

тельности процесса ЭМН для электрических и постоянных магнитов составили соответственно 18 % и 11 %.

Таким образом, проведенные сравнительные испытания показали, что использование постоянных магнитов в магнитной системе установки, реализующей процесс ЭМН, позволяет повысить производительность наплавки до 25 %, обеспечить устойчивость и стабильность процесса, а также получить равномерное по толщине покрытие.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ящерицын П. И., Кожуро Л. М., Ракомсин А. П. и др. Технологические основы обработки изделий в магнитном поле. – Мн.: Изд-во ФТИ, 1997. – 416 с. 2. Кожуро Л. М., Чемисов Б. П. Обработка деталей машин в магнитном поле. – Мн.: Наука і тэхніка, 1995. – 232 с. 3. Кожуро Л. М., Миранович А. В., Тризна В. В. Моделирование процесса восстановления деталей машин с применением гибкого производственного модуля на постоянных магнитах // Моделирование сельскохозяйственных процессов и машин: Материалы 3 респ. науч.-техн. конф., Мн., 13-15 ноября 2002 г / Минсельхозпрод РБ, БГАТУ. – Мн., 2002. – С. 82-84.

УДК 621-752.8

В. В. Кудин, Э. И. Астахов

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРОИЗОЛИРОВАННОГО ФУНДАМЕНТА МАШИНЫ ПРИ КИНЕМАТИЧЕСКОМ ВИБРОВОЗМУЩЕНИИ

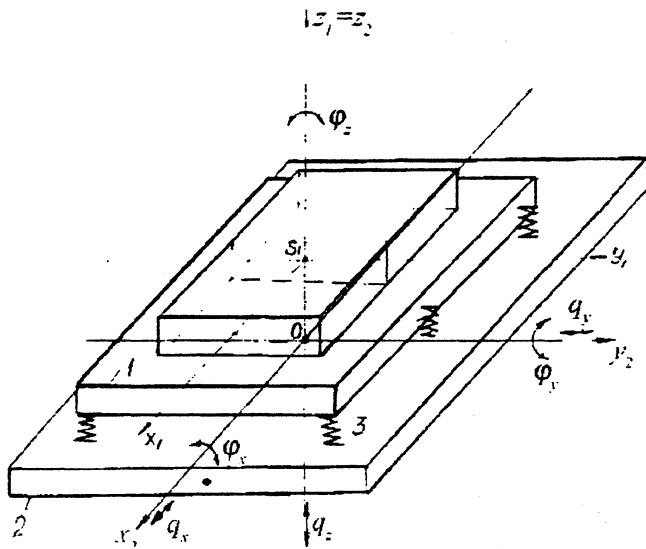
*Белорусский национальный технический университет*

*Минск, Беларусь*

Очень часто новое прогрессивное оборудование устанавливают в существующих прессовых или механических цехах с высоким уровнем вибраций. В таких случаях возникают задачи виброзащиты устанавливаемого оборудования от повышенных вибраций их рабочих площадок. Наиболее распространенным и эффективным (при широкополосной полигармонической вибрации) методом виброзащиты оборудования является виброизоляция [1], заключающаяся в размещении между источником и защищаемым объектом упругих элементов - виброизоляторов. В таких случаях в технике для виброзащиты оборудования используются виброизолированные фундаменты [2], которые представляют монолитную (чаще железобетонную) плиту с жестко закрепленным на ней защищаемым оборудованием и изолированную от виб-

рирующей площадки пола цеха упругими виброизоляторами. В работе показана методика определения параметров виброизолированного фундамента для лазерной установки резки листовых материалов TC L3030 (фирмы TRUMPF), устанавливаемой в прессовом цехе ПО «МТЗ».

