

УДК 534.833: 621

РАСЧЕТ СИСТЕМ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ДЛЯ ТКАЦКИХ СТАНКОВ

О.С. КОЧЕТОВ, Б.С. САЖИН

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

Основными параметрами системы виброизоляции (рис.1) являются [1,2]: масса M машины; моменты инерции J_{ox} , J_{oy} , J_{oz} массы виброизолируемой машины относительно осей, проходящих через центр масс; жесткости K_x , K_y , K_z виброизоляторов; круговые частоты собственных колебаний относительно координатных осей. Эффективность виброизоляции при действии гармонических нагрузок должна оцениваться коэффициентом передачи.

Величины необходимых суммарных линейных и угловых жесткостей системы виброизоляции для различных координат определяют по формулам

$$\begin{aligned} A_x &= M\omega^2, & C_x &= J_{ox}\omega_{\varphi x}^2, \\ A_y &= M\omega^2, & C_y &= J_{oy}\omega_{\varphi y}^2, \\ A_z &= M\omega^2, & C_z &= J_{oz}\omega_{\varphi z}^2. \end{aligned} \quad (1)$$

где A_x , A_y , A_z – суммарные жесткости системы виброизоляции относительно осей X_0 , Y_0 , Z_0 , Нм; C_x , C_y , C_z – суммарные угловые жесткости системы виброизоляции относительно осей X_0 , Y_0 , Z_0 , Нм.

Параметры виброизоляторов (K_{xi} , K_{yi} , K_{zi}) следует выбирать таким образом, чтобы суммарные жесткости A_x , A_y , A_z , C_x , C_y , C_z были не больше жесткостей, определенных по формуле (1). Вертикальную жесткость упругих элементов желательно выбирать так, чтобы деформация виброизоляторов при опорной схеме виброизоляции под действием силы веса машины была одинаковой и опорная плоскость машины оставалась горизонтальной.

Для подвесной схемы виброизоляции возможно применение одинаковых цилиндрических пружин [3] для всех виброизоляторов и нелинейных равночастотных

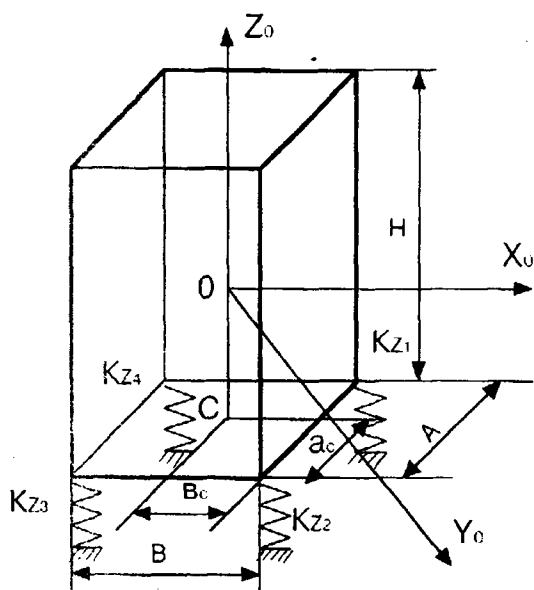


Рис. 1

пружин, например, цилиндроконических [4].

Если при первом расчете полученный результат не удовлетворяет вышеперечисленным требованиям, то следует изменить жесткости или координаты виброизоляторов и повторить расчет. При совпадении центра масс виброизолированной машины с центром жесткости системы виброизоляции формулы (1) являются точными, при несовпадении – приближенными.

Точные значения собственных частот в этом случае можно подсчитать по предлагаемому ниже методу разделения систем, который рассмотрим на примере расчета системы виброизоляции для пневморепирного ткацкого станка АТПР-120.

Координаты центра жесткости (точка С на рис. 1) для тела, опирающегося на четыре различных упругих элемента, расположенных в вершинах прямоугольника, определяется выражением

$$a_c = \frac{a(K_{z1} + K_{z4})}{K_{z1} + K_{z2} + K_{z3} + K_{z4}},$$

$$b_c = \frac{b(K_{z2} + K_{z3})}{K_{z1} + K_{z2} + K_{z3} + K_{z4}}. \quad (2)$$

Из конструктивных соображений выберем систему виброизоляции в опорном исполнении. Частота вращения главного вала станка $n=360 \text{ мин}^{-1}$; масса M станка = 1580 кг

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi 360}{30} = 37,7 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Наибольшие допустимые значения собственных частот составят

$$\omega_x = \omega_y = \omega_z = \omega_{\varphi x} = \omega_{\varphi y} =$$

$$= \omega_{\varphi z} = \frac{37,7}{2,5} = 15,1 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

$$f_x = 2,4 \text{ Гц}.$$

Из конструктивных соображений и в целях удобства изготовления выберем все четыре пружины системы виброизоляции ткацкого станка одинаковыми.

