

УДК 677.057

**ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОСТОВОВ ОТДЕЛОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

**FORCED VIBRATIONS OF SKELETONS OF FINISHING EQUIPMENT**

*М.Э. ГРЕКОВ, Ю.Г. ФОМИН, И.И. КОМИССАРОВ, А.В. ДЕМИДОВ, В.Е. ПАРШУКОВ  
M.E. GREKOV, YU. G. FOMIN, I.I. KOMISSAROV, A.V. DEMIDOV, V.E. PARSHUKOV*

**(Ивановская государственная текстильная академия)  
(Ivanovo State Textile Academy)  
E-mail: ptoo@igta.ru**

*В статье рассмотрен вопрос о вынужденных колебаниях отделочного оборудования.*

*The question on forced vibrations of finishing equipment has been considered in the article.*

**Ключевые слова:** динамические нагрузки, остов, колебания.

**Keywords:** dynamic loads, a skeleton, vibrations.

Исследование динамических нагрузок, передаваемых оборудованием на основание, необходимо для правильного проектирования промышленных зданий, виброизоляторов, а также в целях диагностики внутреннего состояния оборудования.

В работе [1] машина рассматривается как единая система, влияющая на качество выпускаемой продукции.

Из условия динамического равновесия подвижных масс составим дифференциальные уравнения движения рассматриваемой системы (рис. 1 – динамическая модель остова), которая представлена в виде массы, установленной на четырех упругих опорах с жесткостью  $C_{1,2}$ , и приложенной к центру масс силой  $F$  [2].

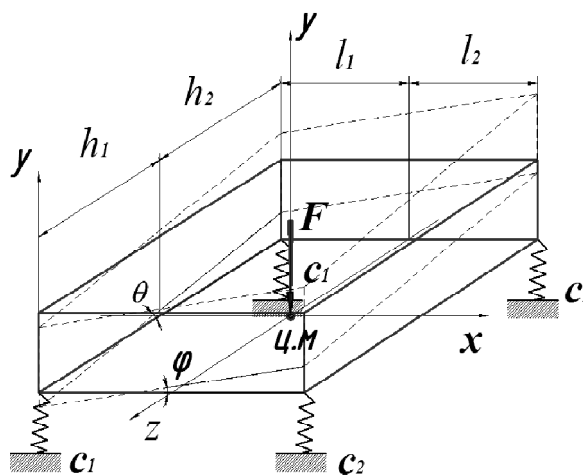


Рис. 1

Составляем систему уравнений:

$$\begin{cases} -m\ddot{y} + 2c(y + \ell_1\varphi) + 2c(y - \ell_2\varphi) = F_{ik}\sin\omega t, \\ -Y_z\ddot{\varphi} + 2c\ell_1(y + \ell_1\varphi) - 2c\ell_2(y - \ell_2\varphi) = 0, \\ -Y_{z1}\ddot{\theta} + 2ch_1(A + h_1\theta) - 2ch_2(y - h_2\theta) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\omega$  – возмущающая частота.

$$\begin{aligned} \varphi_i &= B_i \sin\omega t \Rightarrow \ddot{\varphi} = -B\omega^2 \sin\omega t, \\ y_i &= A_i \sin\omega t \Rightarrow \ddot{y} = -A\omega^2 \sin\omega t, \\ \theta_i &= D_i \sin\omega t \Rightarrow \ddot{\theta} = -D\omega^2 \sin\omega t, \\ -mA\omega^2 \sin\omega t + 2c(A\sin\omega t + \ell_1 B\sin\omega t) + \\ &+ 2c(A\sin\omega t - \ell_2 B\sin\omega t) = F_{ik} \sin\omega t. \end{aligned} \quad (2)$$

$$-mA\omega^2 + 2c(A + \ell_1 B) + 2c(A - \ell_2 B) = F_{ik}, \quad (4)$$

$$-Y_z B\omega^2 \sin\omega t + 2c\ell_1(A\sin\omega t + \ell_1 B\sin\omega t) - 2c\ell_2(A\sin\omega t - \ell_2 B\sin\omega t) = 0, \quad (5)$$

