

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РЕМИЗНОЙ РАМЫ ТКАЦКОГО СТАНКА НА ОСНОВЕ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ МОДЕЛИ

И.К. ПЧЕЛИН

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

В [1] и [2] рассмотрены результаты исследований изгибных колебаний планок ремизных рам в плоскости рамы и показано, что практический интерес представляют только низшие частоты колебаний планок, поэтому целесообразно использовать дискретную динамическую модель.

Рамы новых конструкций выполняются с широкими несущими планками и даже при большой длине не имеют промежуточных стоек (или имеют одну стойку), а галевоносители жестко прикреплены к планкам. При работе таких рам кроме колебаний в их плоскости возникают изгибные колебания в направлении, перпендикулярном плоскости рамы (так называемый эффект парусности), интенсивность которых тем выше, чем больше асимметрия зева. В связи с этим актуальной стала задача о моделировании пространственных колебаний рам.

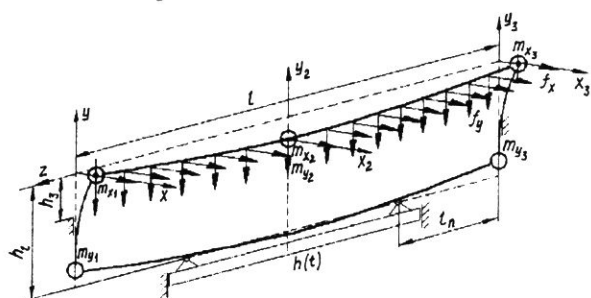


Рис. 1

Рассмотрим пространственные колебания ремизной рамы ткацкого станка типа АТПР-180. Схема ее простейшей динамической модели представлена в виде, показанном на рис.1. В модели учтена возможность изгибных колебаний планок в вертикальной и горизонтальной плоскостях и она имеет шесть степеней свободы. На схеме обозначены: m_{xi} и m_{yi} ($i = 1, 2, 3$) – приведенные массы планок для колебаний в соответствующих направлениях; f_x и f_y – нагрузки на верхнюю планку в горизонтальном и вертикальном направлениях от натяжений нитей основы (на схеме изображена рама при движении вверх из среднего положения). Показана также использованная пространственная система координат x, y, z , движущаяся вместе с замками ремизоподъемного механизма, обозначены основные размеры рамы.

Дифференциальные уравнения, описывающие вертикальные и горизонтальные колебания (обобщенные координаты x_1, x_2, x_3 и y_1, y_2, y_3), вследствие их малости не имеют динамической связи, а объединены только силовыми воздействиями от переменного натяжения нитей основы (f_x и f_y).

Уравнения в системе координат, движущейся вместе с рамой по закону $h=h(t)$, задаваемому ремизоподъемным механизмом, составленные методом сил, могут быть представлены в следующем матричном виде (для движения рамы вверх):

$$X = \delta_x (-M_x \ddot{X} - \mu_x \dot{X}) + \delta_{xf} F_x, \quad (1)$$

$$Y = \delta_y [-M_y (\ddot{Y} - \ddot{h}) - \mu_y \dot{Y}] - \delta_{yf} F_y,$$

где $M_x = \|m_{xii}\|$, $M_y = \|m_{yii}\|$,

$\mu_x = \|\mu_{xii}\|$, $\mu_y = \|\mu_{yii}\|$ – диагональные матрицы масс и коэффициентов демпфирования; $X = \|x_i\|^T$, $Y = \|y_i\|^T$,

$H = \|h \ h \ h\|^T$ – матрицы-столбцы координат (и их производных); $\delta_x = \|\delta_{xij}\|$,

