

УДК 677.05

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ СКАЛО – ОСНОВНЫЕ НИТИ – РЕМИЗЫ ТКАЦКОГО СТАНКА СТБ

В.В. СИГАЧЕВА, О.В. ФАРАФОНТОВА

(Санкт-Петербургский государственный университет технологии и дизайна)

При прогнозировании качества процесса тканеобразования, которое изначально определяется выбором заправочных параметров станка и наладкой механизма основного регулятора, необходимо учитывать динамику системы скало – нити основы, принимая во внимание влияние технического состояния ремизоподъемного механизма.

Перемещение скала как датчика основного регулятора определяет отпуск основы. Желательно, чтобы зависимость перемещения скала от изменяющегося радиуса навоя была линейна. Но, как известно из практики эксплуатации, скало в течение периода оборота главного вала колеблется, что вызывает динамические искажения в формировании сигнала датчика.

Целесообразно исследовать влияние

жесткости основных нитей и ткани, а также пружины скала на формирование угла поворота скала при изменяющемся радиусе навоя в процессе его срабатывания. Изменение радиуса навоя учитывается в величине технологической нагрузки (натяжении нитей) и приведенной жесткости основы [1, 2].

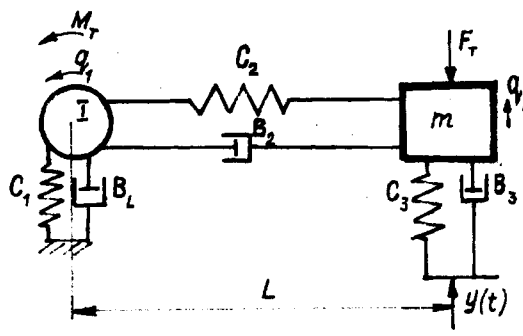


Рис. 1

Исследуемая динамическая модель (рис.1) составлена в предположении, что отпуск основных нитей навоем уже произведен и статически нити основы по ширине равномерно натянуты.

В модели приняты обозначения: I , m – соответственно приведенные момент инерции механизма скала и масса движущихся элементов привода ремизы; M_T , F_T – момент и сила от технологической нагрузки, определяемой натяжением нитей, действующей соответственно на скало и ремизы; c_1 , c_2 , c_3 – приведенные жесткости механизма скала, основы и ткани к оси трехплечего рычага [3] и привода ремизы соответственно; v_1 , v_2 , v_3 – коэффициенты линейного демпфирования для механизма скала, заправки, механизма ремизы; q_1, q_2 – обобщенные координаты, характеризующие колебания скала и ремиз соответственно; $y(t)$ – функция перемещения – кинематическое возмущение ремиз; L – расстояние от скала до ремиз.

Перемещение ремиз по вертикали характеризуется уравнением

$$x(t) = y(t) + q_2. \quad (1)$$

При соизмеримой величине приведенных жесткостей c_1 , c_2 , c_3 с учетом малости угла поворота скала за малое приращение угла поворота главного вала полный угол поворота скала можно выразить как

$$\varphi(t) = q_1 + [y(t) + q_2]/L. \quad (2)$$

Для составления дифференциальных уравнений движения использованы известные приемы составления выражений кинетической и потенциальной энергий модели [1] и их дифференцирования на основе уравнений Лагранжа второго рода.

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение модели (рис.1), имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 + v_{11}\dot{q}_1 + c_{11}q_1 + c_{12}q_2 &= Q_1, \\ a_{22}\ddot{q}_2 + a_{21}\ddot{q}_1 + v_{22}\dot{q}_2 + v_{21}\dot{q}_1 + c_{22}q_2 + c_{21}q_1 &= Q_2, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $a_{11}=I$; $a_{12}=a_{21}=I/L$; $a_{22}=m+I/L^2$; $v_{11}=v_1+v_2$; $v_{22}=v_3$; $v_{21}=v_1/L$; $c_{11}=c_1+c_2$; $c_{12}=c_{21}=c_1/L$; $c_{22}=c_1/L^2+c_3$; $Q_1=M_T+I\ddot{y}(t)/L-c_1y(t)/L$; $Q_2=F_T+M_T/L-(I/L^2+m)\ddot{y}(t)-(c_1/L^2+c_3)y(t)$.

