

УДК 677.057

**ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОХОЖДЕНИЯ НЕРОВНОСТИ  
В ОТЖИМЕ ТИПА "ОТ"**

**A DYNAMIC MODEL OF PASSING IRREGULARITY  
IN "WT" TYPE WRINGING**

*М.Э. ГРЕКОВ, Ю.Г. ФОМИН, И.И. КОМИССАРОВ, А.В. ДЕМИДОВ, И.В. ПЕТРОВА*  
*M.E. GREKOV, YU.G. FOMIN, I.I. KOMISSAROV, A.V. DEMIDOV, I.V. PETROVA*

**(Ивановская государственная текстильная академия)**  
**(Ivanovo State Textile Academy)**  
E-mail: ptoo@igta.ru

*В статье рассмотрен вопрос о разработке динамической модели отжима с целью снижения его виброактивности.*

*The question of development of wringing dynamic model for the purpose of its vibration activity decrease has been considered in the article.*

**Ключевые слова:** отжим, жало валов, неровность, валковая пара, оверлочный шов, динамическая модель, колебания.

**Keywords:** wringing, a shaft nip, irregularity, a roller pair, an overlock seam, a dynamic model, vibrations.

Считая остов и металлические валы абсолютно жесткими, можно процесс прохождения неровности через валковую си-

стему отжима типа "ОТ" представить динамической моделью (рис. 1).

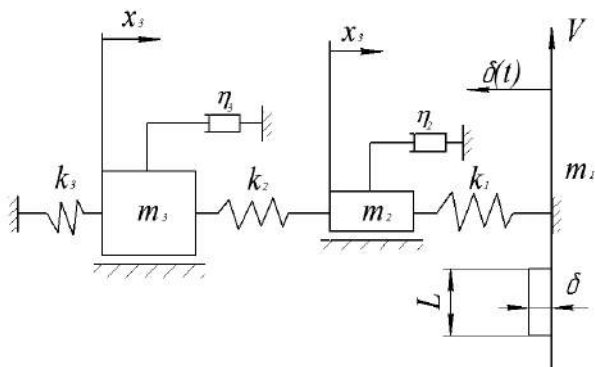


Рис. 1

Состояние системы рассматриваем в трех периодах.

1. До вхождения шва в жало валов – система находится в состоянии покоя, то есть

$$x_2 = 0, \quad \dot{x}_2 = 0; \quad x_2 = 0, \quad (1)$$

$$x_3 = 0, \quad \dot{x}_3 = 0; \quad x_3 = 0.$$

2. При прохождении шва через жало валов, то есть в течение периода

$$T_{ш} = \frac{L_{ш}}{V},$$

где  $L_{ш}$  – длина шва (рис. 1);  $V$  – скорость ткани.

При этом происходит перемещение валов из положения с начальными условиями (1) под действием кинематического возбуждения, обусловленного параметрами неровности.

В конце этого периода, то есть в момент выхода неровности из жала валов

$$x_2 = x_{2t}, \quad \dot{x}_2 = \dot{x}_{2t}, \quad x_2 = x_{2t}, \quad (2)$$

$$x_3 = x_{3t}, \quad \dot{x}_3 = \dot{x}_{3t}, \quad x_3 = x_{3t}.$$

3. При выходе неровности из жала валов происходят свободные затухающие колебания валов с начальными условиями (2).

В течение всех трех периодов, в соответствии с принятыми допущениями, опорный (приводной) вал находится в состоянии покоя, то есть:

$$x_1 = 0; \quad \dot{x}_1 = 0; \quad x_1 = 0.$$

Коэффициенты  $\eta_1, \eta_2$ , характеризующие демпфирование в системе, могут быть оценены на стадии проектирования в соответствии с рекомендациями, данными в [1, с. 233...234]:

$$\eta_i = 2\xi\omega_{oi}, \quad (3)$$

где  $\eta_i$  – коэффициент, характеризующий демпфирование в системе;  $\omega_{oi}$  – собственная парциальная частота рассматриваемой подвижной массы.

