

УДК 621.34:62-50

**К АНАЛИЗУ ВЛИЯНИЯ УПРУГИХ СВЯЗЕЙ  
В СИСТЕМЕ СТАБИЛИЗАЦИИ НАТЯЖЕНИЯ ТКАНИ**

*В.Ф. ГЛАЗУНОВ, В.Т. ФИЛИЧЕВ*

(Ивановский государственный энергетический университет)

В процессе промышленной эксплуатации электроприводов отделочных агрегатов текстильной промышленности возникают условия появления периодической пульсирующей нагрузки на рабочих валах. Это связано как с кинематическим возбуждением случайных колебаний отжимных пар [1,2], обусловленным пропуском швов ткани, так и с возможным эксцентриситетом направляющих роликов в зоне обработки, вызывающим периодические колебания измеряемого натяжения.

Как показывает опыт [3], в таких электромеханических системах упругие механические элементы могут существенно влиять и на амплитуду колебаний скорости двигателя, и на величину колебаний его тока якоря.

Необходимость ограничения колебаний скорости определяется технологическими требованиями, а уменьшение колебаний тока якоря снижает возникающий дополнительный нагрев двигателя, улучшает его коммутацию. В связи с этим анализ вынужденных колебаний и способы их устранения в электроприводах машин для обработки ткани имеет важное практическое значение.

Оценку влияния параметров упругих связей на динамические характеристики АСР натяжения материала выполним в системе двухмашинного агрегата (рис.1), представленного рабочими органами технологических машин 1 и 2, кинематически

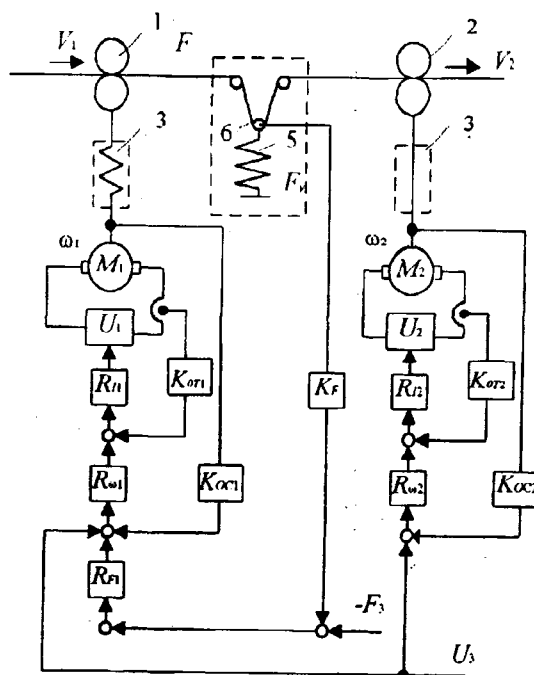


Рис. 1

связанных через упругие клиноременные передачи 3 с валами приводных двигателей M1 и M2. Приводные двигатели получают питание от индивидуальных тиристорных преобразователей  $U_{1,2}$ , а система регулирования натяжения материала построена по принципу подчиненного регулирования [4]. Датчик натяжения имеет упругий элемент (пружину) 5 и измерительный ролик 6, а оптимизация контуров тока и скорости выполнена по известным соотношениям без учета упругости кинематических звеньев [4].

Оценим влияние упругости механической передачи в системе регулирования скорости ведомой машины вне системы стабилизации натяжения материала.

Моделирование системы подчиненного регулирования с учетом двухмассовой системы двигатель – упругое звено – рабочий орган выполним в соответствии со структурной схемой (рис.1) для системы двухмашинного агрегата с электродвигателями типа П52 ( $P_H=8$  кВт;  $U_H=220$  В;  $I_H=43,5$  А;  $\Omega_H=157$  1/с;  $J_1=0,4$  кг·м<sup>2</sup>;  $J_2=0,4$  кг·м<sup>2</sup>;  $R_B=0,2690$  Ом,  $2p=4$ ), с преобразователями с  $k_n=25$ ,  $T_n=0,007$  с и параметрами

