

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРЕННИХ И ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ПЛОТНОСТИ ВОЛОКНИСТОЙ ЛЕНТЫ

MODELING INTERNAL AND EXTERNAL INFLUENCE ON CONVERTER OF DENSITY OF THE STRINGY TAPE

B.С. НИКОЛАЕВ, В.В. ВОЛКОВ
V. S. NIKOLAEV, V.V. VOLKOV

(Пензенский государственный технологический университет)
(Penza State Technological University)
E-mail: mycolo @ rambler.ru

Рассмотрены условия ограничений значений плотности волокнистой ленты, проходящей через уплотнитель и определен гармонический закон изменения ее плотности. В качестве переходной характеристики преобразователя принимается значение его деформации вдоль оси движения волокнистой ленты. Рассмотрены колебательные свойства преобразователя с учетом внешних воздействий от технологической машины.

The considered conditions of the restrictions of importances of density of the stringy tape getting through sealant and is determined harmonic law of the change to her(its) density. As connecting feature of the converter is taken importance of his(its) deformation along axis of the moving the stringy tape. The oscillatory characteristic of the converter are considered with provision for external influence from technological machine.

Ключевые слова: уплотнитель волокнистой ленты, динамические воздействия, колебательный процесс, переходная характеристика.

Keywords: sealant of the stringy tape, dynamic influences, oscillatory process, connecting feature.

Использование уплотнителя ленты в качестве датчика линейной плотности волокнистой ленты определяется его технологической принадлежностью. В работе [1] рассмотрены динамические свойства датчика с уплотнителем, выполненным на качающейся подпружиненной штанге, где для уменьшения колебательности системы используется демпфер. Применение тензометрического принципа преобразования плотности волокнистой ленты в информационный сигнал требует исследования влияния внешних динамических воздействий на датчик. Моделирование такой технической системы позволит учесть возмущающие факторы в информационном сигнале о величине плотности волокнистой ленты.

На рис. 1 представлены расчетные схемы технической системы уплотнитель - волокнистая лента - плющильные валы.

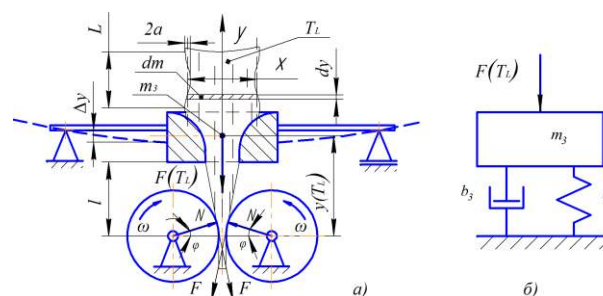


Рис. 1

Геометрическая схема расположения уплотнительного элемента перед плющильными валами машины и перпендикулярно центральной оси движения ленты,

показана на рис. 1-а. Задачей моделирования процесса протягивания ленты будет являться выбор параметров функционирования устройства, одним из которых является его деформация относительно плющильных валов. Решение данной задачи выполняется в два этапа. Первый заключается в построении математической модели проектируемой системы, второй – в вычислении оптимальных значений входных параметров при назначенных выходных. Очевидно, модель технической системы будет характеризоваться условиями эксплуатации:

- втягиванием неравномерного слоя волокнистой ленты, проходящей через уплотнитель, парой валиков при их установившемся движении;

- переходной характеристикой системы от сил, действующих на уплотнительный элемент вследствие движения волокнистой ленты;

- колебательными свойствами преобразователя плотности волокнистой ленты от внутренних и внешних динамических воздействий.

Условия втягивания неравномерного слоя волокнистого материала. Примем волокнистую ленту в виде системы с распределенными параметрами [2], сила протаскивания F которой через уплотнитель пропорциональна числу волокон в ее сечении. Единица площади сечения соответствует среднему значению линейной плотности ленты

$$T_L = dm_L/dy = \gamma_L \cdot 0,25\pi x^2,$$

где γ_L – ее объемная масса. Изменение толщины волокнистой ленты описывается гармоническим законом $x = x_0 + a \sin ky$. Средняя масса единицы площади сечения составляет $m_0 = \gamma_L x_0$. Тогда изменение массы волокон в сечении по гармоническому закону будет: $m_L = m_0 + \gamma_L a \sin ky$. Изменение плотности ленты [2] характеризуется длиной волны $y_i = L_i$, где $i = \overline{1, n}$ номер гармоники волны с аргументом, равным 2π . Тогда $ky_i = kL_i = 2\pi$, или

