

ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТКАЦКОГО СТАНКА С УЧЕТОМ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ И УПРУГИХ СВОЙСТВ ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА

В.А. ЛЯСИЧ, Ю.В. КУЛЕМКИН

(Костромской государственной технологической университет,
ЦНИИмашдеталь, г. Москва)

Технологический процесс формирования ткани происходит при установившемся режиме работы ткацкого станка. Вследствие этого в статье рассматривается только установившийся режим работы современных ткацких станков, например, типа СТБ.

В основу расчета положены следующие условия:

а) линеаризованная механическая характеристика асинхронного двигателя, момент которого зависит от скорости – $M_{дв}(\dot{\varphi})$;

б) клиноременный передаточный механизм с упруговязкими свойствами;

в) кинематическая схема станка – жесткая.

В настоящей работе использован метод М.З. Коловского [1], основанный на принципе суперпозиции, который имеет сравнительно простой математический аппарат, удобный для применения в предварительных расчетах при проектировании машинных агрегатов, а также доступен студентам при изучении курса динамики машин.

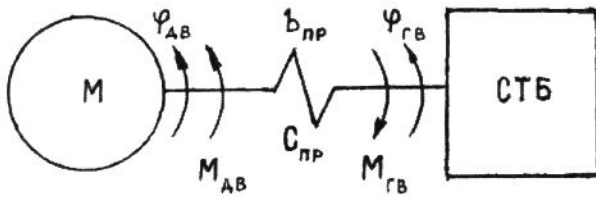


Рис. 1

На рис.1 представлена динамическая модель ткацкого станка (СТБ; М – двигатель), учитывающая деформацию ременной передачи. Очевидно, что угол $\varphi_{стб}$ поворота шкива главного вала будет отставать от угла $\varphi_{дв}$ поворота вала двигателя.

Тогда момент упругих сил ремней

$$M_1 = C_{пр}(\varphi_{дв} - \varphi_{стб}), \quad (1)$$

где $C_{пр}$ – приведенный к главному валу коэффициент жесткости ремней:

$$C_{пр} = 2C_p R_{шг}^2, \quad (2)$$

где C_p – жесткость ремней на растяжение; $R_{шг}$ – радиус шкива главного вала.

Одновременно с деформацией ремней возникает момент сопротивления, обусловленный внутренним трением упругих элементов, величина которого пропорциональна скорости деформации:

$$M_2 = b(\dot{\varphi}_{дв} - \dot{\varphi}_{стб}). \quad (3)$$

Коэффициент b определяется обычно экспериментально и приводится к звену приведения по формуле, аналогичной (2):

$$b_{пр} = 2bR_{шг}^2. \quad (4)$$

Уравнение движения главного вала станка согласно [1] имеет вид:

$$\begin{aligned} J_0 \ddot{\varphi} + b_{пр}(\dot{\varphi}_{стб} - \dot{\varphi}_{дв}) + C_{пр}(\varphi_{стб} - \varphi_{дв}) - M_{со}(\varphi_{стб}) = \\ = -\tilde{J}_{пр}(\varphi_{стб})\ddot{\varphi}_{стб} - \frac{1}{2}\tilde{J}'_{пр}(\varphi_{стб})\dot{\varphi}_{стб}^2 + \tilde{M}_c(\varphi_{стб}), \end{aligned} \quad (5)$$

Решение уравнения (5) ищется из условия, что обобщенная координата $\varphi_{ГВ} = \omega_0 t - \Delta + \psi(t)$. Здесь $\omega_0 t$ характеризует равномерное движение звена приведения, а $\psi(t)$ – отклонение от равномерного движения, вызванного возмущающими силами; Δ – статическая деформация в передаточном механизме.

Скорость и ускорение главного вала будут:

$$\dot{\varphi}_{ГВ} = \omega_0 + \dot{\psi}(t) \text{ и } \ddot{\varphi}_{ГВ} = \ddot{\psi}(t).$$

Величины $\psi(t)$ и $\dot{\psi}(t)$ согласно [1] названы динамическими ошибками по углу поворота и по скорости звена приведения, иначе главного вала станка.