Расчетная схема виброизолированного фундамента представлена на рис. 1. Железобетонная плита 1 фундамента установлена на вибрирующей площадке 2 пола прессового цеха посредством виброизоляторов 3. Лазерная установка 4 жестко закреплена на плите 1 так, что общий центр масс  $S_1$  плиты с установкой располагается на одной вертикальной оси с центром жесткости  $O$  системы виброизоляторов 3.



Виброизолированный объект (лазерная установка, жестко закрепленная на железобетонном блоке) находится под воздействием вибровозмущения пола прессового цеха. Колебания виброизолированного объекта в первом приближении могут быть смоделированы одномассовой колебательной системой с 6-ю степенями свободы (три линейных  $q_x, q_y, q_z$  по осям X, Y, Z и три угловых  $\phi_x, \phi_y, \phi_z$  вокруг X, Y, Z) при кинематическом вибрационном возмущении основания (рис. 1).

Дифференциальные уравнения колебаний виброизолированного объекта представим в матричной форме

$$[a] \{ \ddot{q} \} + [k] \{ q \} = \{ Q \}, \quad (1)$$

где  $[a]$  — матрица инерционных коэффициентов;  $[k]$  — матрица коэффициентов жесткости;  $\{ q \}$  — матрица обобщенных координат;  $\{ \ddot{q} \}$  — матрица обобщенных ускорений;  $\{ Q \}$  — матрица внешних воздействий на виброизолированный фундамент

В нашем случае  $\{Q\}$  — это параметры кинематического возмущения со стороны пола на виброизоляторы объекта. Решением уравнения (1) является сумма общего решения соответствующей однородной системы. Первое решение определяет свободные колебания объекта виброзащиты с частотами  $\omega_0$ , а вторая — некоторое частное решение вынужденных колебаний, зависящих от вида функции внешних возмущений и принимаемых полигармоническими с частотами  $f_i$ .

Предполагая колебания виброизолированного объекта по каждой обобщенной координате  $(q_i, \varphi_i)$  взаимно несвязанными, то можем рассчитать суммарную амплитуду колебаний  $A_i$  на частоте  $f_i$ :

$$A_i = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + \left( a_z + \frac{l_x}{2} a_{\varphi_x} + \frac{l_y}{2} a_{\varphi_y} \right)^2},$$

где  $a_x, a_y, a_z$  — амплитуды линейных колебаний  $i$  — ой гармонической составляющей по осям X, Y, Z;  $a_{\varphi_x}, a_{\varphi_y}$  — амплитуды угловых колебаний  $i$  — ой гармоники вокруг осей X, Y;  $l_x, l_y$  — линейные размеры объекта по осям X и Y.

По результатам экспериментальных виброизмерений в работе [3] было получено, что вынужденные колебания пола прессового цеха являются близкими к полигармоническим с преобладающими вертикальными составляющими в области низкой частоты  $f_q = 15$  Гц с амплитудами  $a_x \approx 0,005$  мм,  $a_y \approx 0,005$  мм,  $a_z \approx 0,020$  мм и рассчитаны угловые амплитуды на этой частоте  $a_{\varphi_x} \approx 2 \cdot 10^{-7}$  рад,  $a_{\varphi_y} \approx 2 \cdot 10^{-7}$  рад. Подставив эти значения в формулу  $A_i$  при  $f_q = 15$  Гц получим величину максимальной амплитуды  $A_i$  на расчетной частоте  $f_i$  в крайних точках:

$$A_{15} = \sqrt{(0,005)^2 + (0,005)^2 + \left( 0,020 + \frac{2900}{2} 2 \cdot 10^{-7} + \frac{7800}{2} 2 \cdot 10^{-7} \right)^2} = 0,0205 \text{ м}$$

Необходимую собственную частоту  $f_0$  системы виброизоляции, которая обеспечит допустимую амплитуду колебаний  $[A] = 0,001$  мм на этой частоте  $f_q = 15$  Гц, определим по известной формуле из литературы [4]:

$$f_0 \leq f_q \sqrt{\frac{[A]}{A_{15} + [A]}} = 15 \sqrt{\frac{1 \cdot 10^{-3}}{2,05 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-3}}} = 3,235 \text{ Гц}$$

Принимаем для дальнейших расчетов собственную частоту виброизоляции по оси Z равной  $f_0 = 3,5$  Гц. Следует отметить, что проведенный позднее уточненный расчет частот собственной колебаний реальной конструкции методом конечных элементов на программном комплексе ЛИРА-ПК дал близкий результат  $f_0 = 3,56$  Гц.

