

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ УСТРОЙСТВ АВТОМАТИЧЕСКОГО ОСТАНОВА СНОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ ПРИ ОБРЫВЕ НИТИ

Н.А. КУЛИДА

(Ивановская государственная текстильная академия)

Устройство автоматического останова сновальной машины при обрыве пряжи оказывает существенное влияние не только на натяжение, аналитически исследованное в [1], но и на производительность машины, качество формируемых сновальных валов, на эффективность использования производственных площадей.

Одним из основных параметров устройства является быстродействие, из-за недостаточности которого на производстве часто отключают механизм распреде-

тельного рядка, снижают скорость снования и увеличивают расстояние между шпулярником и сновальной машиной.

Разработчики новых сновальных машин постоянно совершенствуют устройство останова, применяя новые механизмы, построенные на известных принципах [2, 3], или используют новые способы контроля. В связи с этим появляется необходимость сравнительного анализа устройств с целью выявления перспективных направлений их проектирования.

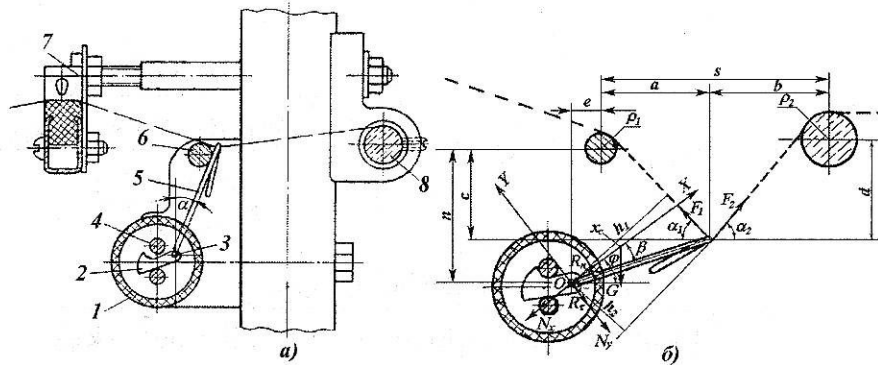


Рис. 1

Рассмотрим механизм автоматического останова партионной сновальной машины

СП-140, представленный на рис. 1, где изображена схема взаимодействия чувст-

вительного элемента (крючка) с натянутой пряжей (рис.1-а) и его положение при обрыве (рис. 1-б).

В отличие от [1], анализ быстрогодействия устройства выполним с учетом динамической реакции, возникающей в опоре при движении и обуславливающей момент сухого трения. Кроме того, примем во внимание момент вязкого трения, включая сюда и момент, обусловленный аэродинамическим сопротивлением крючка, считая их пропорциональными угловой скорости.

Для определения реакций  $N_x$  и  $N_y$  в соответствии с принципом Даламбера [4] составим уравнения равновесия сил на координатные оси X и Y (рис. 1-б) с учетом проекций силы инерции  $R_n = m x_c \dot{\varphi}^2$  и  $R_\tau = m x_c \ddot{\varphi}$ , где  $\varphi$  – угол поворота чувствительного

элемента массы  $m$ , отсчитываемый от его горизонтального положения;  $x_c$  – координата центра масс:

$$\left. \begin{aligned} R_n - N_x - mg \sin \varphi &= 0, \\ -R_\tau - N_y - mg \cos \varphi &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

откуда реакции

$$\begin{aligned} N_x &= m(x_c \dot{\varphi}^2 - g \sin \varphi), \\ N_y &= -m(x_c \ddot{\varphi} + g \cos \varphi), \end{aligned}$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

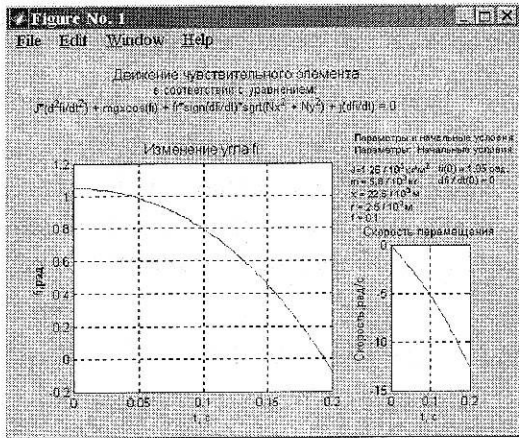
Уравнение движения с учетом моментов вязкого и сухого трений имеет вид:

$$J\ddot{\varphi} + fr\sqrt{N_x^2 + N_y^2} \operatorname{sign}\dot{\varphi} + \eta\dot{\varphi} + mgx_c \cos \varphi = 0, \quad (2)$$

