

ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПРИВОДА ИГОЛЬНОГО СТОЛА ИГЛОПРОБИВНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ЗАЗОРОВ И СИЛ ТРЕНИЯ В НАПРАВЛЯЮЩИХ

И.И. ВУЛЬФСОН, М.М. ГАБИБОВА

(Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна)

В [1, 2] на примере привода иглольного стола иглопробивной машины ИМ-1800М-А рассмотрен ряд динамических моделей и разработана методика анализа частотных, модальных и амплитудно-частотных характеристик. Однако при этом осталось не исследованным влияние некоторых существенных нелинейных факторов, а именно зазоров в кинематической цепи приводных механизмов и сил трения в направляющих иглольного стола. Подобная проблема в общей постановке задачи рассматривалась ранее в [3].

В настоящей статье с учетом особенностей кинематической цепи исследуемого привода предложена динамическая модель с пятью степенями свободы, представленная на рис. 1.

На модели каждый из блоков Φ_i соответствует упругодиссипативным элементам с последовательно включенным нелинейным элементом типа люфт. При этом Φ_{01}, Φ_{02} отвечают валам крутильной подсистемы; Φ_1, Φ_2 – приводным кривошипно-ползунным механизмам; Φ_4 – приведенной изгибной подсистеме; Φ_5 – подсистеме поворотных колебаний иглольного стола.

В качестве обобщенных координат примем $q_1 = \varphi_1 - \varphi_0$; $q_2 = \varphi_2 - \varphi_1$; $q_3 = y - \Pi(\varphi_0)$ – динамическая ошибка перемещений иглольного стола (y – координата центра масс стола; $\Pi(\varphi_0)$ – функция положения); $q_4 = u_1$ – перемещение сечения входного звена за счет изгибных колебаний; $q_5 = \theta$ – угловое перемещение иглольного стола.

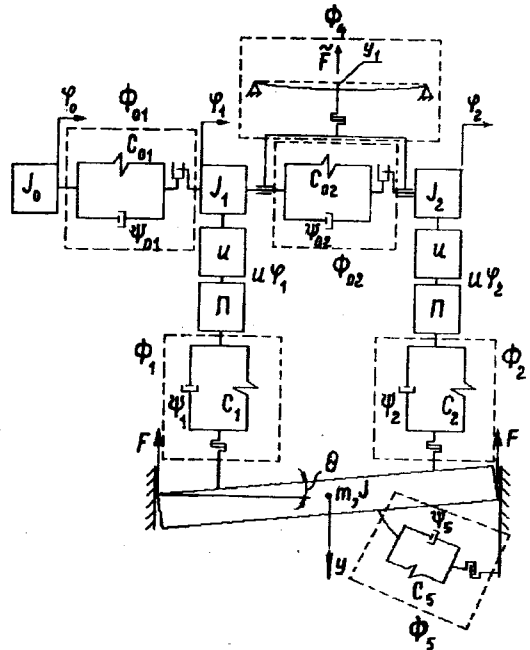


Рис. 1

Введем в рассмотрение “безразмерное время” $\varphi_0 = \omega t$, штрихом обозначим производную по φ_0 : $(\quad)' = d/d\varphi_0$ и примем следующие условные обозначения:

$$\gamma = \mu \frac{\varrho^2}{h}; \quad \alpha_1 = \frac{m_4}{m}; \quad \alpha_2 = \frac{J_{02}}{J_{01}}; \quad p_i^2 = \frac{c_i}{m\omega^2}; \quad p_{0i}^2 = \frac{c_{0i}}{J_{0i}\omega^2}; \quad p_5^2 = \frac{6\zeta_1 h^2}{L_2^2} p_1^2; \quad \zeta_1 =$$

$= \frac{c_x}{c_1}$; $m_4 = m_1 + 2m_{\max} \frac{e_{12}}{e_{11}}$, где m_1 – масса кривошипа; m_{\max} – масса маховика; e_{ij} – коэффициенты податливости изгибной подсистемы; c_x – коэффициент жесткости направляющих; c_1, c_2 – коэффициенты жесткости, соответствующие жесткости роликоподшипника; c_{01}, c_{02} – коэффициенты жесткости соответственно первого и второго участков главного вала; c_4 – вели-

чина, обратная коэффициенту податливости изгибной подсистемы e_{11} ;

$$\tilde{F} = \gamma \left[\frac{m_1}{m} + \frac{e_{12}}{e_{11}} \left(1 + \frac{m_1}{m} \right) \right] \alpha_1^{-1}; \quad 2h - \text{рабочая}$$

длина направляющих; μ – коэффициент трения.