регулятор тока РТ:

$$H_{PT}(s) = \frac{T_{я}s + 1}{T_{я}s}, \quad T_{я}=0,03 \text{ с,}$$

$$T_T=0,15 \text{ с, } k_{OT}=0,115;$$

регулятор скорости РС:

$$H_{PC}(s) = k_{PC} \frac{\tau_1 s + 1}{\tau_1 s},$$

$$k_{PC}=10,6; \tau_1=0,056 \text{ с; } k_{OC}=0,064.$$

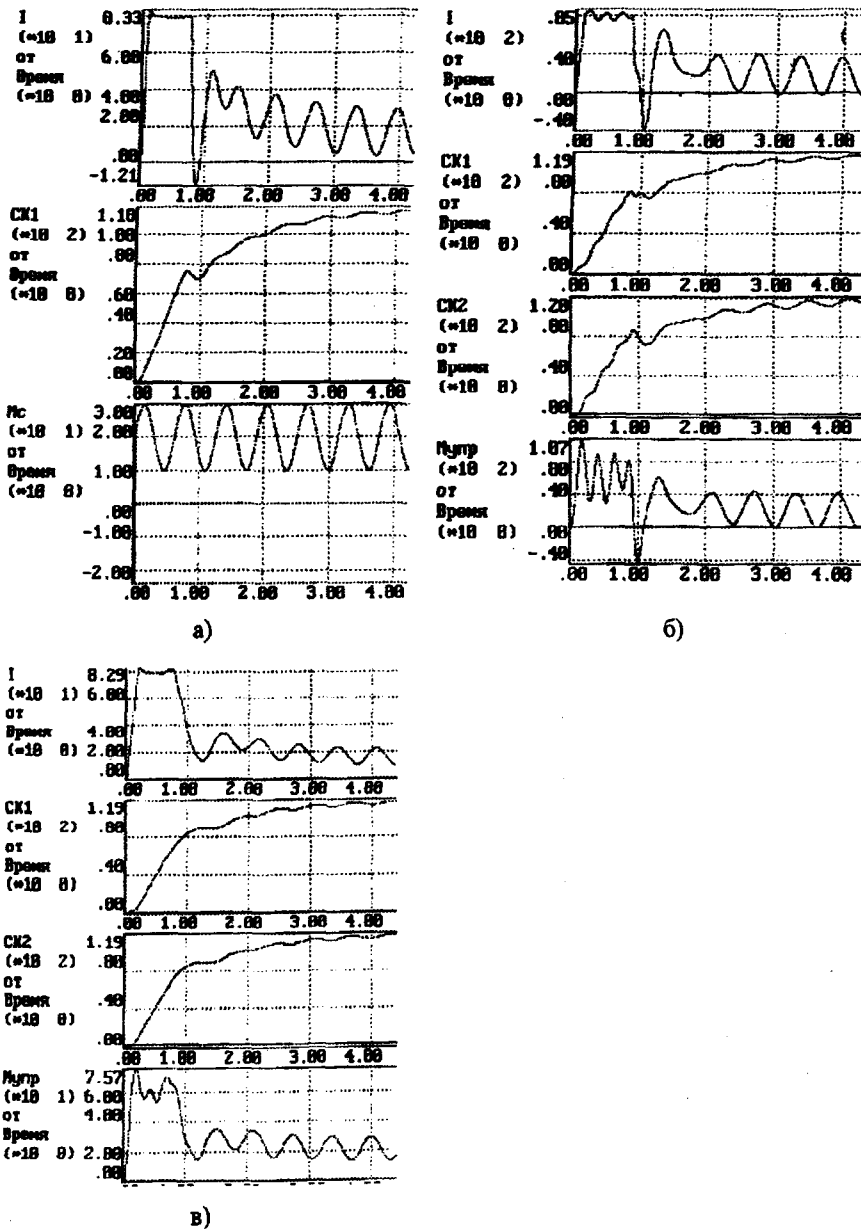


Рис. 2

На рис.2 изображены кривые переходных процессов при пуске в системе с абсолютно жесткой кинематикой (а) и с учетом упругости передачи (б) при наличии пульсаций момента сопротивления, из анализа которых следует, что ременная передача существенно влияет на динамику системы: на 25% увеличивается амплитуда колебаний момента двигателя и на 30% – нагрузка в передаче в квазиустановившемся режиме; увеличились колебания скорости.