$k = 2\pi/L_i$. Окончательно колебание массы ленты относительно ее среднего значения по гармоническому закону будет:

$$m_L = m_0 + \gamma_L a \sin 2\pi y/L_i.$$

Волокнистый слой от выхода уплотнительного элемента до пары валиков одинакового диаметра геометрически можно представить в виде клина. Взаимодействие вала с клином характеризуется направлением нормальных сил N , которые определяются углом φ при вершине клина, численно равным углу захвата и сил трения F . Условия втягивания волокнистой ленты при кинематически связанных валках выражаются неравенством $2F \cos \varphi \geq 2N \sin \varphi$.

Если $F = fN$ или $f \cos \varphi \geq \sin \varphi$, то при устойчивом движении ленты условие ее втягивания в валики $f \geq \operatorname{tg} \varphi$. Геометрическое соотношение угла клина выражается через $\operatorname{tg} \varphi = dx/dy = 2\pi a/\ell$, при $\cos 2\pi y/\ell = 1$. Граничное условие $\operatorname{tg} \varphi_{\max} = 2\pi a/\ell$, или $f \geq \operatorname{tg} \varphi_{\max}$.

Из условия прохождения волокнистой ленты через уплотнитель выразим изменение ее сечения через параметр массы, тогда $\operatorname{tg} \varphi_{\max} = 2\pi \Delta m/m_1$. Окончательно условие втягивания ленты в зазор между валами будет $f = 2\pi \Delta m/m_1 \geq \operatorname{tg} \varphi_{\max}$, что характеризуется неравномерностью ленты.

Таким образом, значительное изменение структуры ленты может вызвать сучивание материала у уплотнителя и предельное растягивание на входе в пару плющильных валов, что нарушит нормальную работу этого узла. Учитывая результаты исследований других авторов [3], условия применимости технической системы можно сформулировать в виде следующих пунктов:

- уплотняющее устройство должно обеспечить прохождение волокнистой ленты определенной плотности, где заполнение отверстия уплотнителя диаметром d лентой линейной плотностью T_L должно быть в пределах до 70%;

- расположение уплотнительного элемента от точки контакта плющильных валов диаметром D должно соответствовать расстоянию $\ell = 0,5\sqrt{d(2D-d)} \leq \ell_{шт}$, где $\ell_{шт}$ – штапельная длина волокна.

Переходная характеристика системы от сил, действующих на уплотнительный элемент, возникающих при движении волокнистой ленты. Выходной величиной уплотнительного элемента является перемещение Δy вдоль оси движения волокнистой ленты. Считаем, что масса уплотнителя сосредоточена в центре. Уравнение движения уплотнительного элемента в направлении движения ленты будет:

$$m_3 \frac{d^2 y}{dt^2} + b_3 \frac{dy}{dt} + c_3 \Delta y = F(T_L), \quad (1)$$

где m_3 – масса уплотнителя; c_3 – жесткость опорных элементов уплотнителя; b_3 – коэффициент демпфирования.

Разделив члены уравнения (1) на коэффициент жесткости, получим выражение $\frac{m_3}{c_3} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{b_3}{c_3} \frac{dy}{dt} + \Delta y = \frac{1}{c_3} F(T_L)$. При производных, с учетом размерностей величин? входящих в них, коэффициенты постоянных времени будут $T_2^2 = m_3/c_3$ (c^2) и $T_1 = b_3/c_3$ (c), а коэффициент податливости системы: $k = 1/c_3$, м/кг. Тогда инерционное звено второго порядка (структурная модель, рис. 1-б) выразится в виде уравнения:

$$T_2^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + T_1 \frac{dy}{dt} + \Delta y = k F(T_L), \quad (2)$$

$$\Delta y(T_L) = k \left[1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} \exp\left(-\frac{t}{T_3}\right) + \frac{T_4}{T_3 - T_4} \exp\left(-\frac{t}{T_4}\right) \right] F(T_L). \quad (5)$$

Полученная переходная характеристика определяется передаточной функцией зависимости деформации уплотнительного элемента от усилия протягивания и не учитывает факторы внешних динамических воздействий. Данный факт снижает

В установившемся режиме производные уравнения (2) равны нулю. Значение выходной величины определяется жесткостью упругих элементов уплотнителя и составит $\Delta y = F(T_L)/c_3$. Отсюда следует, что уменьшение жесткости опорных элементов уплотнителя вызовет увеличение деформации Δy и возникновение его колебаний при увеличении постоянной времени T_2 .