Тогда система дифференциальных уравнений будет иметь вид

$$\begin{aligned} q_1'' &= -p_{01}^2 ((2\delta_{01}/p_{01})q_1' + q_1)\sigma_{01}(q_1) + \\ &+ p_{02}^2 [(2\delta_{02}/p_{02})(q_2' + q_1') + (q_2 - q_1)]\alpha_2\sigma_{02}(q_2 - q_1) + \\ &+ p_1^2 ((2\delta_1/p_1)\Delta y_1' + \Delta y_1)\Pi' \rho_{01}^{-2} u \sigma_1(\Delta y_1); \\ q_2'' &= -p_{02}^2 [(2\delta_{02}/p_{02})(q_2' - q_1') + q_2 - q_1]\sigma_{01}(q_2 - q_1) + \\ &+ p_2^2 ((2\delta_2/p_2)\Delta y_2' + \Delta y_2)\Pi' \rho_{02}^{-2} u \sigma_2(\Delta y_2); \\ q_3'' &= -p_1^2 ((2\delta_1/p_1)\Delta y_1' + \Delta y_1)\sigma_1(\Delta y_1) - \\ &- p_2^2 ((2\delta_2/p_2)\Delta y_2' + \Delta y_2)\sigma_2(\Delta y_2) - p_0^2 (\Pi_* - \Delta s) - \\ &- P_T / (m\omega^2) + g/\omega^2 - \Pi_*' - \gamma p_5^2 |q_5| \text{sign}(\Pi' + q_3'); \\ q_4'' &= -p_4^2 ((2\delta_4/p_4)q_4' + q_4)\sigma_4(q_4) + \\ &+ p_1^2 ((2\delta_1/p_1)\Delta y_1' + \Delta y_1)\sigma_1(\Delta y_1) + \\ &+ p_2^2 ((2\delta_2/p_2)\Delta y_2' + \Delta y_2)\alpha_1^{-1}\sigma_2(\Delta y_2) + \tilde{F} \cos \varphi_0; \\ q_5'' &= -p_1^2 ((2\delta_1/p_1)\Delta y_1' + \Delta y_1)\sigma_1(\Delta y_1) + \\ &+ p_2^2 ((2\delta_2/p_2)\Delta y_2' + \Delta y_2)\sigma_2(\Delta y_2) \rho^{-2} L_1 - \\ &- p_5^2 ((2\delta_5/p_5)q_5' + q_5)\sigma_5(q_5); \\ \Delta y_1 &= q_3 - q_4 + L_1 q_5 - \Pi' u q_1; \\ \Delta y_2 &= q_3 - q_4 + L_1 q_5 - \Pi' u q_2. \end{aligned}$$

(1)

Здесь $\sigma_i(z_i) = 1$ при $|z_i| \geq \Delta_i$ и $\sigma_i(z_i) = 0$ при $|z_i| < \Delta_i$, где z_i – аргумент единичной функции; $2\Delta_i$ – величина зазора; $\delta_i = \nu_i/(2\pi)$ (ν_i – приведенное значение логарифмического декремента); $\rho_{01}^2 = J_{01}/m$; J_{01} – приведенный момент инерции первого участка главного вала; $\rho_{02}^2 = J_{02}/m$; J_{02} – приведенный момент инерции второго участка главного вала; $\rho^2 = J/m$; $J = mL_2^2/3$ – осевой момент инерции игольного стола; L_2 – половина рабочей длины игольного стола. Сила трения в системе дифференциальных уравнений учтена параметром γ . Функция \tilde{F} учитывает приведенную к сечению входного звена суммарную силу от дисбаланса маховиков, установленных на поперечных валах.

Приведем некоторые аргументы, связанные с обоснованием необходимости учета сил трения. На первый взгляд, влияние сил трения в направляющих в данном приводе сведено к минимуму, поскольку при симметричном нагружении игольного стола нормальные реакции близки к нулю. Однако при неодновременной перекладке в зазорах на некоторых малых отрезках времени симметрия нарушается, так как нагруженным оказывается только один из двух приводных механизмов. В этом случае реакция в направляющих при абсолютно жестких звеньях определяется зависимостью

$$|R| = \left| \frac{m(g - \ddot{y})}{(1 - \mu\lambda_1 \text{sign} \dot{y})} \right|, \quad (2)$$

где μ – коэффициент трения; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; $\lambda_1 = L_1/h$.

Выражение (2) свидетельствует о возможности самотормозения при $\mu\lambda_1 \geq 1$ или весьма больших значениях реакции, а следовательно, и сил трения, при малой величине знаменателя. С учетом упругости звеньев, как будет показано ниже, имеет место импульсное приложение сил трения,

которое может привести к существенному увеличению виброактивности привода.

Для исследования влияния сил трения проведено компьютерное моделирование более ста режимов. При этом варьировались величины зазоров, коэффициенты трения, приведенные коэффициенты жесткости направляющих, коэффициенты жесткости и угловая скорость привода. Для оценки уровня колебаний различных режимов использовали интегральный критерий виброактивности, определяющийся так:

$$K = \frac{\sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (q_3'')^2 d\varphi}}{\Pi''_{\max}}. \quad (3)$$

Данный критерий отражает относительную величину интегральной среднеквадратичной динамической ошибки ускорений игольного стола.