$\delta_y = \|\delta_{yij}\|$, $\delta_{xf} = \|\delta_{xfij}\|$, $\delta_{yf} = \|\delta_{yfiij}\|$ – квадратные симметричные матрицы коэф-

$$\delta_{x11} = \delta_{x33} = h_B^3 / 3EJ_z, \quad \delta_{x22} = h_B^3 / 6EJ_z + l^3 / 48EJ_y,$$

$$\delta_{x12} = \delta_{x21} = \delta_{x23} = \delta_{x32} = \delta_{x11} / 2, \quad \delta_{x13} = \delta_{x31} = 0,$$

$$\delta_{x1f} = \delta_{x3f} = \delta_{x11} / 2, \quad \delta_{x2f} = \delta_{x1f} + 5l^3 / 384EJ_y,$$

$$\delta_{y11} = \delta_{y33} = l_n^3 / 3EJ_x, \quad \delta_{y22} = (l_n^3 + l^3 / 8) / 6EJ_x, \quad (3)$$

$$\delta_{y12} = \delta_{y21} = \delta_{y23} = \delta_{y32} = \delta_{y11} / 2, \quad \delta_{y13} = \delta_{y31} = 0,$$

$$\delta_{y1f} = \delta_{y3f} = \delta_{y11} / 2, \quad \delta_{y2f} = \delta_{y1f} + 5l^3 / 384EJ_x.$$

Матрицы δ_x и δ_y размерности 3×3 имеют одинаковую и достаточно простую структуру, поэтому элементы обратных матриц (коэффициенты жесткости) легко выражаются через коэффициенты влияния δ_{ij} (эти выражения одинаковы для индексов x и y):

$$\delta = \begin{vmatrix} \delta_{11} & \delta_{11} / 2 & 0 \\ \delta_{11} / 2 & \delta_{22} & \delta_{11} / 2 \\ 0 & \delta_{11} / 2 & \delta_{11} \end{vmatrix},$$

коэффициентов влияния; $H = \|h \ h \ h\|^T$ – матрица-столбец кинематического возбуждения колебаний рамы (с одинаковыми элементами); F_x, F_y (с элементами f_x и f_y) – матрицы-столбцы составляющих сил от натяжения нитей основы.

Для численного интегрирования уравнений (1) разрешим их относительно матриц вторых производных X и Y умножением соответственно на матрицы $\delta_x^{-1} = C_x$ и $\delta_y^{-1} = C_y$.

Получим

$$M_x \ddot{X} = -C_x (X - \delta_{xf} F_x) - \mu_x \dot{X}, \quad (2)$$

$$M_y \ddot{Y} = -C_y (Y + \delta_{yf} F_y) - \mu_y \dot{Y} + M_x \ddot{H},$$

(C_x и C_y – матрицы коэффициентов жесткости).

Коэффициенты влияния выражаются через параметры рамы:

$$C = \delta^{-1} = \frac{1}{\delta_{22} - \delta_{11}/2} \begin{vmatrix} \delta_{22}/\delta_{11} - 1/4 & -1/2 & 1/4 \\ -1/2 & 1 & -1/2 \\ 1/4 & -1/2 & \delta_{22}/\delta_{11} - 1/4 \end{vmatrix}.$$

При моделировании динамики ремизной рамы на ПЭВМ коэффициенты влияния вычисляются по формулам (3), а коэффициенты жесткости – с помощью матрицы C .

$$m_{x1} = m_{x3} = m_\ell / 4 + m_B \cdot 33/280,$$

$$m_{x2} = m_\ell / 2,$$

$$m_{y1} = m_{y3} = m_\ell / 4 + m_h + m_\ell \cdot (l_n / l) \cdot 33/140,$$

$$m_{y2} = m_\ell / 2,$$

где m_1 – масса верхней (или нижней) планки; m_h – масса боковой стойки; m_B – масса консольной части боковой стойки.

Приведенные массы рамы для принятой дискретной модели выражаются через массы ее планок и стоек методами, разработанными для построения приближенных дискретных моделей [3]:

Закон движения рамы удобно выразить в виде

$$H(\varphi) = h_m \{ [1,2 \cdot \varphi_a - \sin(1,2\varphi_a)] / \pi - 1 \} (-1)^{k_f + 1},$$

где φ – угол поворота главного вала; $k_f = [1 + \varphi / 2\pi]$ – счетчик оборотов глав-

ного вала (целая часть приведенного выражения);

$$\varphi_a = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq \varphi_r \leq 40\pi/180, \\ \varphi_r - 40\pi/180 & \text{при } 40\pi/180 \leq \varphi_r \leq 320\pi/180, \\ 0 & \text{при } 320\pi/180 \leq \varphi_r \leq 360\pi/180; \end{cases}$$

$\varphi_r = \varphi - 2\pi(k_f - 1)$ – относительный угол поворота главного вала на участке одного оборота.

