

В частности, для механизма ремизного движения ткацкой машины СТБ выражения для ПКХ  $K$  и амплитудного значения силы  $Q_0$  имеют следующий вид, при учете упругих свойств двух наиболее протяженных звеньев продольной и промежуточной тяг в виде коэффициентов жесткости  $k_4$  и  $k_5$  с массами  $m_4$  и  $m_5$  соответственно (без диссипативных свойств):

$$K = j \frac{\omega^2 A (M_{III} B - M_I M_{II} k_0 \eta_4) - BC}{\omega M_{III} (A \omega^2 M_I M_{II} k_0 \eta_4 + BC)} \quad \text{и} \quad Q_0 = -j V_0 \frac{\omega M_{III} (A \omega^2 M_I M_{II} k_0 \eta_4 + BC)}{\omega^2 A (M_{III} B - M_I M_{II} k_0 \eta_4) - BC}$$

где  $A = m_5 \omega^2 - k_5$ ,  $B = M_I M_{II} \omega^2 - k_0 (M_I \eta_4 + M_{II})$  и  $C = m_5 \omega^2 (k_4 \eta_6 + k_5) - k_4 k_5 \eta_6$ ;  $\omega$  – угловая частота вращения главного вала ткацкой машины;  $M_I$  – приведенная масса звеньев с точкой сосредоточения на шарнирах связи ремизки с МРД;  $M_{II}$  – приведенная масса звеньев с точками сосредоточения на шарнирах углового рычага в передаче движения от продольной тяги к вертикальной;  $M_{III}$  – приведенная масса звеньев с точками сосредоточения на шарнирах коромысел четырехзвенника МРД в передаче движения от кулачкового привода;  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  – передаточные отношения звеньев сосредоточения масс четырехзвенника МРД связанного с коромыслом кулачкового привода;  $\eta_6 = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ ;  $\eta_4$  – передаточное отношение звеньев сосредоточения масс в передаче движения от углового рычага к ремизке;  $j$  – мнимая единица.

Используя полученную математическую модель МРД ткацкой машины СТБ, был проведен числовой эксперимент для частот вращения главного вала в диапазоне (300 – 600) мин<sup>-1</sup>, в результате которого получены сведения о резонансных частотах механизма в целом, распределении комплексных сил и скоростей по отдельным звеньям и группам звеньев, что позволяет получить качественную картину влияния параметров звеньев механизма на динамику МРД.

## К ПРОБЛЕМЕ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИВОДА ПЕТЛОБРАЗУЮЩИХ ОРГАНОВ ВЯЗАЛЬНО- ПРОШИВНЫХ И ОСНОВВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН

**И.И. Вульфсон, А.В. Орестова, М.И. Преображенская**  
Санкт-Петербургский государственный  
университет технологии и дизайна

Петлеобразующие органы вязально-прошивных и основвязальных трикотажных машин подвержены интенсивным динамическим нагрузкам, которые существенно проявляются на производительности, надежности и других важных эксплуатационных характеристиках этих машин. Большая зона технологической обработки предопределяет конструктивные особенности привода петлеобразующих органов. Типовая конструкция привода обычно представляет собой длинный главный вал, на котором установлены входные звенья четырех групп механизмов: игольницы, платин, ушковых гребенок и движков. Каждая из этих групп образует с главным валом колебательную систему кольцевой структуры [1], поскольку исполнительный орган приводится в движение несколькими цикловыми механизмами, работающими в параллельной схеме.

Даже с учетом возможности современной вычислительной техники динамический анализ, а в особенно рациональный динамический синтез данного класса приводов, является далеко не тривиальной задачей, что обусловлено несколькими причинами.

Во-первых, каждая из перечисленных подсистем включает нелинейный оператор, соответствующий нелинейной функции положения механизма. При линейзации функции положения в окрестности программного движения параметры системы оказы-

ваются переменными. Во-вторых, каждая из подсистем подвержена крутильным и изгибным колебаниям, причем соответствующие колебательные контуры оказываются связанными. В-третьих, за счет общего главного вала четыре группы механизмов объединяются в единую колебательную систему повышенной сложности, в которой не исключена существенная динамическая связанность между этими подсистемами.

С учетом вышеизложенного первый этап любого динамического исследования – выбор динамической модели в данном случае не может быть основан на чисто интуитивных представлениях и требует серьезного обоснования. С этой целью были проанализированы результаты многолетних исследований различных динамических моделей рассматриваемых приводов [2,3,4]. Основной спектр частот, оказывающий определяющее влияние на уровень возбуждаемых колебаний, свидетельствует о существенном взаимовлиянии между некоторыми подсистемами, что приводит к значительным трудностям при динамическом синтезе из-за большого числа степеней свободы колебательной систем, когда число обобщенных координат и варьируемых при синтезе параметров становится трудно обозримым. Однако сильная связанность подсистем в тоже время играет большую отрицательную роль как источник повышенной виброактивности колебательной системы привода в целом. С другой стороны, наличие слабых связей между подсистемами усложняет вычислительную процедуру. Таким образом, важной задачей при динамическом исследовании и инженерных расчетах становится обобщенное представление группы переменных (агрегирование), а также расчленение исходной модели на ряд моделей, слабо связанных между собой (декомпозиция).