Введем оператор Лапласа: $Y = dy/dt$ [4], тогда уравнение (2), при нулевых начальных условиях, преобразуется к виду

$$(T_2^2 Y^2 + T_1 Y + 1) \Phi(Y) = k F(T_L). \quad (3)$$

Изображение выходной величины $\Phi(Y)$ и изображение входной величины $F(T_L)$ в уравнении (3) являются отклонениями Δy . Тогда модель уплотнительного элемента выразится передаточной функцией:

$$W(Y) = \frac{\Phi(Y)}{F(T_L)} = \frac{k}{T_2^2 Y^2 + T_1 Y + 1},$$

или

$$W(Y) = \frac{1}{c_3 (1 + T_3 Y)(1 + T_4 Y)}, \quad (4)$$

где $T_{3,4} = (T_1/2) \pm \sqrt{(T_1^2/4) - T_2^2}$ – вещественные корни [2].

Переходная характеристика системы определится уравнением

качество информационной составляющей переходной характеристики и не учитывает ее помехозащищенность.

Колебательные свойства уплотнительного элемента от внутренних и внешних динамических воздействий. В ка-

честве колебательного объекта примем несущую конструкцию многороторной технологической машины с уплотнительным элементом, которые связаны между собой податливыми связями. Схема упрощенной многомассовой модели представлена на рис. 2, где $m_1 = \sum m_{1i}$ – масса несущей конструкции машины, состоящая из ее элементов массой m_{1i} ; m_{2i} – массы роторов машины, m_3 – масса уплотнительного элемента. При этом центр тяжести ротора i считаем симметрично расположенным между двумя опорами суммарной жесткости c_{2i} . Жесткость уплотнительного элемента представлена величиной c_3 . Жесткость элементов несущей конструкции – c_{1i} . Погрешность e_{2i} любого ротора массой m_{2i} характеризует величину его неуравновешенности, которая определяет внутренние воздействия в машине. Упрощенное описание динамических сил, воздействующих на элемент несущей конструкции [5], с модулем угловой скорости ω_i ротора i , составит: $F_{2i} = m_{2i} e_{2i} \omega_i^2$ (Г·мм/с²). Коэффициенты демпфирования представлены величиной b_{ji} , где $j=1, 2, 3$ – тип колебательной системы, $i=1, 2, \dots, n$ – роторы машины. Решение задачи упрощается принятием допущения о малости коэффициентов сопротивления металлоконструкции. Силовая модель динамических воздействий в расчетной схеме представлена в координатах перемещений $\pm y_{1i}$ – элементов несущей конструкции, $\pm y_{2i}$ – роторов машины, $\pm y_3$ – уплотнительного элемента.

В модель колебательной системы, состоящей из нескольких масс - инерционных элементов (рис.2), входят соединения с упругими, диссипативными звеньями. Примем симметричное расположение центра тяжести машины с суммарной жесткостью c_1 и приведем к вертикальной оси у действие возмущающих сил в опорных элементах роторов, имеющих жесткости c_{2i} . Используя принцип Даламбера с последующим применением структурных подходов, опишем колебательные процессы в связях элементов технической систе-

мы посредством системы обыкновенных дифференциальных уравнений [5], [6]:

$$m_1 \frac{d^2 y_{1i}}{dt^2} + c_{1i} y_{1i} - c_{2i} y_{2i} - y_{1i} = F_{1i}, \quad (6)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_{2i}}{dt^2} + c_{2i} y_{2i} - y_{1i} = F_{2i}, \quad (7)$$

$$m_3 \frac{d^2 y_3}{dt^2} + c_3 y_3 - y_{1i} = F_{T_L}. \quad (8)$$

Очевидно, решая систему двух первых уравнений (6) и (7), при $F_{1i}=0$ придем к форме:

$$m_1 \frac{d^2 y_{1i}}{dt^2} + m_2 \frac{d^2 y_{1i}}{dt^2} + y_{1i} c_{1i} = F_{2i}. \quad (9)$$

Тогда перемещение i -й точки массы m_1 составит:

$$y_{1i} = \frac{F_{2i} - m_1 \frac{d^2 y_{1i}}{dt^2} - m_2 \frac{d^2 y_{1i}}{dt^2}}{c_{1i}}. \quad (10)$$

Из уравнения (10) видно, что перемещения i -й точки массы m_1 определяются реакциями связей, которые вытекают из принципа Даламбера. Отсюда следует, что задача будет заключаться в определении динамических реакций [5, 7] в колебательной системе (рис. 2 – динамическая модель взаимодействия несущей конструкции многороторной технологической машины, источников возмущения и уплотнительной воронки).