В [5] даны рекомендации по коррекции настройки регулятора скорости в системе подчиненного регулирования с двухмассовой упругой системой.

При выборе параметров регулятора скорости в системах с упругой передачей следует оптимизировать электромеханическую связь, то есть достигнуть подавления электроприводом упругих колебаний при возможно большем быстродействии.

Оптимальной настройкой ПИ-регулятора скорости с передаточной функцией в соответствии с [5]

$H_{pc}(s) = k'_{pc} \frac{\tau'_1(s)+1}{\tau_1}$  будет такая, при которой

$$k'_{pc} = \frac{k_{pc}}{k}, \quad \tau'_1 = \frac{4}{\sqrt{q}\Omega_{12}},$$

где  $k_{pc}$  – коэффициент усиления регулятора скорости в “жесткой” системе;

$q = \frac{J_1}{J_1 + J_2}$ ;  $\Omega_{12}$  – собственная частота упругих колебаний механической системы.

Значение  $k$  определяется по номограмме  $k=f(q, T_{m1}\Omega_{12})$  [5].

В конкретном (рассматриваемом) случае для  $q=0,5$  и  $T_{m1}\Omega_{12} = 0,06 \cdot 27,4 = 1,6$ ;  $k=1,6$ ;  $k'_{pc}=6,6$  и

$$H_{pc}(\tau) = \frac{0,2s + 1}{0,03s}.$$

На рис.2-в представлены аналогичные переходные процессы пуска скорректированной системы, показывающие демпфование момента двигателя и упругого момента.

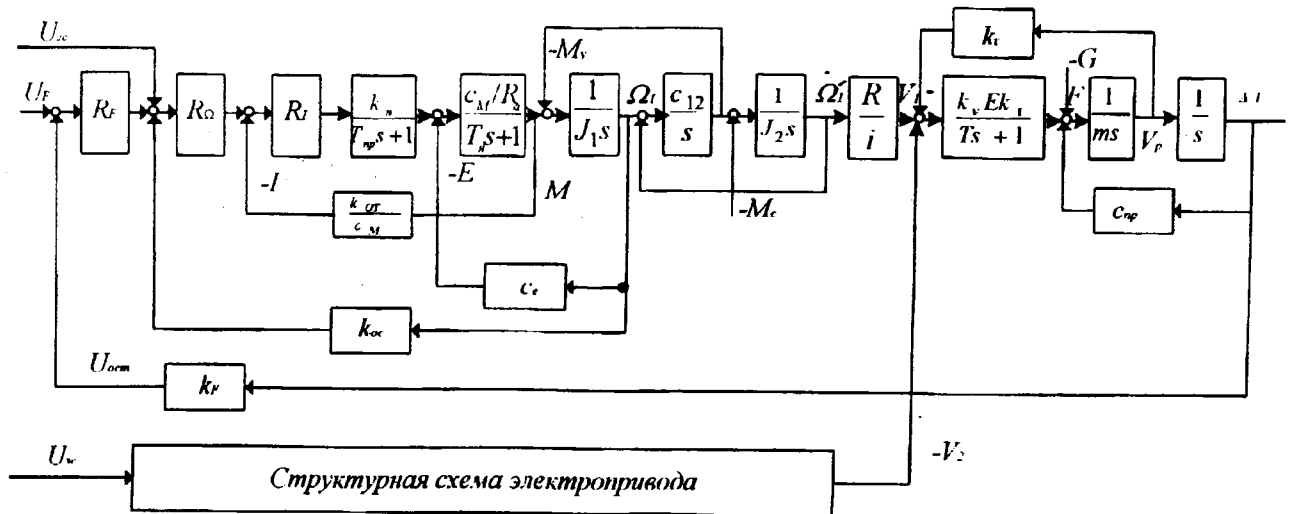


Рис. 3

Исследование переходных процессов в замкнутой по натяжению полотна системе двухмашинного агрегата и анализ влияния пружинного датчика натяжения, являюще-