Используя метод последовательных приближений, полагаем, что в нулевом приближении возмущений нет. Тогда

$$J_0 \ddot{\varphi} + b_{пр} \dot{\psi} + C_{пр} \psi = -\frac{1}{2} J'_{пр} (\omega_0 t - \Delta) \omega_0^2 + \tilde{M}_c (\omega_0 t - \Delta) = L_M(t). \quad (7)$$

Стоящая в правой его части функция $L_M(t)$ согласно [1] представляет собой возмущающий момент, вызывающий динамические ошибки $\psi(t)$ и $\dot{\psi}(t)$. Сам возмущающий момент определяется виброактивностью цикловых механизмов ткацкого станка. Вследствие того, что возмущающий момент является функцией периодической, он может быть представлен в виде суммы членов ряда Фурье, причем амплитуды гармоник не зависят от конструкции передаточного механизма. Следовательно, функция $L_M(t)$ будет иметь вид:

$$L_M(t) = \sum_{r=1}^{\infty} L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r), \quad (8)$$

где L_r – амплитуды гармоник; α_r – фазы гармоник возмущающего момента.

Общее решение уравнения (7) определяет свободные быстро затухающие колебания. Частное решение уравнения (7) с учетом уравнения (8) позволяет определить динамические ошибки по углу поворота и по скорости главного вала станка:

$$\ddot{\varphi}_{ГВ}^{(0)} = 0; \quad \dot{\varphi}_{ГВ}^{(0)} = \omega_0; \quad \varphi_{ГВ} = \omega_0 t - \Delta.$$

Исходя из этого уравнение (5) примет вид:

$$-C_{пр} \Delta - M_{со}(\omega_0) = 0.$$

Статическая деформация в передаточных механизмах зависит от жесткости ремней и приведенного среднего момента сил сопротивления:

$$\Delta = -\frac{M_{со}(\omega_0)}{C_{пр}}.$$

Приходя к первому приближению, уравнение (5) принимает вид:

$$\psi(t) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{L_r \cos(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r)}{\sqrt{(C_{пр} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{пр}^2 r^2 \omega_0^2}}, \quad (9)$$

$$\dot{\psi}(t) = -\sum_{r=1}^{\infty} \frac{r L_r \omega_0 \sin(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r)}{\sqrt{(C_{пр} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{пр}^2 r^2 \omega_0^2}}, \quad (10)$$

где γ_r – фазы гармоник динамических ошибок.

Величина скорости главного вала станка в любой момент времени будет

$$\omega_i = \omega_0 + \dot{\psi}_i.$$

Коэффициент неравномерности движения

$$\delta = \frac{\psi_{\max} - \psi_{\min}}{\omega_0}. \quad (11)$$

В связи с тем, что на величину коэффициента δ существенное влияние оказывает постоянная составляющая приведенного момента инерции массы J_0 , на стадии про-

ектирования станка с заданным коэффициентом δ можно заранее определять J_0 .

Коэффициент неравномерности движения и постоянная составляющая приведенного момента инерции связаны зависимостью, вывод которой приведен в [2]:

$$\delta = \frac{2}{\omega_0} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{L_r}{\sqrt{r^2 J_0^2 \omega_0^2 + i_{\text{пр}}^4 u^2}}. \quad (12)$$

$$\tilde{M}_{\text{гв}} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{L_r \sqrt{C_{\text{пр}}^2 + b_{\text{пр}}^2 r^2 \omega_0^2} \cos(r\omega_0 t + \alpha_r + \gamma_r + \beta_r)}{\sqrt{(C_{\text{пр}} - J_0 r^2 \omega_0^2)^2 + b_{\text{пр}}^2 r^2 \omega_0^2}}, \quad (14)$$

где β_r – фазы гармоник динамического момента.

Динамический момент является основой прочностных расчетов. Знакопеременность его может вызывать перекадку зазоров в кинематических парах, сопровождающуюся ударами.

ВЫВОДЫ

1. Метод динамического исследования любого машинного агрегата, в том числе и ткацкого станка, предложенный в [1], позволяет уже на стадии проектирования произвести кинематические и динамические расчеты с заданными параметрами, такими как: а) кинетостатические характеристики механизмов; б) крутизна характеристики электродвигателя; в) учесть влияние виброактивности цикловых механиз-

мов на неравномерность движения и динамические нагрузки в приводе.

2. Метод является универсальным, так как может быть применен для исследования исполнительных механизмов машинного агрегата с любыми механическими характеристиками.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Коловский М.З.* Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989.
2. *Болотный А.П., Кузнецов Г.К., Лясич В.А.* Динамическое исследование ткацкого станка с использованием ЭВМ: Учебн. пособие / КТИ – Ярославль, 1991.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин. Поступила 30.09.04.