Куски ткани, снимаемые с ткацких станков, имеют длину  $L$  35...45 м, что определяет частоту прохождения неровностей через отжим при данной скорости проводки ткани.

Оверлочный шов, применяемый для сшивки кусков ткани на красильно-отделочном оборудовании, может быть обозначен функцией времени, представляющей собой толщину неровности в валковой паре в зависимости от значения текущего времени:

$$\delta = \delta(t), \quad (4)$$

где  $\delta$  – толщина неровности;  $t$  – время.

Для оверлочного шва можно записать:

$$\delta = \frac{\text{const}}{T_{ш}},$$

где  $T_{ш}$  – время прохождения неровности через валковую пару:

$$T_{ш} = \frac{L_{ш}}{V}. \quad (5)$$

Время прохождения шва через валковую пару оценивается тысячными долями секунды ( $2,5 \cdot 10^{-4}$  с) и зависит от длины неровности и скорости проводки ткани.

Из условия динамического равновесия подвижных масс составим дифференциальные уравнения движения рассматриваемой системы (рис. 1).

Период прохождения неровности:

$$\begin{aligned} 0 \leq t \leq T_{\text{ш}}, \\ -m_2 \ddot{x}_2 - \eta_2 \dot{x}_2 - k_1 [\delta_{\text{ш}}(t) + x_2] + k_2 (x_3 - x_2) = 0 \\ -m_3 \ddot{x}_3 - \eta_3 \dot{x}_3 - k_2 (x_3 - x_2) - k_3 x_3 = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Раскрыв скобки и приведя подобные члены, получим:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 + \frac{\eta_2}{m_2} \dot{x}_2 + \frac{k_1 + k_2}{m_2} x_2 - \frac{k_2}{m_2} x_3 = -\frac{k_1}{m_2} \delta(t), \\ \ddot{x}_3 + \frac{\eta_3}{m_3} \dot{x}_3 + \frac{k_2 + k_3}{m_3} x_3 - \frac{k_2}{m_3} x_2 = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Введем обозначения:

$$n_2 = \frac{\eta_2}{m_2}; \quad n_3 = \frac{\eta_3}{m_3}; \quad P_{11} = \frac{k_1 + k_2}{m_2}; \quad P_{12} = -\frac{k_2}{m_2}; \quad F_{1\text{ш}}(t) = -\frac{k_1}{m_2} \delta(t); \quad P_{21} = -\frac{k_2}{m_3}; \quad P_{22} = \frac{k_2 + k_3}{m_3}.$$

Подставив принятые обозначения в (7), получим:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 + n_2 \dot{x}_2 + P_{11} x_2 + P_{12} x_3 = F_{1\text{ш}}(t), \\ \ddot{x}_3 + n_3 \dot{x}_3 + P_{21} x_2 + P_{22} x_3 = 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Интегрируя численными методами уравнение (8), при начальных условиях (1) находим перемещение валов  $x_2$  и  $x_3$  от положения статического равновесия в функции времени, то есть:

$$x_2 = x_2(t); \quad x_3 = x_3(t).$$

По найденным перемещениям найдем динамические нагрузки в жале приводного:

$$G_1 = k_1 [\delta_{\text{ш}}(t) + x_2] \quad (9)$$

и прижимного валов:

$$G_2 = k_2 (x_3 - x_2). \quad (10)$$

Динамические нагрузки, передаваемые через пневматическое прижимное устройство, составляют:

$$G_3 = k_2 x_3. \quad (11)$$

Нагрузка  $G_1$  действует на набор, подшипники приводного вала, остов и через него передается опорным строительным конструкциям.

Для снижения уровня действия этих нагрузок на опорные строительные конструкции, учитывая характер движения подвижных масс, можно рекомендовать рычажные виброизоляторы, применяемые в ткацком оборудовании.