Жесткость одной пружины

$$K_z = \frac{A_z}{4} = \frac{360 \cdot 10^3}{4} = 90 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

В качестве упругого элемента взята цилиндрическая пружина. Необходимый вертикальный прогиб от приходящейся на одну пружину статистической нагрузки определяется из соотношения

$$\lambda_z = 25f_z^{-2} = 25 \cdot 2,4^{-2} = 4,3 \text{ см}.$$

Выбранная пружина должна иметь указанный статистический прогиб при расчетной нагрузке, равной 0,25 веса станка. Максимальная нагрузка на пружину (при соприкосновении витков) равна удвоенной расчетной. Как показал расчет, всем предъявленным требованиям удовлетворяет пружина с параметрами: высота $H_0=150$ мм; диаметр пружины $D_0=60$ мм; диаметр проволоки $d=10$ мм.

Жесткость цилиндрической пружины из стальной проволоки в вертикальном направлении определяется по формуле

$$K_z = \frac{10^5 d^4}{D_0^3 i}.$$

Поскольку K_z задана, найдем число витков i (D_0 и d в см): $i=5$.

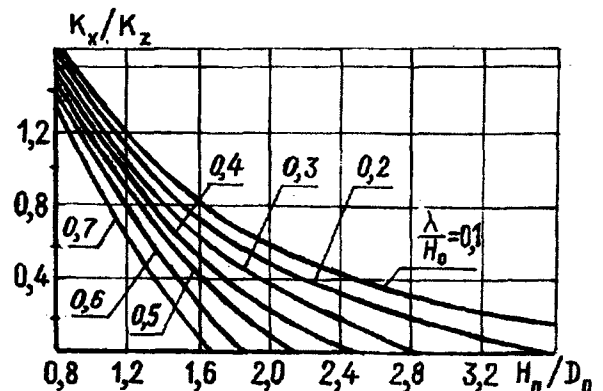


Рис. 2

Жесткость цилиндрической пружины в горизонтальном направлении определяется по графику (рис.2): H_n – высота пружины под нагрузкой P ; λ – прогиб пружины под нагрузкой P . Из графика, представленного на рис.2, имеем

$$\frac{H_n}{D_0} = \frac{H_0 - \lambda}{D_0} = \frac{15 - 4}{6} = 1,83;$$

$$\frac{K_x}{K_z} = \frac{K_y}{K_z} = 0,36;$$

$$K_x = 0,36; \quad K_z = 0,36 \cdot 90 \cdot 10^3 \frac{H}{M}$$

Суммарная жесткость системы виброизоляции в горизонтальном направлении составит

$$A_x = \sum_1^4 K_x = 432,7 \cdot 10^3 = 131 \cdot 10^3 \frac{H}{M}$$

Собственная частота колебаний по координатам X и Y равна

$$\omega_x = \omega_y = \sqrt{\frac{A_x}{M}} = \sqrt{\frac{131000}{1580}} = 9,1 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$f_x = f_y = 1,45 \text{ Гц.}$$

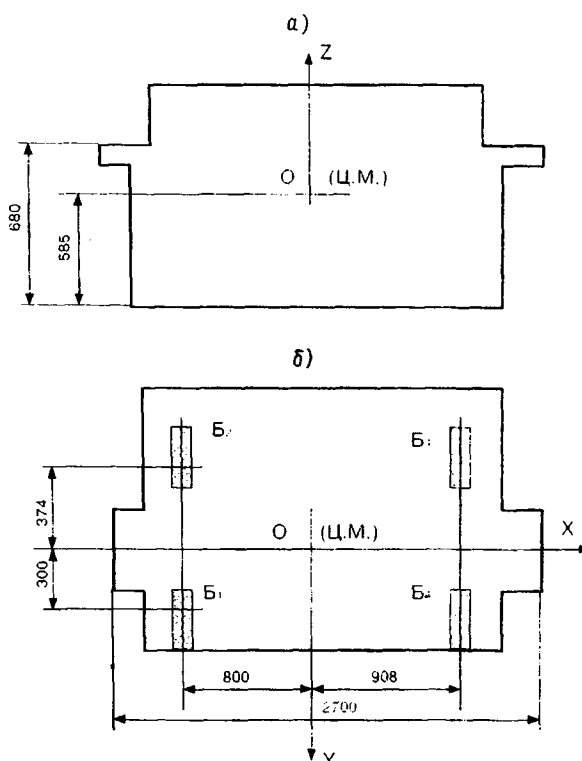


Рис. 3

Для определения угловых жесткостей C_x , C_y , C_z воспользуемся схемой расположения опор станка АТПР-120 (рис.3: а) – фронтальная проекция; б) – вид сверху). Имея координаты центра тяжести станка и полагая места расположения виброизолирующих опор в центре опорных лап (рис.3-б т. B_1 , B_2 , B_3 , B_4), получаем координаты виброизоляторов относительно центра масс станка (табл. 1).