По собственной циклической частоте  $f_0 = 3,5$  Гц определяется необходимая суммарная жесткость  $C_z$  системы виброизоляторов из формулы

$$\omega_z = \sqrt{\frac{C_z}{M}}$$

где  $\omega_z$  —угловая частота собственных колебаний в рад/с,  $\omega_z = 2\pi f_0$ ; М — масса фундаментной плиты с установкой.

Отсюда

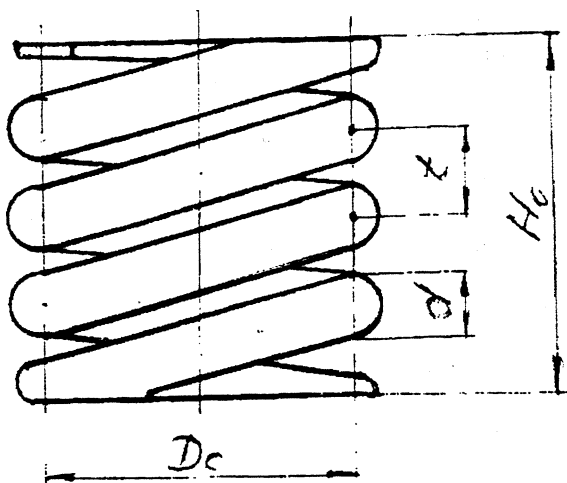
$$C_z = \omega_z^2 \cdot M = (2\pi f_0)^2 \cdot M = (2 \cdot \pi \cdot 3,5)^2 \cdot 47415 = 22907154 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Виброизоляцию объекта осуществляем с помощью металлических пружин ТЭ-30.35.30.101, подобранных по справочной литературе [5], которые применяются в локомотивах серии ТЭ10. Основные параметры пружины по литературе [5] на рис. 6: диаметр проволоки  $d = 40$  мм, средний диаметр пружины  $D_c = 200$  мм, число рабочих витков  $n_1 = 3$ , общее число витков  $n = 4,5$ , высота в свободном состоянии  $H_0 = 235$  мм, направление навивки - правое, наибольшая рабочая нагрузка  $P_2 = 59400$  Н, предельная нагрузка  $P_3 = 66000$  Н, собственная частота при  $P_2$   $f_n = 2$  Гц, жесткость пружины  $C_{z1} = 995$  Н/мм, деформация пружины при  $P_2$   $H_2 = 60$  мм, деформация пружины при  $P_3$   $H_3 = 66$  мм, масса пружины  $m_n = 24,9$  кг.

Определяем необходимое число N виброизоляторов для обеспечения суммарной жесткости:

$$N = \frac{C_z}{C_{z1}} = \frac{22907154}{995000} = 23,03.$$

Принято целое число  $N = 24$ . Схема расположения виброизоляторов представлена (рис.2) в виде трех рядов по 8 виброизоляторов в ряду с шагом 1057 мм. Расстояние между рядами 1250 мм.



Высота пружины под нагрузкой

$$H_n = H_0 - \Delta_{ст} = 235 - 20,1 = 214,9 \text{ мм.}$$

Жесткость пружины в горизонтальном направлении  $C_x = C_y$ , определяется по отношению  $H/D = 214,9/240 = 0,9$  на графике рис.5.2 в литературе [4]:

$$\frac{C_x}{C_z} = \frac{C_y}{C_z} = 1,4$$

Тогда  $C_x = C_y = 1,4 \cdot 995 = 1393 \text{ Н/мм.}$

Пружины, работающие на сжатие, проверяем на устойчивость, если их гибкость больше или равна предельным значениям, приведенным в табл. 5.2 литературы [5]. Так как  $H/D = 0,9$ , что меньше 3, то устойчивость обеспечена.

