

УДК 677.054.823-52

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
СИСТЕМЫ ПОДВИЖНОГО СКАЛА  
ОСНОВНОГО РЕГУЛЯТОРА ТКАЦКОГО СТАНКА**

*В.В. ГУБИН, А.А. МАКАРОВ*

(ОАО "ВНИИЛТЕКМАШ", Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)

На большинстве ткацких станков нашей промышленности в процессе работы подвижная система скала основного регулятора совершает циклические колебания, осуществляя циклическое движение в одном направлении под действием силы натяжения основы, а в другом направлении – под действием восстанавливающей силы пружины, при этом подвижная система скала кинематически связана с приводным механизмом навоя.

Несогласованное циклическое колебание подвижной системы скала с изменением силы натяжения основы, вызванное зевообразованием, вызывает значительную деформацию нитей основы, а следовательно, и увеличение динамических составляющих натяжения, поэтому величина и характер циклической деформации основы, а также среднее динамическое натяжение зависят от степени согласованности во времени циклического колебания подвижной системы скала и зевообразования.

В электромеханических активных регуляторах натяжения основы, как известно, отсутствует жесткая механическая связь между подвижной системой скала и приводным механизмом навоя (рис.1). Следовательно, движение скала носит характер замкнутого цикла [1...4], при котором закономерность циклического движения подвижной системы скала определяется исключительно его динамическими параметрами и характером циклической деформации упругой системы заправки в процессе образования ткани.

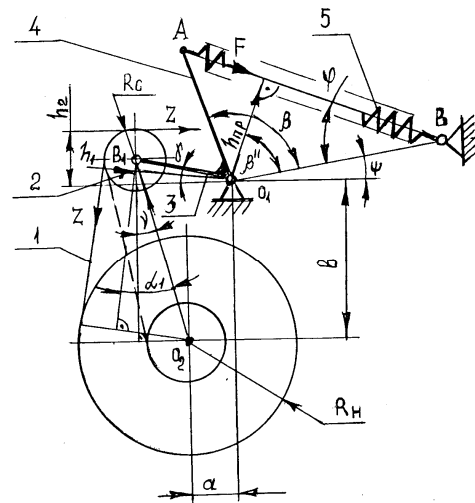


Рис. 1

Отсутствие механической связи с приводным механизмом навоя придает подвижной системе скала большую свободу колебательного движения.

Натяжение основы  $Z$  при работе станка имеет циклически изменяющийся характер, и может быть представлено в виде [1]:

$$Z = C_y \left[ (H_0 - \gamma_0 r) + \sum_{i=1}^n H_i \cos(i\omega t + \delta_i) \right], \quad (1)$$

где  $C_y$  – коэффициент жесткости упругой системы заправки,  $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$ ;  $H_0$  – абсолютная величина номинальной деформации нитей основы в зоне упругой заправки, м;  $H_i$  – абсолютная величина амплитуды  $i$ -й гармоники циклической деформации нитей основы в зоне упругой заправки от номи-

нального значения, м;  $\delta_i$  – начальная фаза  $i$ -й гармоники циклической деформации нитей основы в зоне упругой заправки, рад;  $\omega = \frac{2\pi}{T}$  – круговая частота циклической деформации нитей основы в зоне упругой заправки,  $c^{-1}$ ;  $T = \frac{60}{n_0}$  – время одного оборота главного вала ткацкого станка, с;  $\gamma_0$  – угол, на который поворачивается двухплечий рычаг при номинальном натяжении основы, рад;  $n_0$  – число оборотов главного вала ткацкого станка в минуту;  $r$  – длина плеча 3 двухплечего подвижного рычага, м (рис.1).

Изменение натяжения содержит статическую и динамическую составляющие, первая из которых зависит, главным обра-

$$J\Delta\ddot{\gamma} + \xi\Delta\dot{\gamma} + \left\{ 2\left[ Bh_{np}^0 C_{np} + AC_{np} \left( \ell_{np}^0 - \ell'_{np} \right) \right] + C_y r (\Delta h_1 - \Delta h_2) \right\} \Delta\gamma - C_y H_0 (\Delta h_1 - \Delta h_2) = \Delta Z (h_1^0 - h_2^0), \quad (2)$$