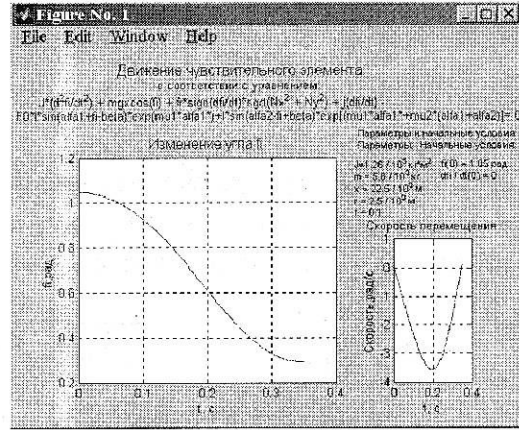
где  $J$  – момент инерции чувствительного элемента относительно точки O (рис. 1-б);  $f, \eta$  – коэффициенты соответственно сухого и вязкого трения в опоре O;  $r$  – радиус опоры.

В исходном положении  $\varphi(0) = \pi/2 - \alpha$  и  $\dot{\varphi}(0) = 0$ , где  $\alpha$  – угол, обозначенный на

рис. 1-а. Дифференциальное уравнение (2) с учетом системы (1) является нелинейным; его решение выполнено с помощью приложения Simulink вычислительной системы Matlab.



а)



б)

Рис. 2

Численное решение дифференциального уравнения (2), отражающее зависимости угловых перемещения и скорости крючка при указанных начальных условиях и кон-

структивных параметрах  $J = 1,26 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $m = 5,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$ ;  $r = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $x_c = 22,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $f = 0,1$ ;  $\eta = 0,2 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{с}^2$ ;  $\alpha = 30^\circ$  приведены на рис. 2-а.

На основе построенной модели изучалось влияние начального положения крючка (угла  $\alpha$ ) и массы единицы его длины на время срабатывания, которое уменьшается с увеличением угла  $\alpha$  и массы единицы длины.

Наиболее неблагоприятный случай работы рассматриваемого устройства возникает при обрыве пряжи в зоне между мерильным и сновальным валами. Натяжение со стороны нитенатяжного прибора превосходит силу сопротивления движению оборванного конца, поэтому крючок, падая, должен его вытянуть (рис. 1-б).

Дополнительная сила, препятствующая движению крючка, зависит от линейной

плотности нити и ее длины. Эта сила увеличивает время срабатывания, а при определенных условиях крючок может и не достигнуть положения, при котором происходит замыкание контакта.

Для оценки влияния оборванного конца пряжи на быстрдействие устройства рассмотрим дифференциальное уравнение движения чувствительного элемента с учетом момента от действия натяжения ветвей нити его охватывающих. Углы охвата чувствительного элемента нитью без учета ее изгибной жесткости можно определить из трансцендентных уравнений по методике из [5]:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \arcsin \frac{c \cos \alpha_1 + Q_1 + R + d_H}{a}, \\ \alpha_2 &= \arcsin \frac{d \cos \alpha_2 + Q_2 + R + d_H}{b}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $R$  – радиус нитенаправителя чувствительного элемента;  $d_H$  – диаметр нити. Остальные параметры уравнений (3) показаны на рис. 1-б.