При симметричном и равномерном распределении нагрузки угловые перемещения фундаментного блока будут практически незначительны, и ими можно пренебречь. Статическая нагрузка на один виброизолятор

$$Q'_p = \frac{Q_p}{N} = \frac{47415 \cdot 9,81}{2,4} = 14382 \text{ Н.}$$

Этой нагрузке соответствует статическая осадка виброизолятора

$$\Delta_{ст} = \frac{Q'_p}{C_z} = \frac{19382}{995} = 19,48 \text{ мм.}$$

Динамическая нагрузка на один виброизолятор в рабочем режиме

$$P'_{дин} = a_{qc} \cdot C_z = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 995 = 19,9 \text{ Н.}$$

Полная расчетная нагрузка на одну пружину

$$P' = P'_{ст} + 1,5 P'_{дин} = 19382 + 1,5 \cdot 19,9 = 19411 \text{ Н.}$$

Максимальная осадка пружины под воздействием суммарной полной нагрузки

$$\Delta_{дин} = \frac{P'}{C_z} = \frac{19411}{995} = 19,51 \text{ мм.}$$

На известной частоте вынужденных колебаний ( $f_q = 15 \text{ Гц}$ ) рассчитываем амплитуду вертикальных колебаний центра масс виброизолированной установки, обусловленные вибрациями бетонного короба, воспринимающего вынужденные колебания пола прессового цеха, по формуле (4.12) в литературе [4]:

$$A_z = \frac{b_z}{\alpha_z^2 - 1} = \frac{0,020}{(4,286)^2 - 1} = 0,00115 \text{ мм,}$$

где  $b_z$  — амплитуда кинематического возмущения основания короба,  
 $b_z = 0,020 \text{ мм;}$

$\alpha_z$  — коэффициент отношения частот вынужденных и собственных колебаний

$$\alpha_z = \frac{\omega_z}{\omega_0} = \frac{f_z}{f_0} = \frac{15}{3,5} = 4,286;$$

$f_0$  — фактическая частота собственных колебаний системы 24-х пружинных виброизоляторов  $f_0=3,5$  Гц.

Таким образом из полученного видно, что амплитуда вертикальных колебаний виброизолированной установки уменьшилась от  $A = 0,020$  мм до  $A=0,00116$ мм. Ко-

эффициент уменьшения равен  $\frac{b_z}{A_z} = 14,7$  раза.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6 - ти томах. Т. 6. Защита от вибраций и ударов / под ред. К.В. Фролова. - М.: Машиностроение, 1977. —456 с. 2. Каминская В.В., Решетов Д.И. Фундаменты и установка металлорежущих станков. - М.: Машиностроение, 1975.— 203 с. 3. Исследование вибрационного состояния рабочей площадки и разработка конструкции виброизолированного фундамента под установку лазерной резки в прессовом цехе ПО «МТЗ»: Отчет о НИР (заключительный) / УНПП «ИТМАШ» БГПА; Руководитель Кудин В.В. - № ГР 19992147/26.06.99; инв № ГНТПИ - 0580896.87 -2000 - Минск, 2000.— 93 с. 4. Руководство по проектированию виброизоляции машин и оборудования. - М. : Стройиздат, 1972. — 60 с. 5. Виброизолирующие устройства фундаментов и оснований под машины с динамическими нагрузками. Серия 3.001 - 2. Вып.1. Каталог пружинных виброизоляторов и пружин для виброизоляторов. - М.: ЦИТИ, 1975. — 64 с.