Как известно, левая часть системы дифференциальных уравнений (3) описывает свободные колебания модели при условии, что $Q_1=0$, $Q_2=0$ после приложения возмущающего воздействия.

Для расчета собственных частот в первом приближении переменностью приведенной жесткости c_3 и влиянием диссипативных факторов можно пренебречь.

При подстановке решений в виде $q_i = \sum_{r=1}^2 (A_{ir} \sin(\kappa_r t + \gamma_2))$ ($i=2$), $r=2$ в уравнения свободных колебаний получаем, что каждая из обобщенных координат

участвует в сложном колебательном движении с собственной частотой κ_r . Исключая из рассмотрения решение, при котором амплитуды A_{ir} обращаются в нуль, получаем определитель системы алгебраических уравнений, используемый для определения собственных частот:

$$\Delta(\kappa_r^2) = \begin{vmatrix} c_{11} - a_{11}\kappa_r^2 & c_{12} - a_{12}\kappa_r^2 \\ c_{21} - a_{21}\kappa_r^2 & c_{22} - a_{22}\kappa_r^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (4)$$

При исходных параметрах $I=1,53 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $m=10 \text{ кг}$; $c_1=321 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $c_2=2874 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $c_3=695693 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $L=0,78 \text{ м}$ получены частоты $\kappa_1=36,8 \text{ рад/с}$; $\kappa_2=327,9 \text{ рад/с}$.

Следует отметить, что при определении расчетных параметров использовались данные из [2] и результаты экспериментов, проведенных в диагностических целях [4].

Моделирование вынужденных колебаний осуществляли с использованием программы SIAM. Технологическую нагрузку определяли на основании собственных экспериментов; также учитывали результаты из [2] по определению натяжения основных нитей. При моделировании эти параметры представлялись в виде ряда Фурье.

Для определения кинематического возмущения использовали экспериментальные низкочастотные составляющие ускорения ремиз. Низкочастотное ускорение (1...6 гармоники) ремиз при идеальном техническом состоянии механизма примерно совпадает с кинематическим ускорением. За базовую расчетную функцию (y''_6) принималось ускорение механизма, который по диагностическому показателю может прослужить без ремонта 1...1,5 года с КПВ 0,85 [4]. Износ механизма приводит к искажению низкочастотной составляющей за счет увеличения амплитуд некоторых гармоник, входящих в ее состав, поэтому вторая расчетная функция ускорения ($y''_{из}$) по среднеординатному уровню отличалась от базовой в 1,3 раза.

Функция положения при моделировании также представлялась в виде ряда Фурье. Величину коэффициентов линейного демпфирования b_{22} и b_{21} определяли на основе анализа экспериментально полученных ускорений ремиз [4] и колебаний основных нитей.

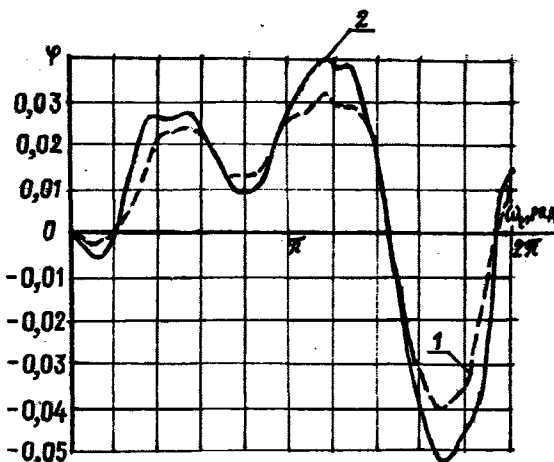


Рис. 2

Результаты моделирования для угла поворота скала представлены на рис.2 (кривая 1 соответствует базовому y''_6 , а кривая 2 – $y''_{из}$).