Таблица 1

Точки	Координаты, м		
	x	y	z
B_1	-0,80	0,30	-0,585
B_2	-0,80	-0,374	-0,585
B_3	0,908	-0,374	-0,585
B_4	0,908	0,30	-0,585

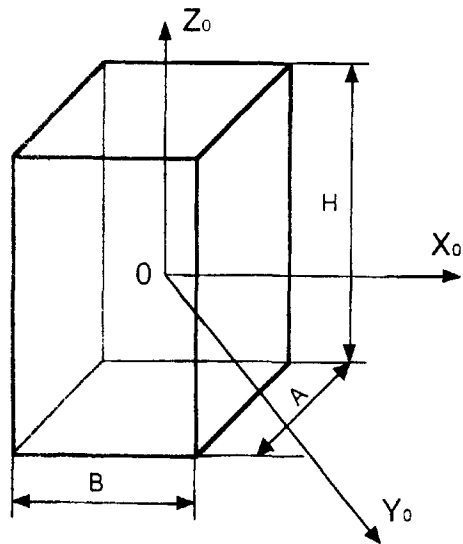


Рис. 4

Моменты инерции станка относительно осей, проходящих через центр тяжести, определим, приняв, что станок может быть заменен параллелепипедом с равномерно распределенной массой (рис.4 – расчетная схема для определения моментов инерции станка АТПР). Размеры А, В, Н, равные габаритным размерам станка, составляют А=2,70 м; В= 0,96 м; Н=0,88 м.

Значения моментов инерции $J_{Ox} = 223 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{Oy} = 1062 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{Oz} = 1081 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Величины угловых жесткостей $C_x = 80,233 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $C_y = 308,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $C_z = 110,81 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Определим соответствующие частоты:

$$\begin{aligned} \omega_{\varphi x} &= 18,97 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; & f_{\varphi x} &= 3,0 \text{ Гц}; & \omega_{\varphi y} &= \\ &= 17,04 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; & f_{\varphi y} &= 2,71 \text{ Гц}; & \omega_{\varphi z} &= 10,12 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \\ f_{\varphi z} &= 1,61 \text{ Гц}; & \omega_x = \omega_y &= 9,02 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; & f_x = \\ &= f_y = 1,43 \text{ Гц}; & \omega_z &= 15 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; & f_z &= 2,38 \text{ Гц}. \end{aligned}$$

Вычисленные собственные частоты системы виброизоляции станка АТПР-120 удовлетворяют условию $\gamma_i = \frac{\omega_i}{\omega} \geq 2$.

Ввиду того, что центр масс машины не совпадает с центром жесткости, значения собственных частот необходимо уточнить по изложенному ниже методу – методу разделения системы.

Для нахождения решения разделим исходную систему уравнений [1] по строкам на простейшие системы, состоящие из двух связанных уравнений, например, для координат x и φ_y или y и φ_x ; остальные члены в этих уравнениях, включающие другие координаты, примем равными нулю. В каждой выделенной простейшей системе из двух уравнений вычислим коэффициент связи:

$$C_{1,2} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\omega_1^2 \omega_2^2}, \quad (3)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты, характеризующие упругую связь между уравнениями простейшей системы; ω_1 и ω_2 – парциальные частоты.

Физический смысл имеют значения связи $C_{1,2} < 1$.

