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

где ρ, 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

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

Коэффициенты p_{ij} приведены в монографии[1].

Введем в рассмотрение функцию $P=P_1^3+P_2^2$, где $P_1=[p_{22}/3+(p_{11}/3)^2]$; $P_2=(p_{11}/3)^3+0{,}5\, p_{12}p_{21}-p_{11}p_{22}/3$. Можно показать, что нарушение условий $P<0$ и $p_{12}p_{21}-p_{11}p_{22}>0$ П'≠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].

Динамические модели типовых модулей показаны на рис. 1. Первая модель (М1), в частности, отвечает конструкции машины ИМ 361, а вторая (М2) – машине типа ИМ 1800М (два параллельно работающих механизма), а также машинам фирмы DILO (4 механизма) и др.

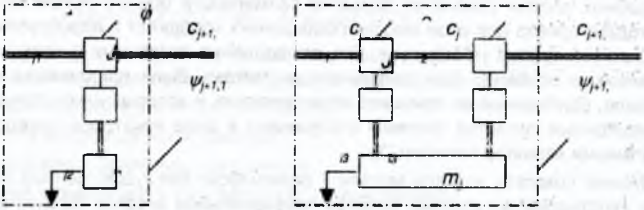

Рис. 1

На схемах сдвоенными линиями обозначены упругодиссипативные связи с коэффициентами жесткости c и коэффициентами рассеяния ψ, кроме того, использованы следующие условные обозначения: J – момент инерции, m – масса, Π – аналог механизма, соответствующий функции положения $\Pi(\varphi)$; j – текущий номер модуля. При этом $j = \overline{1,N}$, где $N=j_{max}$ – число секций ИМ; j=0 отвечает приводному механизму, осуществляющему вращение главного вала.

Динамические модели ввиду идентичности модулей имеют при $j \geq 1$ регулярную структуру [3] и описываются следующими дифференциальными уравнениями, записанными в обобщенном виде.

Динамическая модель 1 для произвольного модуля j:

$$\left.\begin{aligned}
&J_j\ddot{q}_{2j-1} + b_{j1}\left(\dot{q}_{2j-1} - \dot{q}_{2j-3}\right) + c_{j1}\left(q_{2j-1} - q_{2j-3}\right) - b_{j+1,1}\left(\dot{q}_{2j+1} - \dot{q}_{2j-1}\right) - \\
&- c_{j+1,1}\left(q_{2j+1} - q_{2j-1}\right) - \Pi'_j b_{j2}\left(\dot{q}_{2j} - \Pi'_j\dot{q}_{2j-1}\right) - \Pi'_j c_{j2}\left(q_{2j} - \Pi'_j q_{2j-1}\right) = 0; \\
&m_j\ddot{q}_{2j} + b_{j2}\left(\dot{q}_{2j} - \Pi'_j\dot{q}_{2j-1}\right) + c_{j2}\left(q_{2j} - \Pi'_j q_{2j-1}\right) = -m_j\Pi''_j\omega^2 - F_j.
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Здесь и ниже обобщенные координаты q_i отвечают абсолютным динамическим ошибкам, т. е. отклонениям соответствующей абсолютной координаты от значения при отсутствии деформаций, b_i – коэффициенту эквивалентной линеаризации диссипативных сил при коэффициенте рассеяния ψ_j, F_j – технологической силе.

Динамическая модель 2 для произвольного модуля j:

$$\left.\begin{aligned}
&J_{j1}\ddot{q}_{3j-2} + b_{j1}\left(\dot{q}_{3j-2} - \dot{q}_{3j-4}\right) + c_{j1}\left(q_{3j-2} - q_{3j-4}\right) - b_{j2}\left(\dot{q}_{3j-1} - \dot{q}_{3j-2}\right) - \\
&- c_{j2}\left(q_{3j-1} - q_{3j-2}\right) - \Pi'_j b_{j3}\left(\dot{q}_{3j} - \Pi'_j\dot{q}_{3j-2}\right) - \Pi'_j c_{j3}\left(q_{3j} - \Pi'_j q_{3j-2}\right) = 0; \\
&J_{j2}\ddot{q}_{3j-1} + b_{j2}\left(\dot{q}_{3j-1} - \dot{q}_{3j-2}\right) + c_{j2}\left(q_{3j-1} - q_{3j-2}\right) - b_{j+1,1}\left(\dot{q}_{3j+1} - \dot{q}_{3j-1}\right) - \\
&- c_{j+1,1}\left(q_{3j+1} - q_{3j-1}\right) - \Pi'_j b_{j4}\left(\dot{q}_{3j} - \Pi'_j\dot{q}_{3j-2}\right) - \Pi'_j c_{j4}\left(q_{3j} - \Pi'_j q_{3j-1}\right) = 0; \\
&m_j\ddot{q}_{3j} + b_{j3}\left(\dot{q}_{3j} - \Pi'_j\dot{q}_{3j-2}\right) + c_{j3}\left(q_{3j} - \Pi'_j q_{3j-2}\right) + b_{j4}\left(\dot{q}_{3j} - \Pi'_j\dot{q}_{3j-1}\right) + \\
&+ c_{j4}\left(q_{3j} - \Pi'_j q_{3j-1}\right) = -m_j\Pi''_j\omega^2 - F_j.
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Для определенности, не сужая общности подхода, приводной механизм (j=0) примем в качестве цепочки элементов $J_0 - c_0$, и что входное сечение колебательной системы вращается с постоянной угловой скоростью ω. При этом модуль j динамической модели 1 является повторяющемся структурным элементом колебательной системы, имеющей число степеней свободы $H=2N$, а модель 2 – $H=3N$. В обоих случаях, если $i<1$ или $i>H$, следует принять $q_i = 0$.

Уравнения (1), (2) получены на базе линеаризации нелинейной функции $\Pi(\varphi)$ в окрестности программного движения [3]. При этом система уравнений имеет переменные коэффициенты и соответствует реономной колебательной системе. При решении подобных систем уравнений большой размерности обычно прибегают к численным методам, однако при этом массив обобщенных координат и варьируемых параметров становится трудно обозримым. Для преодоления связанных с этим трудностей при анализе, а особенно при динамическом синтезе, были предложены континуальные модели, основанные на принципе агрегирования, в которых кинематические упругие и инерционные свойства системы отображены в виде некоторой псевдосреды с интегральными характеристиками [3].

Можно показать, что для модели 2 практически без существенной потери точности при использовании условий баланса потенциальной энергии каждый из модулей может быть представлен как подсистема с двумя степенями свободы при приведенной ниже корректировке коэффициента жесткости c_*.

$$c_* = c_{**} = 2c_{j1}\left(c_{j2} + 0{,}5c_{j3}\Pi'^2\right)N^{-1}/\left[c_{j1} + 2\left(c_{j2} + 0{,}5c_{j3}\Pi'^2\right)\right]. \qquad (3)$$

Здесь принято $c_{j3} = c_{j4}$. При расчетах режимов, достаточно удаленных от резонансных зон, можно принять усредненное значение функции Π'^2, равное $0{,}5r^2$, где r – радиус кривошипа. Следует однако, иметь в виду, что при больших значениях $c_{j3}\Pi'^2_{\max}$, соизмеримых с c_{j2}, существенным образом проявляется ужесточающее влияние игольного стола на соответствующий участок крутильной подсистемы. Последнее может привести к нарушению условий устойчивости на конечном отрезке времени и к связанному с этим существенному росту интенсивности колебаний. Исходя из вышеизложенного при проектировании следует учесть требование $c_{j3}r^2 \ll c_{j2}$.

Размыкание кинематической цепи при перекладке в зазорах и нарушениях силового замыкания кинематических пар можно учесть при представлении коэффициентов жесткости как $c_i\sigma_i$, где σ_i – единичная функция, обращающаяся в нуль при относительных перемещениях "внутри" зазора.

Список литературы.

1. Вульфсон И.И. "К вопросу о возбуждении колебаний силами трения в направляющих массивных исполнительных органов машин"// Проблемы машиностроения и надежности машин. 2000, №2. С. 42 – 48.

2. Вульфсон И.И., Габибова М.М. " Вынужденные колебания привода игольного стола иглопробивной машины с учетом зазоров и сил трения в направляющих"// Известия вузов. Технологии текстильной промышленности. 2001, №5. С. 65 – 68.

3. Вульфсон И.И. "Колебания машин с механизмами циклового действия." Л.: Машиностроение, 1990. 309 с.