Учитывая, что  $Q_1 + R + d_H \ll c \cos \alpha_1$  и  $Q_2 + R + d_H \ll d \cos \alpha_2$ , а также, принимая во внимание связь конструктивных параметров устройства (рис. 1-б) с углом поворота  $\varphi$  чувствительного элемента  $a = l \cos(\varphi - \beta) - e$ ,  $b = s - l \cos(\varphi - \beta) + e$ ,  $c = n - l \sin(\varphi - \beta)$ ,  $d = n + p - l \sin(\varphi - \beta)$ , где  $\beta = \arcsin(x_l / l)$ ;  $l$  – длина чувствительного элемента от опоры до точки контакта с нитью;  $x_l$  – проекция отрезка  $l$  на

ось  $X$ , получим выражения для углов охвата через угол поворота  $\varphi$ :

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \arctg \frac{n - l \sin(\varphi - \beta)}{l \cos(\varphi - \beta) - e}, \\ \alpha_2 &= \arctg \frac{n + p - l \sin(\varphi - \beta)}{s - l \cos(\varphi - \beta) + e} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Используя выражения  $h_1 = l \sin(\alpha_1 + \varphi - \beta)$ ,  $h_2 = l \sin(\alpha_2 - \varphi + \beta)$  соответственно для плеч сил  $F_1$  и  $F_2$ , получим дифференциальное уравнение движения чувствительного элемента с оборванным концом нити:

$$J\ddot{\varphi} + mgx_c \cos \varphi + \sqrt{N_x^2 + N_y^2} \text{frsign} \dot{\varphi} + \eta \dot{\varphi} - F_0 \{ l \sin(\alpha_1 + \varphi - \beta) \exp(\mu_1 \alpha_1^*) + l \sin(\alpha_2 - \varphi + \beta) \exp[(\mu_1 \alpha_1^*) + \mu_2 (\alpha_1 + \alpha_2)] \} = 0, \quad (5)$$

где  $F_0$  – натяжение оборванного конца нити, определяемого из уравнения его движения на участках от сновального вала до устройства контроля;  $\alpha_1^*$  – угол охвата нитенаправителя 6 (рис. 1-б):

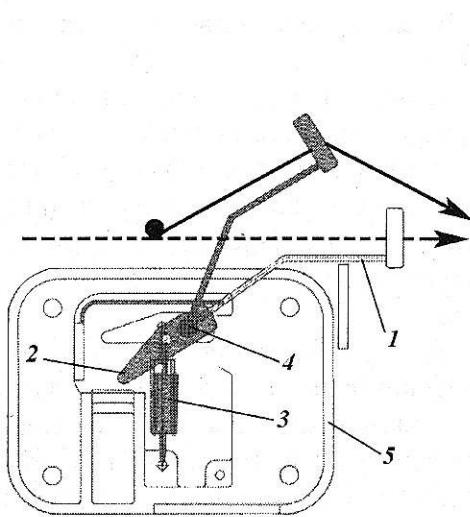
$$\alpha_1^* = \alpha_1 - \Delta\alpha = \alpha_1 - \arctg \frac{u}{q};$$

$q$ ,  $u$  – конструктивные параметры, определяющие взаиморасположение нитенаправителей 6 и 7 (рис. 1-б);  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  – коэффи-

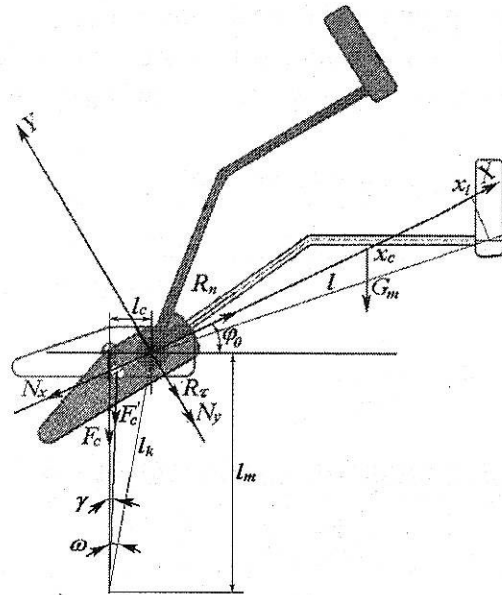
циенты трения нити соответственно по нитенаправителю 6 и чувствительному элементу 5.

Анализ, выполненный с помощью полученной модели, свидетельствует о существенном влиянии оборванного конца нити

на быстрое действие устройства контроля: при натяжении оборванного конца 2 сН чувствительный элемент не преодолевает сопротивления нити и не замыкает контакт системы контроля (рис. 2-б).