С целью составления системы уравнений для станка АТПР-120 определим недостающие коэффициенты: линейно-поворотные и гироскопические жесткости. Затем, подставляя вычисленные значения коэффициентов и сокращая каждое уравнение на коэффициент при члене со второй производной, получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 x'' + 82,91 - 48,43\varphi_y + 3,06\varphi_z &= 0, \\
 y'' + 82,91y + 48,43\varphi_x + 4,47\varphi_z &= 0, \\
 z'' + 227,87z - 8,43\varphi_x - 12,3\varphi_y &= 0, \\
 \varphi_x'' + 359,8\varphi_x + 343,1y - 59,73z + 186,86\varphi_y + 18,52\varphi_z &= 0, \\
 \varphi_y'' + 290,4\varphi_y - 18,31x - 72,05z + 39,24\varphi_x - 2,66\varphi_z &= 0, \\
 \varphi_z'' + 102,51\varphi_z + 4,48x + 6,53y + 3,82\varphi_x - 2,62\varphi_y &= 0.
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Первая выделенная система, например x, φ_y , имеет вид:

$$x'' + \omega_x^2 x + \alpha_1 \varphi_y = 0, \tag{5}$$

$$\varphi_y'' + \omega_{\varphi_y}^2 \varphi_y + \alpha_2 x = 0,$$

где

$$\begin{aligned}
 \omega_x^2 &= 82,91; & \alpha_1 &= 48,43; \\
 \omega_{\varphi_y}^2 &= 290,4; & \alpha_2 &= 18,31.
 \end{aligned}$$

Связь в выделенной системе

$$C_{x,\varphi_y} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\omega_x^2 \omega_{\varphi_y}^2} = \frac{48,43 \cdot 18,31}{82,91 \cdot 290,4} = 0,037.$$

Для всех связанных простейших систем, которые можно выделить, получим значения связи, приведенные в табл.2.

Таблица 2

№ п/п	Система	Связь
1	x, φ_y	0,0370
2	y, φ_x	0,006
3	z, φ_x	0,006
4	z, φ_y	0,013
5	y, φ_z	0,003
6	x, φ_z	0,0016
7	φ_x, φ_y	0,07
8	φ_x, φ_z	0,002
9	φ_y, φ_z	0,0002

Результаты вычислений показывают, что при связи меньше 0,02 взаимное влияние по частоте практически отсутствует.

В табл.3 представлены полученные результаты. В качестве нулевого приближения взяты значения, полученные без учета связности. В качестве первого и второго приближения даны результаты, полученные изложенным выше методом разделения системы. В графе «точные значения» – данные получены точным численным методом с помощью ЭВМ.

Таблица 3

Координата	Частота, Гц			Точные значения частоты, Гц
	Приближение			
	нулевое	первое	второе	
x	1.43	1.41	1.41	1.41
y	1.43	0.897	0.9	0.84
z	2.38	2.40	2.40	2.58
φ_x	3.0	3.22	3.40	3.40
φ_y	2.71	2.73	2.51	2.56
φ_z	1.61	1.61	1.61	1.61

Как видно из табл.3, погрешность вычисления собственных частот системы виброизоляции по методу разделения систем значительно меньше, чем при вычислении частот без учета связности.

Исследования эффективности применения пружинных виброизоляторов для пневморепирных ткацких станков проводили в производственных условиях на втором этаже ткацкого цеха Московской хлопчатобумажной фабрики им.

М.В. Фрунзе, причем станок АТПР устанавливался на виброизоляторы ОВ-31, виброизолирующие прокладки типа АП-

113 и пружинные виброизоляторы [4]. Результаты испытаний сведены в табл.4.

Таблица 4

Направление действия нагрузки	Снижение амплитуд динамических нагрузок, дБ, при работе станка АТПР-120 на виброизолирующих устройствах по сравнению с жестким креплением станка		
	ОВ-31	АП-113	Пружинные виброизоляторы
По основе	1	3,5	25
По утку	5	8	14
По вертикали	1	6	23

Как видно из табл.4, установка станка на пружинные виброизоляторы позволяет снизить амплитуды динамических нагрузок по основе, утку и в вертикальном направлении соответственно на 25, 14, 23 дБ.

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета системы виброизоляции станка (на примере АТПР-120) для случая, когда центр масс виброизолированной машины не совпадает с центром жесткости системы виброизоляции. Точные значения собственных частот в этом случае можно подсчитать по методу разделения систем, значительно сокращающим объем вычислений при существующей погрешности, не превышающей 5 %.

2. Установка станка типа АТПР на пружинные виброизоляторы позволяет снизить амплитуды динамических нагрузок в вертикальном направлении на 23 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 № 1668773. Виброизолирующая система Кочетова для ткацких станков /О.С. Кочетов. – Оpubл.1991. Бюл. № 29.

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

5. Кочетов О.С., Поляковский Л.Ю. Пружинные виброизолирующие устройства с равночастотными свойствами. // Тез. докл. на Всесоюзн. науч. совещаниях по проблемам виброизоляции машин и приборов. – М.: ИМАШ АН СССР, 1986. С.92...93.

Рекомендована кафедрой процессы и аппараты химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 04.05.00.