Для определения зависимости угла поворота скала от параметров модели использовали максимальную, положительную амплитуду колебаний скала.

На рис.3 приведены зависимости угла поворота скала от радиуса навоя (кривая 1 соответствует исходным параметрам модели – C_{11} , C_{12} ; кривая 2 – уменьшенной в 2 раза жесткости пружины и нитей основы – $0,5C_{11}$; $0,5C_{12}$). Как видно из графика, жесткость нитей основы и пружины скала, изменяя величину частоты скала, влияет на величину угла поворота скала. При уменьшении радиуса навоя угол поворота скала увеличивается.

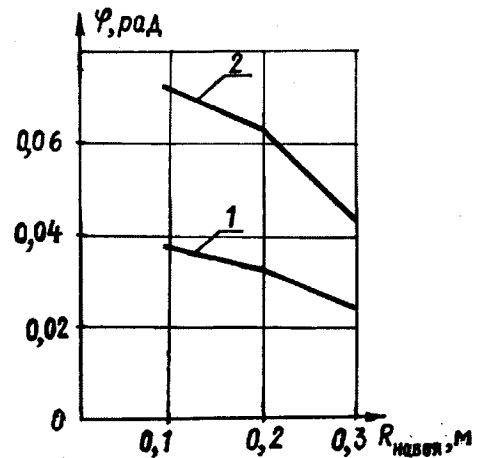


Рис. 3

Экспериментально полученные амплитудно-частотные характеристики (рис.4) основных нитей (а), скала (б) и ремиз (в) показывают, что в механизме скала и системе заправки нитей формируются колебания с низшей собственной частотой (примерно равной K_2), характерной для ремизоподъемного механизма, что подтверждает целесообразность анализа динамической модели (рис.1) и ее пригодность для исследований динамики скала основного регулятора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. – Л.: Машиностроение, 1976.
2. Лустгартен Н.В. и др. САПР технологических режимов ткацкого производства. – М.: Легпромбытиздат, 1993.
3. Святенко М.В. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1967, № 4. С.66...71.
4. Сигачева В.В. и др. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1999, № 2. С.93...97.

Рекомендована кафедрой автоматизации производственных процессов. Поступила 22.02.02.

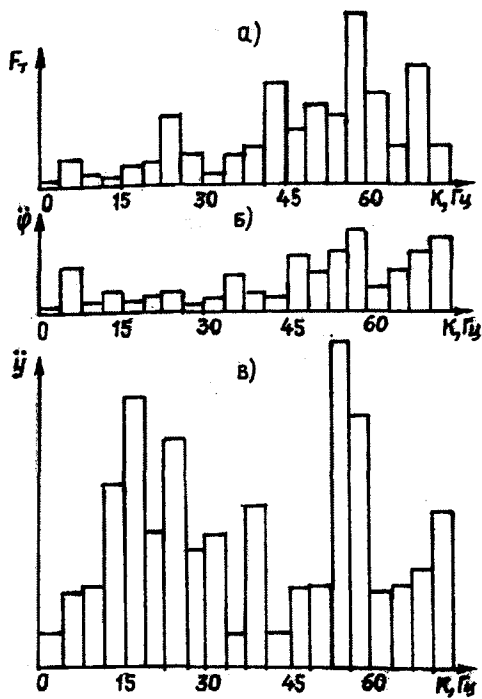


Рис. 4

ВЫВОДЫ

1. Результаты моделирования позволили приблизиться к реальной картине формирования угла поворота скала как датчика основного регулятора и определить, что, несмотря на колебательный характер движения, величина максимальных амплитуд линейно зависит от радиуса навоя.

2. Техническое состояние ремизо-подъемного механизма влияет (через жесткую систему заправки основных нитей) на формирование угла поворота скала, но в меньшей степени чем радиус навоя и жесткость заправки и пружины скала.