где  $J$  – момент инерции скала, приведенный к оси вращения скала  $O_1$  (рис.1),  $кг \cdot м^2$ ;  $\Delta Z$  – отклонение натяжения нитей основы от установившегося значения ее заправочного натяжения в застопе;  $\xi\Delta\dot{\gamma}$  – демпфирующий момент трения в опорах подвижного скала,  $Н \cdot м$ ;  $\xi$  – коэффициент сопротивления движению, пропорциональный скорости движения,  $кг \cdot м^2 \cdot с^{-1}$ ;  $\Delta\gamma$  – угол поворота скала при отклонении натяжения основы от номинального или при изменении радиуса сматывания ткацкого навоя, рад.;  $h_{np}^0$  – длина плеча силы натяжения пружины при заправочном натяжении относительно точки  $O_1$ , м;  $C_{np}$  – коэффициент жесткости пружины,  $Н \cdot м^{-1}$ ;  $\ell_{np}^0$  – длина пружины, соответствующая заправочному натяжению, м;  $\ell_{np}^1$  – свободная длина пружины с учетом деформации под собственным весом скала, м;  $\Delta h_1$  и  $\Delta h_2$  – изменение длин плеч сил натяжения нижней и верхней ветвей основы при изменении натяжения основы на  $\Delta Z$ , м;  $h_1^0$  и  $h_2^0$  – дли-

зом, от диаметра навивки основы на навое.

Ввиду весьма медленного изменения диаметра скорость изменения статической составляющей пренебрежимо мала ( $\omega_z \approx 0$ ).

Частота изменения динамической составляющей натяжения  $\omega_d$  зависит от числа оборотов главного вала ткацкого станка, времени приобоя уточины, длительности фазы выстоя и т.д. и находится в диапазоне частот  $5 \dots 200 c^{-1}$ .

Если в системе подвижного скала основного регулятора в качестве чувствительного элемента используется качающееся скало, преобразующее изменение натяжения основы в угол поворота скала, то уравнение перемещения подвижного скала [2] с учетом системы упругой заправки примет следующий вид:

ны плеч сил натяжения нижней и верхней ветвей основы при заправочном натяжении относительно точки  $O_1$ , м;  $A, B$  – постоянные, м.

Обозначив в уравнении (2):

$$f_y = 2\left[ Bh_{np}^0 C_{np} + AC_{np} \left( \ell_{np,д}^0 - \ell'_{np} \right) \right] + C_y r (\Delta h_1 - \Delta h_2), \quad Н \cdot м;$$

$$T_{2y} = \sqrt{\frac{J}{f_y}}, \quad c; \quad 2\chi T_{2y} = \frac{\xi}{f_y}, \quad c; \quad k_{1y} = \frac{h_1^0 - h_2^0}{f_y},$$

$$H^{-1}; \quad y_1 = \Delta\gamma - \frac{C_y H_0 (\Delta h_1 - \Delta h_2)}{f_y},$$

получим:

$$T_{2y}^2 \ddot{y}_1 + 2\chi T_{2y} \dot{y}_1 + y_1 = k_{1y} \Delta Z. \quad (3)$$

Исходя из (3) передаточную функцию чувствительного элемента с учетом системы упругой заправки запишем в виде:

$$W_{1y} = \frac{k_{1y}}{T_{2y}^2 P^2 + T_{1y} P + 1}, \quad (4)$$

где  $T_y = 2\chi T_{2y}$ .

Анализ выражения (4) показывает, что скало является системой с переменными параметрами, то есть коэффициент передачи  $k_{1y}$ , коэффициент демпфирования  $\chi$ , постоянные времени  $T_{1y}$  и  $T_{2y}$  изменяются с изменением радиуса сматывания.

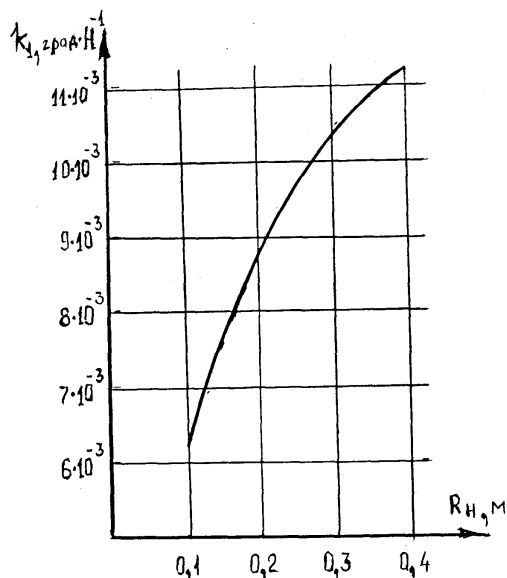


Рис. 2

Зависимость коэффициента передачи  $k_{1y}$  скальной системы ткацкого станка СТБ2-220 от радиуса сматывания ткацкого навоя показана на рис.2.

Учет влияния упругой системы заправки при оценке динамических свойств чувствительного элемента имеет существенное значение, так как это вызывает ощутимое изменение практически во всех величинах, входящих в передаточную функцию.