Горизонтальная и вертикальная составляющие усилия, действующего на планки от натяжений нитей основы, определяются с помощью схемы, приведенной на рис. 2 ($T_1 = T_2 = T$):

$$f_y = T_3 \cos \alpha_3 = T(\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2),$$

$$f_x = T_3 \sin \alpha_3 = T(\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1),$$

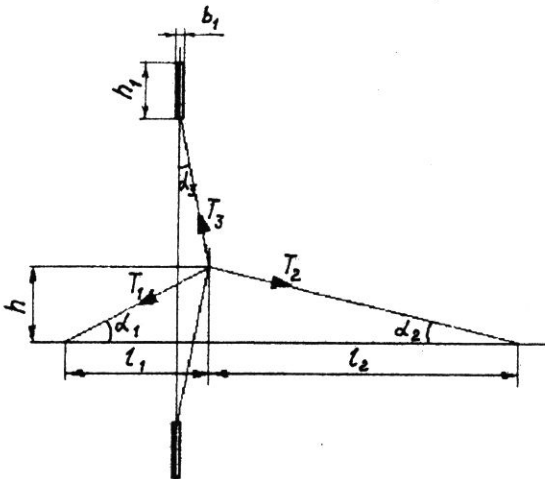


Рис. 2

$$\sin \alpha_1 = h / \sqrt{l_1^2 + h^2},$$

$$\sin \alpha_2 = h / \sqrt{l_2^2 + h^2},$$

$$\cos \alpha_1 = l_1 / \sqrt{l_1^2 + h^2},$$

$$\cos \alpha_2 = l_2 / \sqrt{l_2^2 + h^2},$$

где T – суммарное рабочее натяжение нитей основы, принимаемое пропорциональным длинам нитей;

$$T = T_{\min} + (T_{\max} - T_{\min}) dl / dl_{\max};$$

$$dl = \sqrt{l_1^2 + h^2} + \sqrt{l_2^2 + h^2} - (l_1 + l_2),$$

dl – текущая величина удлинения нитей основы в процессе зевобразования; $dl_{\max} = dl$ при $h = h_m$. Остальные обозначения расшифрованы ниже.

Математическая модель рамы реализована на ЭВМ в виде пакета программ на языке RM Fortran, позволяющих в диалоговом режиме моделировать динамику рамы при работе на станке, получая характеристики движения рамы и изгибных колебаний планок в вертикальной и горизонтальной плоскостях, траектории среднего сечения верхней планки рамы при ее колебаниях, формы колебаний планок и другие характеристики.

Рассмотрим пример моделирования пространственных колебаний верхней планки ремизной рамы. Числовые значения основных параметров приняты следующими: $l=1,8$ м – длина верхней планки рамы; $l_n=0,45$ м – длина консольных участков нижней планки; $E=0,7 \cdot 10^{11}$ кг·м⁻² – модуль упругости материала планок; $\gamma=2700$ кг/м³ – плотность материала планок; $h_m=0,029$ м – наибольшее смещение рамы от среднего положения; $\mu=30,0$ Н·с/м – коэффициент демпфирования; $l_1=0,05$ м – глубина передней части зева; $k_z=5$ – коэффициент асимметрии зева ($l_2 = k_z l_1$ –

рис. 2); $\omega=60$ с⁻¹ – угловая скорость главного вала; $n_n = 1000$ – количество нитей основы; $T_{\min} = 0,3$ Н – минимальное натяжение нитей основы; $T_{\max} = 0,8$ Н – максимальное натяжение нитей.

Планки рамы имеют коробчатое сечение, близкое к прямоугольному, размеры которого $h_1=100$ мм; $b_1=10$ мм (рис.2); $d_1 = 1,4$ мм (толщина стенок). К нижней части верхней планки приклепана пластина, несущая галевоносители, поперечные размеры которой на порядок меньше размеров сечения планки. При вычислении моментов инерции площади поперечного сечения планки J_x и J_y , входящих в выражения (3), можно в первом приближении пластину галевоносителей не учитывать.