а)



б)

Рис. 3

На рис. 3-а показана конструкция устройства останова сновальных машин фирмы Venninger (Швейцария), отличающегося высоким быстродействием. Здесь чувствительный элемент 1 (шпилька) совершает вращательное движение против силы его тяжести, а для повышения быстродействия на контакт 2, соединенный с крючком 1 осью 4, действует упругая сила пружины 3. В отличие от отечественных сновальных машин здесь чувствительный элемент со-

вершает движение под действием пружины, закрепленной на хвостовой части устройства.

Дифференциальное уравнение вращательного движения чувствительного элемента 1 совместно с контактом 2 на оси 4 (рис. 3-а) после обрыва нити, в предположении, что нить находится вне его зоны, и при принятых для уравнения (2) обозначениях, имеет вид:

$$J\ddot{\varphi} + fr\sqrt{N_x^2 + N_y^2} \operatorname{sign}\dot{\varphi} + \eta\dot{\varphi} + mgx_c \cos \varphi = M_c, \quad (6)$$

где  $M_c$  – момент упругости пружины 3 (остальные обозначения, как и в предыдущем случае).

С учетом силы упругости пружины  $F_c$  проекции динамической реакции

$$\left. \begin{aligned} N_x &= mx_c \dot{\varphi}^2 - mg \sin(\varphi_0 + \varphi) - F_c \sin(\varphi_0 + \gamma), \\ N_y &= -[mx_c \ddot{\varphi} + mg \cos(\varphi_0 + \varphi) + F_c \cos(\varphi_0 + \gamma)], \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где  $\gamma = \arctg \frac{l_c (1 - \cos \varphi)}{l_m - l_c \sin \varphi}$  – угол отклонения

направления действия силы  $F_c$  от вертикали;

$F_c = k[\sqrt{l_m^2 - 2l_m l_c \sin \varphi + 2l_c^2 (1 - \cos \varphi)} - (l_m - \lambda_0)] \approx k(\lambda_0 - l_c \sin \varphi)$  – сила упругости пружины 3 с начальной деформацией  $\lambda_0$  и коэффициентом жесткости  $k$  (при линейной зависимости деформации от  $F_c$ ).

Плечо  $h_c$  силы  $F_c$  (рис. 3-б):

$$h_c = l_k \sin(\omega - \gamma),$$

где  $\omega = \arcsin \frac{l_c}{l_k}$ .

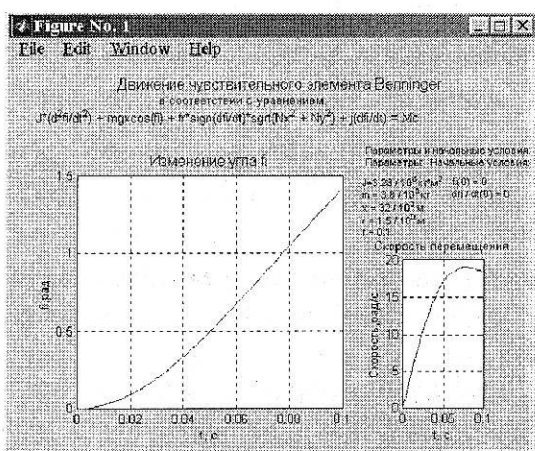


Рис. 4

Как показывает анализ, выполненный, как и в предыдущем случае с помощью Simulink, время срабатывания составляет около 0,058 с (рис. 4). Таким образом, за счет использования в конструкции устройства упругого элемента удалось увеличить быстродействие, по сравнению с чувствительным элементом, падающим под действием собственного веса, более чем в 3 раза (0,178 против 0,058 с).

Следует также ожидать более эффективной работы устройства и в условиях, когда в зоне контроля находится оборванный конец нити. Как и в предыдущем случае, в дифференциальное уравнение (6)

добавится противодействующий момент от натяжения ветвей оборванной нити.

Подпружиненный чувствительный элемент с движущейся нитью образует динамическую систему, в которой при определенных условиях могут возникнуть колебания недопустимой амплитуды, приводящие к ошибочному срабатыванию устройства, а в некоторых случаях – и обрыву нити.