Для исследования степени влияния параметров системы на переменную «собственную» частоту  $p$ , были использованы коэффициенты чувствительности  $dp_i/du_i$ , где  $u_i$  – варьируемый параметр. Представим формальное частотное уравнение в виде

$$U(p_1, u_1, \dots, u_n) = 0. \quad (1)$$

$$\text{Тогда } [dp_i/du_i] = -[(\partial U/\partial u_i)/(\partial U/\partial p_i)]^* \approx -[(\Delta U_{u_i} \Delta p_i)/(\Delta U_{p_i} \Delta u_i)]^*,$$

где  $\Delta U_{u_i} = U(p_i^*, u_i) - U(p_i^*, u_i^*)$ ;  $\Delta U_{p_i} = U(p_i, u_i^*) - U(p_i^*, u_i^*)$ ; звездочка отвечает исходным значениям параметров.

Коэффициенты чувствительности могут быть определены непосредственно в процессе определения «собственных» частот при малых отклонениях  $\Delta u_i$  от исходных расчетных значений  $u_i^*$  [1].

На основании анализа колебательных систем привода петлеобразующих органов вязально-прошивных машин ВП-9, ВП-10, ВП-11 было установлено, что связанность подсистем и виброактивность системы может быть существенно снижена, если повысить жесткость главного вала за счет увеличения его диаметра. Большую роль в формировании частотного спектра играет также рациональное размещение опор главного вала. Так, в частности, при установке опоры в центральном сечении главного вала удалось в машине ВП-11 даже при сохранении параметров машины ВП-10 обеспечить вырожденность антисимметричной формы колебаний, что позволило повысить нижнюю границу спектра «собственных» частот на 43% [3]. В соответствии с результатами теоретического анализа было осуществлено рациональное размещение приводных механизмов в машине ВП-11, что обеспечило примерное равенство и снижение прогибов игольницы, чем был устранен сброс петель на консольных участках игольницы, наблюдающихся на высоких скоростях машины ВП-10.

После реализации приведенных выше инженерных рекомендаций динамическая модель может быть представлена в виде крутильной подсистемы главного вала, взаимодействующей с изгибной подсистемой исполнительного органа. При разработке модели использован прием агрегирования, эффективность которого в данном классе задач показана в работах [1,2]. При этом приводные цикловые механизмы заменяются некоторой псевдосредой, описываемой системой дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} - GI_0 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} - S_0(\varphi, y) &= 0; \\ m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EI_1 \frac{\partial^4 y}{\partial x^2} - S_1(\varphi, y) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $\rho, m$  - момент инерции и масса единицы длины вала и рабочего органа;  $GI_0$  - крутильная жесткость;  $EI_1$  - изгибная жесткость;  $\varphi(x, t)$ ,  $y(x, t)$  - координаты крутильных и изгибных колебаний;  $S_0, S_1$  - распределенная реактивная нагрузка, действующая со стороны псевдосреды на соответствующие подсистемы.

Характеристическое уравнение, соответствующее (2) имеет вид

$$\lambda^6 + p_{11}\lambda^4 - p_{22}\lambda^2 - p_{11}p_{22} + p_{12}p_{21} = 0 \quad (3)$$

Коэффициенты  $p_i$  приведены в монографии [1].

Введем в рассмотрение функцию  $P = P_1^3 + P_2^2$ , где  $P_1 = [p_{22}/3 + (p_{11}/3)^2]^{1/2}$ ;  $P_2 = (p_{11}/3)^3 + 0,5 p_{12}p_{21} - p_{11}p_{22}/3$ . Можно показать, что нарушение условий  $P < 0$  и  $p_{12}p_{21} - p_{11}p_{22} > 0$   $P \neq 0$  служит первым признаком существенной связанности обеих подсистем и их взаимовлияния, а также возможности повышения виброактивности.

Список литературы.

1. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия.-Л.: Машиностроение, 1990.-307с
2. Вульфсон И.И., Левит В.Л. Анализ вынужденных колебаний цикловых механических систем кольцевой структуры на базе континуальных моделей // Машиноведение, 1988, №1.-С 75-81
3. Вульфсон И.И., Тышкун А.П. Исследование вынужденных изгибных колебаний исполнительных механизмов вязально-прошивных машин // Изв. Вузов. Техн. легк. пром.-1985, №3.-С. 104-108
4. Вульфсон И.И., Клементьев А.В. Математическая модель для исследования изгибно-крутильных колебательных систем трикотажных машин // Исследование и оптимизация процессов текстильной промышленности.-Рига: РПИ, 1988.-С.85-90.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ МНОГОСЕКЦИОННЫХ ПРИВОДОВ ИГЛОПРОБИВНЫХ МАШИН

**И.И. Вульфсон, П.А. Дятлова**  
Санкт-Петербургский государственный  
университет технологии и дизайна

Современные высокоскоростные иглопробивные машины (ИМ) подвержены интенсивным динамическим нагрузкам, вызванными кинематическим возмущением и импульсным приложением технологических сил, возникающих при формировании нетканых материалов. Важнейшим исполнительным органом таких машин является массивный игольный стол, совершающий возвратно-поступательное движение, для реализации которого используются рычажные механизмы, причем входные звенья этих механизмов установлены на одном или нескольких главных валах. Для выработки нетканых материалов повышенной ширины привод включает в себя ряд повторяющихся секций (модулей).

Динамические характеристики одиночного модуля в общей постановке были исследованы в работе [1], а применительно к односекционным ИМ – в работах [2, 3].