гося звеном с явно выраженной упругостью, выполнено в соответствии со структурной схемой рис. 3 и системой уравнений:

$$V_1 F \left( s \frac{l}{V_1} + 1 \right) = E_0 (V_2 - V_1 \pm k_r V_p),$$

$$k_r F - C_{np} \Delta l - G = m_p s^2 \Delta l,$$

$$U_{ост} = k_F \Delta l,$$

$$U_{п} = k_{п} [U_{3v} - k_{RT} (U_{3T} - U_{ост})], (1)$$

$$U_{п} = c_e \Omega_1 + \frac{R_a}{c_m} M + \frac{L_a}{c_m} s M,$$

$$M - M_y = J_1 s \Omega_1,$$

$$M_y - M_c = J_2 s \Omega_2,$$

$$s M_y = c_{12} (\Omega_1 - \Omega_2),$$

где  $V_{1,2p}$  – линейные скорости материала соответственно на входе и выходе зоны деформации и измерительного ролика, м/с;  $l$  – длина ткани в зоне деформации, м;  $F, E_0$  – натяжение полотна и приведенный к его ширине модуль упругости, Н;  $G$  – вес неуравновешенных частей датчика, Н;  $s = d/dt$ ;  $k_r$  – коэффициент, учитывающий угол охвата ролика движущимся полотном;  $\Delta l$  – линейное перемещение ролика, м;  $m_p = 2$  – масса ролика, кг;  $c_{np}$  – жесткость пружины, Н/м;  $k_F, k_{RT}$  – коэффициенты передачи датчика и регулятора натяжения,  $k_F = 0,051, k_{RT} = 0,048$ .

На основании приведенной системы уравнений (1) запишем передаточную функцию

$$H_{F_0}(s) = \frac{F_0(s)}{V_1(s) - V_2(s) \pm k_r V_p(s)} = H_{12}(s) H_3(s) = \frac{k_v k_r k_y E_0}{\left( T_T T_y s^3 + T_y s^2 + \left( T_T + \frac{k_r^2 k_v E_0}{c_{np}} \right) s + 1 \right)} \left( \frac{k_{п} k_{RT} 1 / c_e}{T_{M1} \gamma T_{12}^2 s^3 + \gamma T_{12}^2 s^2 + T_{M\Sigma} s + 1} \right), (2)$$

$$\text{где } T_y = \frac{m_p}{c_{np}}; T_T = \frac{l}{V_1}; k_y = \frac{k_F}{c_{np}};$$

$$T_{M1} = \frac{J_1 R}{c_e c_M}; T_{M\Sigma} = \frac{(J_1 + J_2) R}{c_e c_M};$$

$$T_{12} = \sqrt{\frac{c_{12} (J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}; \gamma = \frac{J_1 + J_2}{J_1}.$$

Анализируя знаменатель передаточной функции (2) в области реальных параметров датчика, ткани и параметров упругой кинематической системы, представим функцию (2) в виде:

$$H_{F_0}(s) \cong \frac{k_v k_r k_y E_0 k_{п} k_{RT} 1 / c_e}{\left[ T_{M1} \gamma T_{12}^2 + \left( T_T + \frac{k_r^2 k_v E_0}{c_{np}} \right) \gamma T_{12}^2 + T_y T_{M\Sigma} + T_T T_y \right] s^3 + \left[ \gamma T_{12}^2 + \left( T_T + \frac{k_r^2 k_v E_0}{c_{np}} \right) T_{M\Sigma} + T_y \right] s^2 + \left[ T_T + \frac{k_r^2 k_v E_0}{c_{np}} + T_{M\Sigma} \right] s + 1} (3)$$

Рассматривая знаменатель передаточной функции (3) и обозначая коэффициенты при  $s^3$ ,  $s^2$  и  $s$  соответственно  $a_3$ ,  $a_2$  и  $a_1$ , убедимся, что выполняется условие

$$a_1 \gg \frac{a_2}{a_1} - \frac{a_3}{a_1^2},$$

а, значит, знаменатель (3) можно записать следующим образом:

$$H_{F_0}(s) \equiv$$

$$\equiv \frac{k_v k_r k_y E_0 k_n k_R T 1/c_e}{(a_1 s + 1) \left[ \frac{a_3 s^2}{a_1} + \left( \frac{a_2}{a_1} - \frac{a_3}{a_1^2} \right) s + 1 \right]}. \quad (4)$$

