 \cdot 2,1 \cdot 10^6} = 1,33 \text{ см}, \quad (2)$$

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_z g}{Q}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \sqrt{\frac{1660 \cdot 981}{1480}} = 5,28 \text{ Гц}. \quad (5)$$

Вычислим эффективность виброизоляции для схемы установки станка на абсолютно жесткое основание, причем отметим, что демпфирование в системе обусловлено внутренним поглощением энергии в материале упругого элемента виброизоляторов (коэффициент неупругого

где  $E$  – модуль упругости для стали, равный  $2,1 \cdot 10^6 \text{ кГс/см}^2$ .

Теперь определим жесткость пружины:

$$k_z = \frac{P_3}{F_3} = \frac{552}{1,33} = 415 \frac{\text{кГс}}{\text{см}}. \quad (3)$$

Аналогично вычислим жесткость рессорной подвески при тех же параметрах, но разной толщины: при  $s = 1,1 \text{ см}$   $k_z = 201,6 \text{ кГс/см}$ ; при  $s = 1,2 \text{ см}$   $k_z = 260 \text{ кГс/см}$ . Суммарная жесткость системы виброизоляции в вертикальном направлении составит

$$C_z = 4k_z = 4 \cdot 415 = 1660 \frac{\text{кГс}}{\text{см}}. \quad (4)$$

Определим собственную частоту колебаний системы "станок на виброизоляторах" в вертикальном направлении:

сопротивления примем  $\gamma = 0,037$ ). Определим коэффициент передачи силы на частоте вынужденных колебаний станка в вертикальном направлении при числе оборотов главного вала  $n_1 = 360 \text{ мин}^{-1}$  для первых трех гармоник:

$$f_{в1} = \frac{n_1}{60} = \frac{360}{60} = 6 \text{ Гц}; \quad f_{в2} = 12 \text{ Гц}; \quad f_{в3} = 18 \text{ Гц};$$

$$\eta_z^1 = \sqrt{\frac{1 + \gamma^2}{\left(1 - \frac{f_{в1}^2}{f_z^2}\right)^2 + \gamma^2}} = \sqrt{\frac{1 + 0,037^2}{\left(1 - \frac{6^2}{5,28^2}\right)^2 + 0,037^2}} = 3,4. \quad (6)$$

Аналогично находим коэффициенты виброизоляции для 2 и 3-й гармоник:

$$\eta_z^2 = 0,24; \quad \eta_z^3 = 0,094.$$

Заметим, что максимальные динамические нагрузки у ткацких станков смещены в сторону 2 и 3-й гармонических составляющих процесса вибровозбуждения, поэтому такие значения коэффициентов передачи вполне приемлемы.

В табл.1 приведены результаты испытаний (среднеквадратичные значения вертикального виброускорения,  $\text{м/с}^2$ ) станков типа П-105 (число оборотов главного вала

$360 \text{ мин}^{-1}$ , а в отдельных случаях до  $400 \text{ мин}^{-1}$ ), установленных жестко и на разработанных виброизоляторах рессорного типа.

Таблица 1

№ п/п	Условия эксперимента	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц					
		2,0	4,0	8,0	16	31,5	63
1	Станки №131,132 без виброизоляторов при работающем цехе	0,01	0,02	0,25	1,1	0,3	1,1
2	Станки №131,132 без виброизоляторов при отключенном цехе	0,01	0,01	0,22	0,5	0,4	1,2
3	Станки №119,120 без виброизоляторов при отключенном цехе	0,01	0,02	0,12	0,4	0,25	0,5
4	Станки №119,120 на виброизоляторах при отключенном цехе	0,005	0,005	0,06	0,18	0,18	0,15
5	Станки №131,132 на виброизоляторах при отключенном цехе	0,005	0,005	0,06	0,19	0,07	0,12
6	Станки №119,120 на виброизоляторах при отключенном цехе; 400 об/мин (левая сторона)	0,001	0,009	0,08	0,3	0,25	0,3
7	Станки №119,120 на виброизоляторах при отключенном цехе; 400 об/мин (середина)	0,001	0,005	0,07	0,28	0,25	0,28
8	Станки №119,120 на виброизоляторах при отключенном цехе; 400 об/мин (правая сторона)	0,002	0,005	0,04	0,25	0,45	0,4
9	Станки №119,120 на виброизоляторах при работающем цехе; 400 об/мин (середина)	0,004	0,008	0,13	0,6	0,28	0,35
10	Нормативные значения, ГОСТ 12.1.012-90	0,14	0,1	0,11	0,2	0,4	0,8

Анализируя результаты экспериментальных данных, отмечаем справедливость нашего предположения о том, что максимум спектра вибрационной нагрузки на

основание приходится на полосу частот 8...31,5 Гц, в которой находятся 2-я (12 Гц) и 3-я (18 Гц) гармонические составляющие.