Подстановка в (3) цифровых значений, относящихся к параметрам скальной системы станка СТБ2-220, и параметров системы упругой заправки показывает, что  $2\chi T_{2y} > 2T_{2y}$ . Выражение (4) при этом представляет собой передаточную функцию апериодического звена второго порядка с вещественными корнями характеристического уравнения.

Передаточной функции (4) соответствует следующая логарифмическая амплитудно-частотная характеристика (ЛАЧХ):

$$L(\omega) = 20 \lg \frac{k_{1y}}{\sqrt{[1 + (T_{3y}\omega)^2][1 + (T_{4y})^2]}}, \quad (5)$$

$$\text{где } T_{3y} = \frac{T_{1y}}{2} + \sqrt{\frac{T_{1y}^2}{4} - T_{2y}^2}, \text{ с;}$$

$$T_{4y} = \frac{T_{1y}}{2} - \sqrt{\frac{T_{1y}^2}{4} - T_{2y}^2}, \text{ с.}$$

Согласно выражению (5) ЛАЧХ данного чувствительного элемента при радиусах сматывания навоя 0,4 и 0,1 м приведены на рис.3.

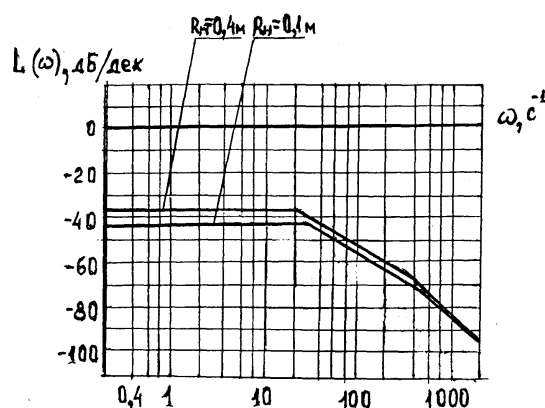


Рис. 3

Анализ ЛАЧХ (рис.3), построенной по данным станка СТБ2-220 с учетом упругой системы заправки, показывает, что полоса пропускания данного чувствительного элемента охватывает возмущения с частотой  $0 < \omega < (22 \div 35,7) \text{ с}^{-1}$ .

Таким образом, рассмотренный чувствительный элемент, выполненный в виде качающегося скала, будет реагировать как на изменение статической составляющей натяжения ( $\omega \approx 0$ ), так и на динамические изменения, связанные с зевобразованием при скоростях главного вала ткацкого станка до  $343 \text{ об/мин}^{-1}$ .

Это позволяет сделать вывод, что при выбранных параметрах данный чувствительный элемент вполне приемлем для станка СТБ2-220, так как максимальная проектная скорость его главного вала не превышает  $305 \text{ об/мин}^{-1}$ .

Поскольку скало при изменении натя-

жения основы изменяет свое положение, то изменяется и длина заправки нитей основы, что аналогично изменению скорости подачи основы, то есть

$$K_2 V_n = \frac{dy}{dt}, \quad (6)$$

где  $K_2$  – коэффициент передачи, связывающий скорости поворота скала и подачи основы,  $m^{-1}$ ;  $V_n$  – скорость подачи нитей основы за счет изменения положения скала,  $m \cdot c^{-1}$ .

Отсюда передаточная функция, учитывающая изменение длины заправки при изменении положения скала, имеет вид:

$$W_2(P) = K_2 P, \quad (7)$$

где  $P = \frac{d}{dt}$ .

Из выражения (2) видно, что частота собственных колебаний данного чувствительного элемента возрастает с увеличением жесткости уравнивающей пружины и с уменьшением момента инерции подвижной системы скала.

## ВЫВОДЫ

При выбранных параметрах системы подвижного скала чувствительный элемент измерительного устройства будет реагировать как на изменение статической составляющей натяжения основы, так и на динамические изменения, связанные с зевобразованием при скоростях главного вала ткацкого станка не более  $343 \text{ об/мин}^{-1}$ . Частоту собственных колебаний чувствительного элемента, как видно, можно поднять, увеличив жесткость уравнивающей пружины и уменьшая момент инерции подвижной системы скала, что позволит использовать данную систему на более скоростных ткацких станках.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Баяджан А.А. Создание и исследование регулятора натяжения основы с использованием средств электроавтоматики: Дис. – М., ВНИИЛтекмаш, 1970.
2. Тимофеев Г.П. Анализ и синтез электромеханического основного регулятора ткацкого станка СТБ. Дис. – М., ВНИИЛтекмаш, 1988.
3. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Машгиз, 1967.
4. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа. 1972.

Рекомендована кафедрой автоматизации и промышленной электроники МГТУ им. А.Н. Косыгина. Поступила 01.10.06.