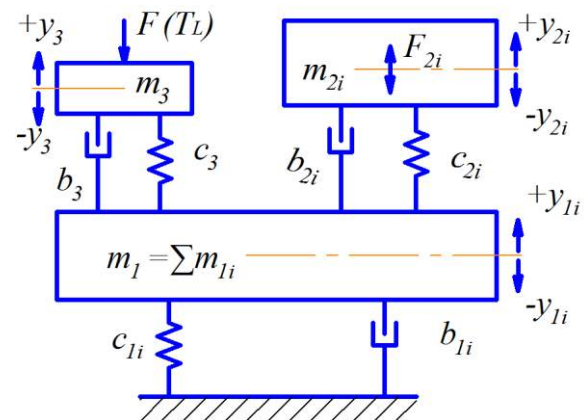


Рис. 2

Предполагаем, что движение механической колебательной системы возникает от действия периодических сил относительно положения статического равновесия. Тогда следующим шагом решения задачи будет определение переходной ха-

рактеристики системы уравнений (8) и (9), в которых явно выражены динамические воздействия от не вполне уравновешенных роторов и силовых воздействий волокнистой ленты из растительного сырья:

$$m_3 \frac{d^2 y_3}{dt^2} + c_3 y_3 - c_3 \frac{F_{2i} - m_1 \frac{d^2 y_{li}}{dt^2} - m_2 \frac{d^2 y_{li}}{dt^2}}{c_{li}} = F T_L . \quad (11)$$

Из формулы (11) можно вывести перемещение уплотнительного элемента от действия внешней силы F_{2i} и внутреннего фактора силового воздействия $F(T_L)$ волокнистой ленты на уплотнитель, который будет состоять из F статической составляющей усилия протаскивания, зависящей от сред-

ней плотности волокнистой ленты T_L и $F(t)$ – фактора динамической силы, возникающей при изменениях плотности ленты. Тогда переходная характеристика в виде деформации уплотнительного элемента от времени, вдоль движения ленты, примет вид:

$$y_3(t) = \frac{1}{c_3} \left(F T_L - m_3 \frac{d^2 y_3}{dt^2} \right) + \frac{1}{c_{li}} \left(F_{2i} - m_1 \frac{d^2 y_{li}}{dt^2} - m_2 \frac{d^2 y_{li}}{dt^2} \right). \quad (12)$$

Правая часть уравнения (12), в виде суммы двух составляющих, которые будут определены жесткостью упругих элементов машины и уплотнителя, а также факторами усилий протягивания и внешних динамических воздействий, предопределяет существование полного перемещения уплотнительного элемента.

действий от многороторной технологической машины.

ЛИТЕРАТУРА

ВЫВОДЫ

1. Составлена динамическая модель взаимодействия несущей конструкции многороторной технологической машины с источником возмущения и уплотнительной воронкой.

2. Рассмотрены условия ограничений значений плотности волокнистой ленты, проходящей через уплотнитель, и определен гармонический закон изменения плотности.

3. За переходную характеристику преобразователя принимается значение его деформации, которое зависит от величины усилия протягивания ленты.

4. Получена переходная характеристика преобразователя с учетом внешних воз-

1. *Распоргуев А.К.* Динамические свойства датчика развеса с уплотнительной воронкой // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1973, № 1. С.98...101.

2. *Николаев В.С., Волков В.В. и др.* Моделирование волокнистой структуры в виде системы с распределенными параметрами // XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. технол. акад., 2012. Вып. 6 (10). С.80...87.

3. *Никифоров О.М.* Влияние уплотнения ленты на распрямленность волокон // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1969, №2. С.47...51.

4. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.* Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – 13-е изд., исправленное. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986.

5. *Вибрации в технике: Справочник.* В 6-ти т./Ред. В.Н. Челомей. – М.: Машиностроение. 1980. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов/ Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова, 1980.

6. *Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б.* Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем.– СПб: Политехника, 2013.

7. Волков В.В., Николаев В.С. Моделирование вынужденных колебаний малогабаритного остова технологической машины // XXI век: итоги прошлого и проблемы настоящего. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. технол. акад., 2013. Вып. 12 (16). С.68...72.

Рекомендована кафедрой технологии машиностроения. Поступила 03.02.15.