На логарифмических частотных характеристиках разомкнутой системы имеем соответствующие (4) частоты перегиба

$$\omega_1 = \frac{1}{a_1} = \frac{1}{T_{M\Sigma} + T_T + \frac{k_r^2 k_v E_0}{c_{пр}}};$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{a_1}{a_3}} = \sqrt{\frac{T_{M\Sigma} + T_T + \frac{k_r^2 k_v E_0}{c_{пр}}}{T_{M1} \gamma T_{12}^2 + \left( T_T + \frac{k_r^2 k_v E_0}{c_{пр}} \right) \gamma T_{12}^2 + T_y T_{M\Sigma} + T_y T_T}}.$$

Для сохранения запаса устойчивости при вариациях параметра  $E_0$  необходимо стабилизировать частоту среза системы [6], обеспечив обратное пропорциональное модулю изменение  $\omega_1$  и пропорциональное изменение для  $\omega_2$ .

Этого можно добиться при

$$T_{M\Sigma} + T_T < \frac{k_r k_v E_0}{c_{пр}} \quad (5)$$

и высокой частоте собственных колебаний  $\Omega_{12}$ .

Таким образом, при разработке датчика натяжения в случае представления электропривода ведомой машины двухмассовой упругой системой возможен выбор его параметров, позволяющих получить ми-

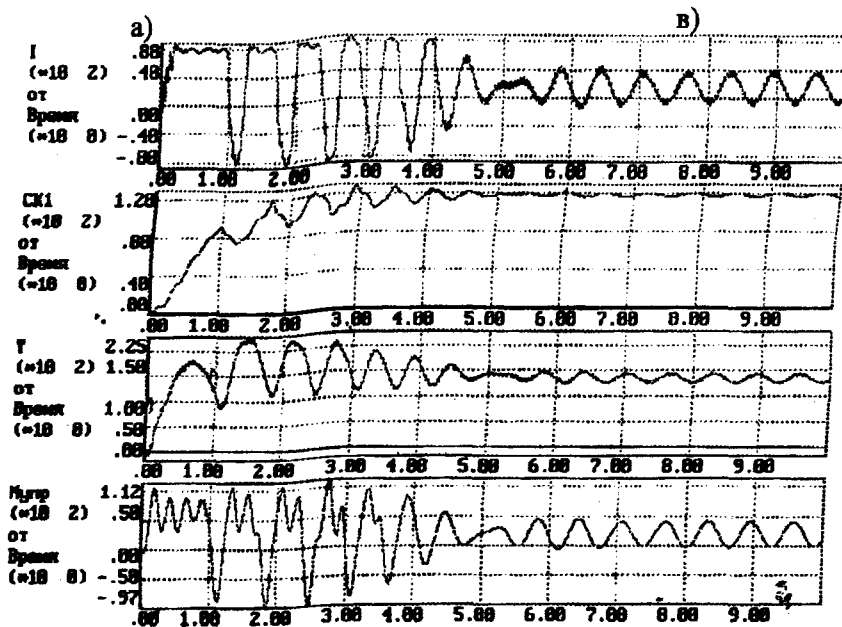
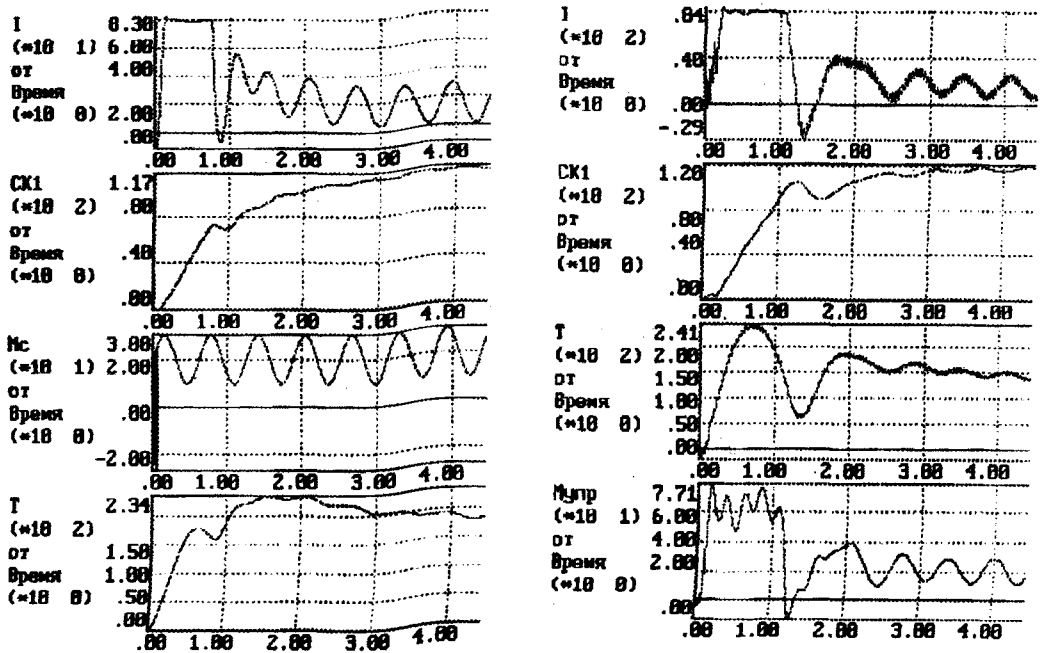
нимальную чувствительность устройства к вариации модуля упругости ткани.