Длина консольной части боковых стоек принята постоянной: $h_b=0,15$ м. Периодическое изменение этой длины на величину перемещений ремизной рамы при работе станка можно не учитывать, так как соответствующие увеличение жесткости и уменьшение приведенной массы лишь незначительно уменьшают максимальную величину горизонтальных перемещений среднего сечения верхней планки (до 3%).

При этом периодическое изменение жесткости и массы не приводит к возникновению параметрических колебаний вследствие большого различия и несоизмеримости частот изменения жесткости и массы, и низшей собственной частоты колебаний стойки, равных соответственно 15 л Гц (при $\omega=60$ с⁻¹) и 67 Гц (эти оценки получены моделированием на ЭВМ колебаний планки с числовыми значениями параметров, приведенными выше).

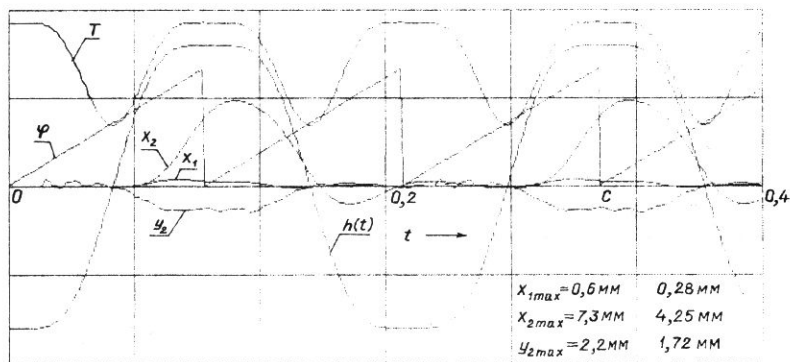


Рис. 3

На рис. 3 представлены графики характеристик колебаний рамы в функции времени ($h(t)$ – закон движения замков ремизоподъемного механизма; T – натяжение нитей основы; φ – угол поворота главного вала (отсчет начинается от нуля после каждого оборота вала): y_2 – перемещения среднего сечения в вертикальной плоскости; x_2 – то же в горизонтальной плоскости; x_1 – перемещения левого верхнего угла рамы в горизонтальной плоскости).

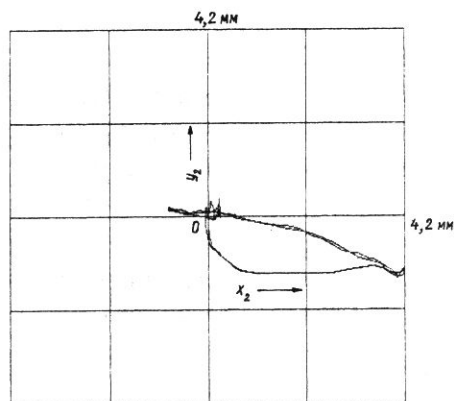


Рис. 4

На рис. 4 показана траектория центра тяжести площади среднего сечения верхней планки. В рассмотренном примере зев существенно несимметричен и горизонтальные перемещения среднего сечения верхней планки в 2,4 раза превышают вертикальные перемещения сечения.

Варьируя размеры профиля сечения планок (размеры задаются при работе программы по ее запросам), легко подобрать требуемые их значения. Наибольшие горизонтальные перемещения среднего сечения планки должны быть достаточно малы, чтобы не возникал контакт с соседними рамами или разделителями.

При симметричном зеве горизонтальные колебания планок не возникают, поэтому здесь применимы модели, разработанные ранее [1], [2], что используется для идентификации пространственной модели.

ВЫВОДЫ

Разработаны пространственная динамическая модель ремизной рамы и реализующие ее программы для моделирования на ЭВМ, что позволяет выполнять подбор размеров сечений профилей планок с целью обеспечения их пространственной жесткости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пчелин И.К. //Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1994, № 4. С. 71...75.
2. Пчелин И.К. //Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1998, № 1. С. 64...67.
3. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980.

Рекомендована кафедрой теоретической механики. Поступила 05.04.02.