$$-Y_z B\omega^2 + 2c\ell_1(A + \ell_1 B) - 2c\ell_2(A - \ell_2 B) = 0, \quad (6)$$

$$-Y_{z1} D\omega^2 \sin\omega t + 2ch_1(A\sin\omega t + h_1 D\sin\omega t) - 2ch_2(A\sin\omega t - h_2 D\sin\omega t) = 0, \quad (7)$$

$$-Y_{z1} D\omega^2 + 2ch_1(A + h_1 D) - 2ch_2(A - h_2 D) = 0. \quad (8)$$

Запишем первое, второе и третье уравнения:

Составляем определитель и решаем его:

$$\Delta = \begin{vmatrix} 4c - m\omega^2, & 2c\ell_1 - 2c\ell_2, & 0, \\ 2c\ell_1 - 2c\ell_2, & 2c\ell_1 + 2c\ell_2 - Y_z\omega^2, & 0, \\ 2ch_1 - 2ch_2, & 0, & 2ch_1 + 2ch_2 - Y_{z1}\omega^2, \end{vmatrix} \quad (9)$$

$k$  – число гармоник,  $1 \dots n$ ,

$$(4c - m\omega^2)A + (2c\ell_1 - 2c\ell_2)B + 0D = F_{ik}, \quad (10)$$

$$(2c\ell_1 - 2c\ell_2)A + (2c\ell_1 + 2c\ell_2 - Y_z\omega^2)B + 0D = 0, \quad (11)$$

$$(2ch_1 - 2ch_2)A + 0B + (2ch_1 + 2ch_2 - Y_{z1}\omega^2)D = 0, \quad (12)$$

$$\Delta_A = \begin{vmatrix} F_{ik}, & 2c\ell_1 - 2c\ell_2, & 0, \\ 0, & 2c\ell_1 + 2c\ell_2 - Y_z\omega^2, & 0, \\ 0, & 0, & 2ch_1 + 2ch_2 - Y_{z1}\omega^2, \end{vmatrix} \quad (13)$$

$$\Delta_B = \begin{vmatrix} 4c - m\omega^2 & F_{ik} & 0 \\ 2c\ell_1 - 2c\ell_2 & 0 & 0 \\ 2ch_1 - 2ch_2 & 0 & 2ch_1 + 2ch_2 - Y_{z1}\omega^2 \end{vmatrix}; \quad (14)$$

$$\Delta_D = \begin{vmatrix} 4c - m\omega^2, & 2c\ell_1 - 2c\ell_2, & F_{ik}, \\ 2c\ell_1 - 2c\ell_2, & 2c\ell_1 + 2c\ell_2 - Y_z\omega^2, & 0, \\ 2ch_1 - 2ch_2, & 0, & 0, \end{vmatrix} \quad (15)$$

$$A = \frac{\Delta_A}{\Delta}, \quad B = \frac{\Delta_B}{\Delta}, \quad D = \frac{\Delta_D}{\Delta}.$$

Численный анализ данного определителя можно выполнить с помощью ЭВМ, получив амплитуды вынужденных колебаний.

Закон движения во времени нагрузок, как показывают теоретический анализ и результаты экспериментов, может быть

представлен в виде суммы нескольких гармоник. На основании полученных данных, используя метод суперпозиции, при  $y_k(x), y = \sum_{k=1}^m y_k(x)$  находим амплитуды колебаний, действующих на остов машины. При определении обобщенной суммы колебаний можно построить варианты их

амплитудно-частотной характеристики для остова машины [1].

## ВЫВОДЫ

Предлагается метод теоретического исследования вынужденных колебаний остовов машин отделочного оборудования.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрация и шум в текстильной и легкой промышленности / Под ред. докт. техн. наук Я. И. Коритыцкого. – М.: Легкая индустрия, 1974.
2. *Светлицкий В.А., Стасенко И.В.* Сборник задач по теории колебаний: Учебное пособие для студентов вузов. – 2-е. изд., перераб. – М.: Высшая школа, 1979.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильного отделочного оборудования. Поступила 15.03.12.

---