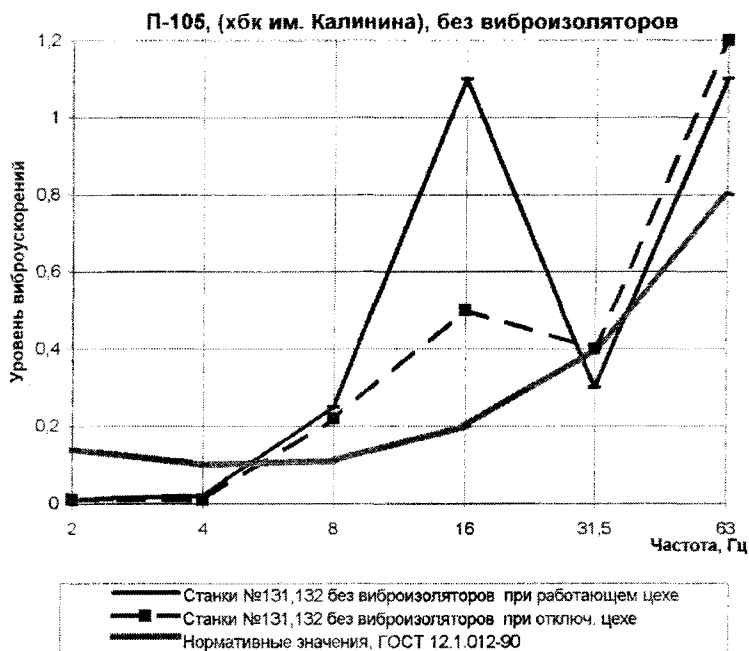


Рис.3

На рис.3 представлен спектр виброускорений ( $\text{м/с}^2$ ), замеренный при жесткой

установке станков № 131 и 132 как при работающем, так и при отключенном цехе.

Необходимо сказать о превышении уровней виброускорений на рабочих местах по сравнению с санитарно-гигиеническими нормами и в том, и в другом случае в 3...5

раз. Испытания эффективности виброизоляторов проводили на станках № 119 и 120 при отключенном цехе.

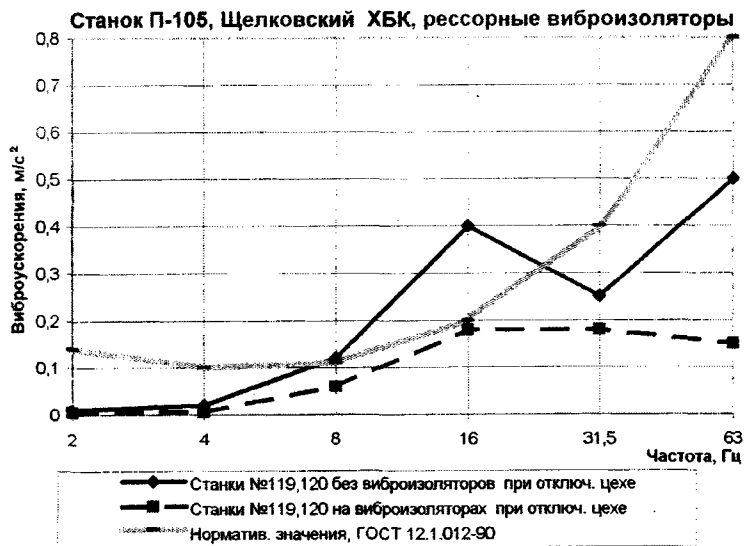


Рис.4

На рис. 4 приведены спектры виброускорений как при жесткой, так и при упругой установке станков. Виброускорения на рабочих местах станков на рессорных виброизоляторах в 2...3 раза меньше, чем при жесткой установке станков во всем частотном диапазоне от 2 до 63 Гц, при этом превышения санитарно-гигиенических норм не наблюдается. Из полученных материалов также видно, что прохождение резонансного режима работы станка на рессорных виброизоляторах на первой гармонике (6 Гц) практически не отразилось на его эффективности в требуемом диапазоне частот (8...16 Гц). Динамические нагрузки от станка на рессорных виброизоляторах на перекрытие в полосе частот 8...63 Гц уменьшаются в 2,5...3 раза, приводя их в соответствие с нормативными значениями по ГОСТу 12.1.012-90.

## ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета рессорных виброизоляторов для станков типа

П-105 с учетом специфики распределения динамических нагрузок на межэтажные перекрытия.

2. Разработана и испытана система виброизоляции для ткацких станков (с рессорными пружинами), снижающая динамические нагрузки на межэтажные перекрытия в полосе частот 8...63 Гц в 2,5...3 раза.

## ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 12.1.012 – 90. ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности. – М.: Госстандарт, 1991.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.3. – М.: Машиностроение, 1980.
3. Кочетов О.С. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1995, №1. С.88...92.
4. А.с.СССР № 1590759. Виброизолирующая подвеска Кочетова для ткацких станков / О.С.Кочетов.– Оупбл.1990. Бюл. № 33.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 27.06.01.