Известно несколько подходов к решению задачи оценки влияния чувствительного элемента на натяжение контролируемой нити и возможности возникновения опасных резонансных режимов работы датчика, уменьшающих точность контроля нити.

Для определения собственных частот колебаний натянутой нити с чувствительным элементом датчика сновальной машины типа СП используем метод [6], достоверность которого подтверждена экспериментально.

Собственная частота  $\lambda$  поперечных колебаний для случая, когда сосредоточенная масса  $m$  (масса чувствительного элемента) намного превосходит массу  $m_H$  рассматриваемого участка нити, определяется из выражения [6]:

$$\frac{m}{m_H} = \frac{\sin \varepsilon}{\varepsilon \sin(\delta\varepsilon) \sin[\varepsilon(1 - \delta)]}, \quad (8)$$

где  $\lambda l_H / a = \varepsilon$ ;  $l_H / x_0 = \delta$ ;  $l_H$  – длина нити на участке между нитенаправителями 6 и 8 (рис. 1-а).

При  $\varepsilon \rightarrow 0$ ,  $m/m_H = 1/\delta\varepsilon^2(1 - \delta) \rightarrow \infty$ , что и соответствует рассматриваемому случаю, так как масса чувствительного элемента намного превышает массу нити.

Отсюда, учитывая  $\lambda l_H / a = \varepsilon$ ,  $a = \sqrt{F_0 / \mu}$ , находим собственную частоту поперечных колебаний нити, нагруженной чувствительным элементом датчика автоматического останова сновальной машины СП:

$$\lambda = \sqrt{F_0 / [m l \delta (1 - \delta)]}. \quad (9)$$

Конструкция датчика сновальной машины СП такова, что при движении нити за счет силы трения и натяжения ветвей нити чувствительный элемент прижимается к упору-нитенаправителю 6 (рис. 1). Поэтому собственная частота в этом случае будет выше, так как вес чувствительного элемента уравновешивается реакцией упора 6 и натяжением ветвей нити. Если же натяжение становится меньше некоторого значения  $F_{\min}$ , то чувствительный элемент отходит от упора 6 и полностью повисает на нити.

Значение натяжения  $F_{\min}$  можно определить из уравнения статического равновесия чувствительного элемента, учитывая, что, по сравнению с уравнением (5), в рабочем режиме нить, огибая чувствительный элемент, движется в противоположном направлении.

ложном направлении.

Сохраняя обозначения натяжения ветвей нити и их плеч при огибании чувствительного элемента, принятые на рис. 1-б, и обозначая плечо реакции  $R$  со стороны упора 6 через  $h_3$ , уравнение равновесия запишем в виде

$$mgx_c \cos \varphi - F_1 h_1 + F_2 h_2 + R h_3 = 0, \quad (10)$$

$$\text{где } h_1 = \ell \sin(\alpha_1 + \varphi - \beta),$$

$$h_2 = \ell \sin(\alpha_2 - \varphi + \beta).$$

Натяжения  $F_1$  и  $F_2$  ветвей нити связаны с натяжением  $F'_0$  перед устройством контроля выражениями

$$F_2 = F'_0 e^{f_2 \alpha_2}, \quad F_1 = F_2 e^{f_1(\alpha_1 + \alpha_2)} = F'_0 e^{f_2 \alpha_2 + f_1(\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (11)$$

Отсюда

$$F_{\min} = \frac{mgx_c \cos \varphi}{\ell \sin(\alpha_1 + \varphi - \beta) e^{f_2 \alpha_2 + f_1(\alpha_1 + \alpha_2)} - \ell \sin(\alpha_2 - \varphi + \beta) e^{f_2 \alpha_2}}. \quad (12)$$

Анализ показывает, что минимальное натяжение составляет около 1,7 сН. При таком натяжении собственная частота колебаний составляет  $17,7 \text{ с}^{-1}$  и при реальных скоростях снования резонанс вынужденных колебаний не наблюдается. Однако параметрический резонанс возможен,

если частота изменения натяжения равна  $35,4 \text{ с}^{-1}$ .