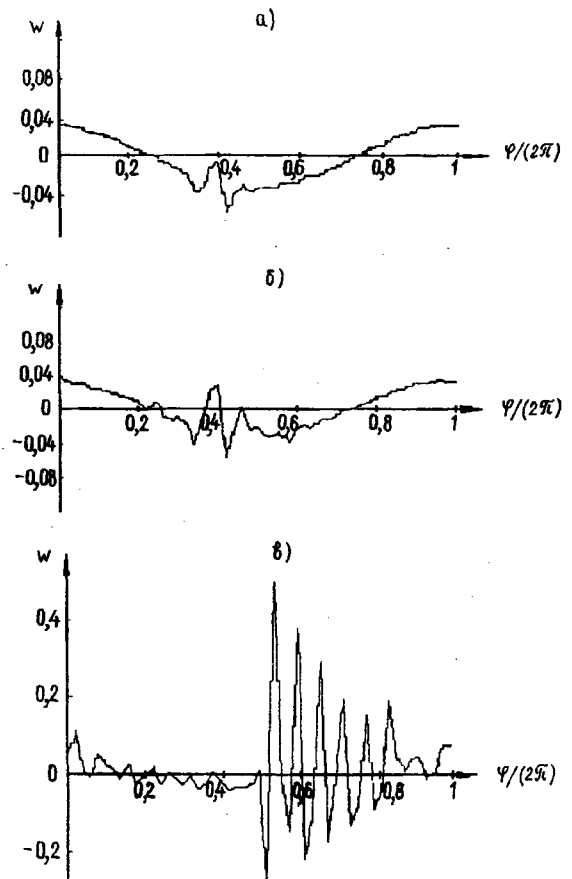


Рис. 2

В качестве примера на рис.2 приведены три графика функции $w = \Pi'' + q_3''$, про-

порциональной ускорению игольного стола, при $\omega=50 \text{ с}^{-1}$. Первый из них (рис.2-а) отвечает режиму при отсутствии зазоров и сил трения ($\Delta_i = 0; \mu = 0$); второй (рис.2-б) – наличию зазоров ($\Delta_{01} = 10^{-3}; \Delta_{02} = 3 \cdot 10^{-3}; \Delta_1 = \Delta_2 = 10^{-4} \text{ м}$) и отсутствию сил трения ($\mu=0$); третий (рис.2-в) – наличию зазоров и сил трения в направляющих ($\mu=0,12$). Графики наглядно показывают рост уровня колебаний, особенно при учете сил трения. При этом интегральный критерий К для данных режимов равен соответственно 0,294; 0,485; 2,89.

Таким образом, установлено, что наличие направляющих скольжения в приводе игольного стола за счет импульсного приложения сил трения может привести к многократному повышению уровня вибрации, что особенно проявляется при большой жесткости направляющих игольного стола. На основании вышеизложенного представляется целесообразным заменить направляющие скольжения другим конструктивным решением. Возможно, этими соображениями и руководствовались при проектировании машин фирмы ДИЛО, в которых направляющие скольжения заменены зубчато-реечной передачей.

Компьютерное моделирование также подтвердило вывод о наличии оптимального диапазона значений параметра $\lambda_0 = L_1/L_2$, где L_1, L_2 – соответственно расстояние между кривошипно-ползунными механизмами и длина игольного стола [3]. Последнее основано на следующих физических предпосылках: при увеличении расстояния $2L_1$ между дублирующими приводными механизмами, а следовательно, и параметра λ_0 , растет заклинивающий эффект при перекладке в зазоре одного из механизмов. С другой стороны, чрезмерное уменьшение этого параметра может привести к нестабильности угловых положений игольного стола, поскольку при этом теряется смысл дубли-

рования приводных кривошипно-ползунных механизмов.

Как показал анализ критерия К, оптимальные значения параметра λ_0 при учете зазоров и сил трения соответствуют диапазону $0,55 \leq \lambda_0 \leq 0,7$ и во всяком случае $\lambda_0 > 0,4$. Выявлена возможность существенного рассогласования в ускорениях на концах игольного стола, что нашло подтверждение в результатах экспериментального исследования, проведенного на ОАО “Невская мануфактура”

ВЫВОДЫ

1. Обоснована необходимость анализа влияния зазоров в приводных механизмах игольного стола и сил трения в направляющих и разработана соответствующая динамическая модель.

2. При помощи компьютерного моделирования типовых динамических режимов установлена степень влияния параметров системы на уровень виброактивности привода. Выявлено, что с увеличением жесткости направляющих при наличии зазоров существенно возрастают ускорения от импульсного приложения сил трения.

3. Установлен оптимальный диапазон параметра, характеризующего относительное расстояние между дублирующими приводными механизмами игольного стола.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вульфсон И.И., Габимова М.М. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1999. №5. С.97...101.
2. Габимова М.М. Исследование вынужденных колебаний односекционного привода игольного стола иглопробивной машины // Сб. научн. тр. СПГУТД. – СПб, 1999. С.104...108.
3. Вульфсон И.И. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2000, №2. С.42...48.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин. Поступила 01.06.01.