Предварительную количественную оценку степени влияния процессов, происходящих в датчике натяжения и в ткани, определим по известному коэффициенту связи [4]:

$$k_c = \frac{k_r k_v E_0 \Omega_{12}}{c_{пр} \sqrt{1 + T_T^2 \Omega_{12}^2}},$$

где  $E_0 = 2 \cdot 10^3$  Н;  $k_r = 2$ ;  $c_{пр} = 4 \cdot 10^3$  Н·м;  $T_T = 0,5$  с.

Полученное значение  $k_c = 0,1$  [3] свидетельствует о незначительном взаимном влиянии процессов в датчике и ткани в конкретном случае.



б)

Рис. 4

На рис.4-б изображены кривые переходных процессов в замкнутой по натяжению системе двухмашинного агрегата при периодическом изменении нагрузки.

Изменения момента двигателя и упругого момента ведомой машины практически не отличаются от значений, которые были в отдельной системе регулирования скорости ведомой машины.

При коррекции регулятора скорости ведомой машины колебания моментов

(рис.4-в) приближаются к значениям в «жесткой» системе (рис.4-а).

При анализе переходных процессов в рассмотренной системе для случая безынерционного датчика натяжения ( $m=0$ ) получены такие же колебания момента двигателя и упругого момента, что подтверждает малую электромеханическую связь процессов в датчике и ткани ( $k_c=0,1$ ) и их влияние на поведение электромеханической системы в целом.

## ВЫВОДЫ

1. Синтез систем замкнутых по натяжению при периодической пульсирующей нагрузке на валах рабочих машин необходимо выполнять с учетом упругости звеньев.

2. Использование настройки регулятора скорости с учетом параметров упругой механической системы позволяет уменьшить колебания момента двигателя и упругого момента практически до значений в абсолютно жесткой системе.

3. При коэффициенте электромеханической связи  $k_c < 0,1$  допустимо представление датчика натяжения безынерционным звеном. Выбор параметров датчика натяжения, уменьшающих чувствительность устройства к вариации параметров модуля упругости ткани, определяется полученным соотношением (5).

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Бойко С.В.* // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1996, №5. С.72...75.
2. *Кокурин Э.В., Фомин Ю.Г.* // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1992. № 6. С.101...104.
3. *Ключев В.И.* Ограничение динамических нагрузок электроприводов. – М.: Энергия, 1971. С. 36...53.
4. *Глазунов В.Ф., Литвинский А.Н.* // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1980. №4. С.60...63.
5. *Шестаков В.М.* // Электричество. – 1978. № 10. С.50...54.
6. *Глазунов В.Ф., Тарарыкин С.В.* // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1980. №1. С.76...80.

Рекомендована кафедрой электропривода и автоматизации. Поступила 07.12.00.