Конструкция датчика обрыва нити [3] включает пружину 3 (рис. 3-б), с учетом которой при определении собственной частоты колебаний изменяются условия сопряжения:

$$m \left. \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \right|_{x=x_0} + F_k = m \left. \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} \right|_{x=x_0} + F_k = -F_0 \left. \frac{\partial u_1}{\partial x} \right|_{x=x_0} + F_0 \left. \frac{\partial u_2}{\partial x} \right|_{x=x_0}, \quad (13)$$

где  $F_k = k_c u_1 = k_c u_2$  – сила упругости пружины с коэффициентом жесткости  $k_c$ .

Воспользовавшись методикой определения собственной частоты поперечных колебаний [6], найдем

$$\frac{m}{m_H} = \frac{\sin \varepsilon}{\varepsilon \sin(\delta \varepsilon) \sin[\varepsilon(1 - \delta)]} + \frac{k_c \ell_H^2}{a^2 \varepsilon^2 m_H}. \quad (14)$$

Для случая  $m \gg m_H$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{m_H}{m \delta (1 - \delta)} + \frac{k_c \ell_H^2}{m a^2}}. \quad (15)$$

Откуда

$$\lambda = \sqrt{\frac{F_0}{m \ell \delta (1 - \delta)} + \frac{k_c}{m}}. \quad (16)$$

Таким образом, собственная частота датчика [3] при прочих равных условиях выше, чем у СП, что требует принятия специальных мер для предотвращения нежелательного параметрического резонанса и резонанса вынужденных колебаний, обусловленных периодическими изменениями натяжения контролируемой нити.

С этой целью, как отмечено в [3], конструкция датчика включает специальную опору, устраняющую нежелательные колебания и предотвращающую ошибочные остановки машины. Однако эта опора, как и в случае машины СП, включается в работу при натяжении контролируемой нити не меньше некоторого минимального уровня.

Для увеличения быстродействия устройств контроля, снижения их влияния на натяжение контролируемой нити, повышения точности контроля перспективно применение датчиков, устанавливающих обрыв нити по изменению скорости ее движения. Для этих целей можно использовать пьезоэлектрические, трибоэлектрические, оптические и другие типы датчиков, причем предпочтительны пьезодатчики, повышающие быстродействие более чем на порядок [7].

## ВЫВОДЫ

1. Электромеханические датчики устройства автоматического останова сновальной машины типа СП при обрыве нити оказывают заметное влияние на функционирование всей машины: низкое быстродействие требует увеличения расстояния между шпулярником и машиной, в некоторых случаях вызывает необходимость отключения механизма раскладки распределительного рядка, оказывает влияние на натяжение нитей, вызывая при определенных условиях увеличение амплитуды колебательной составляющей натяжения.

2. Возможности электромеханических устройств в плане повышения быстродей-

ствия, снижения уровня энергообмена с контролируемой нитью, увеличения точности контроля далеко не исчерпаны. Специальные конструкции увеличивают быстродействие, предотвращают возникновение нежелательных резонансных режимов, снижают влияние на натяжение.

3. Перспективным направлением разработки устройств контроля является применение датчиков, устанавливающих обрыв нити по изменению скорости ее движения, к числу которых относятся пьезоэлектрические, трибоэлектрические и оптические датчики, повышающие быстродействие более чем на порядок. Совмещение чувствительного элемента датчика с нитепроводящими элементами нитенатяжных приборов устраняет его нежелательное влияние на натяжение, а отсутствие подвижных частей позволяет избежать колебательных режимов работы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ефремов В.Е., Гаврикова Э.С. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1989, № 5. С.57...60.
2. Рекламный проспект фирмы Benninger. V-образный шпулярник модели GE с нитенатяжителем-самоостановом модели GCE // Benninger AG CH-9240 Uzwil Schweiz.
3. Рекламный проспект фирмы Benninger. Электрический самоостанов модели GFA // Benninger AG CH-9240 Uzwil Schweiz.
4. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2-х томах. Т. II. Динамика. – М.: Наука, 1983.
5. Кулида Н.А. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1990, № 2; 1990, № 3.
6. Коритысская Т.Я. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1975, № 4. С.147...150; 1975, № 5. С.155...157.
7. Кулида Н.А. Исследование процесса контроля уточной нити на станке СТБ. Дис....канд. техн. наук. – Иваново, 1978.

Рекомендована кафедрой автоматики и радиоэлектроники. Поступила 29.11.02.