Динамические нагрузки  $G_2$  действуют на набор и прижимной вал. Эти нагрузки приводят к разрушению набора и к снижению его упругих характеристик.

Собственные частоты, необходимые для определения на стадии проектирования диссипативных характеристик системы (3), могут быть найдены, учитывая малое влияние на собственные частоты демпфирования в системе, из системы линейных однородных дифференциальных уравнений.

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 + P_{11} x_2 + P_{12} x_3 = 0, \\ \ddot{x}_3 + P_{21} x_2 + P_{22} x_3 = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Находим решения системы (12) в виде:

$$\begin{aligned} x_2(t) = A \cos(\omega t + \alpha), \\ x_3(t) = B \cos(\omega t + \alpha). \end{aligned}$$

Подставляя в (12) и учитывая, что нетривиальное решение  $A \neq 0; B \neq 0$  требует равенства нулю определителя, составленного из коэффициентов при  $A$  и  $B$ , можем записать частотный определитель системы:

$$\begin{vmatrix} P_{12} - \omega^2 & P_{13} \\ P_{32} & P_{23} - \omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (13)$$

Откуда частотное уравнение системы:

$$\begin{aligned} (P_{12} - \omega^2)(P_{23} - \omega^2) - P_{13}P_{22} &= 0, \\ P_{12} - P_{12}\omega^2 - P_{23}\omega^2 + \omega^4 - P_{13}P_{22} &= 0, \\ \omega^4 - (P_{12} + P_{23})\omega^2 + P_{12}P_{23} - P_{13}P_{22} &= 0. \end{aligned}$$

Обозначив

$$P_{12} + P_{23} = b, \quad P_{12}P_{23} - P_{13}P_{22} = c,$$

получим:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{b}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 - c}. \quad (14)$$

Из уравнения (14) находим две главные частоты (положительные, действительные), которые подставляем в (3).

После выхода неровности из жала валов, то есть при  $t > T_{\text{ш}}$ , валковая система совершает свободные затухающие колебания с начальными условиями (2), получаемые интегрированием системы дифференциальных уравнений (8).

Движение валковой системы в этот период описывается системой однородных дифференциальных уравнений, соответствующей системе (8):

$$\begin{aligned} \ddot{x}_2 + n_2 \dot{x}_2 + P_{11}x_2 + P_{12}x_3 &= F_{1\text{ш}}(t), \\ \ddot{x}_3 + n_3 \dot{x}_3 + P_{21}x_2 + P_{22}x_3 &= 0. \end{aligned} \quad (15)$$

Система (15) решается численным интегрированием при начальных условиях (2).

Системы (8) и (15) имеют также аналитическое решение путем подстановки формы решения. В (8) необходимо подставлять  $x_2 = f(T)$  и  $x_3 = f(T)$  в форме соответствующей  $T_{\text{ш}}(t)$ , которую в свою очередь можно задать рядом Фурье. Решение системы (15) может быть получено аналитической подстановкой [2]:

$$x_2(T) = Ae^{nt}, \quad x_3(T) = B^{nt}.$$

## ВЫВОДЫ

1. Получена динамическая модель отжима типа "ОТ", которая позволяет провести качественный анализ конструкции и наметить пути снижения динамических нагрузок, действующих в системе.

2. Прохождение неровности через жало прижимного вала сопровождается меньшими динамическими нагрузками, чем при прохождении ткани по принятой в настоящее время схеме заправки – в жало приводного (опорного) вала.

3. Снижение динамических и циклических контактных нагрузок, действующих на упругое покрытие эластичного вала, позволяет повысить номинальную технологическую нагрузку, то есть степень отжима.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Коритыцкий Я.И. Колебания в текстильных машинах. – М.: Машиностроение, 1973.
2. Кузнецов Г.К. К вопросу о расчете давления в валковой паре // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1968, №2. С.139...142.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильного отделочного оборудования. Поступила 15.03.12.