

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ БЕРДА БАТАННОГО МЕХАНИЗМА С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

*Дремова Надежда Васильевна - доцент,
Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности,
Республика Узбекистан, г. Ташкент
E-mail: nadejda_ser@mail.ru*

Аннотация

В статье представлены решения интегрально-дифференциальных уравнений. На основе теоретико-экспериментальных исследований предложена методика определения динамических характеристик элементов текстильных машин при действии произвольных динамических нагрузок. Получены численные результаты решений и представлены в виде графиков..

Ключевые слова: батан, бердо, батанный механизм, брус батана, вал, зубья берда, динамическая модель.

SIMULATION OF THE DYNAMICS OF THE BYRD MECHANICAL SYSTEM OF THE BEAT-UP MOTION MECHANISM WITH DISTRIBUTED PARAMETERS

*Dremova Nadezhda Vasilievna - assistant professor,
Tashkent Institute of Textile and Light Industry,
Republic of Uzbekistan, Tashkent*

Abstract

The article presents solutions to integral-differential equations. On the basis of theoretical and experimental studies, a method is proposed for determining the dynamic characteristics of elements of textile machines under the action of arbitrary dynamic loads. The numerical results of the solutions are obtained and presented in the form of graphs.

Keywords: beat-up, shaft, beat-up motion mechanism, oscillations, integral-differential equation, dynamic model

Введение:

Динамические системы текстильных машин, в частности батанный механизм, является сложной механической системой в общем случае распределенными параметрами. Поэтому обычно от реальной динамической

системы переходят к упрощенной ее динамической модели. При этом главные особенности рассматриваемой системы сохраняется.

По типу привода батанные механизмы можно разделить на две основные группы кривошипные и с кулачковым приводом. Все батанные механизмы должны удовлетворять следующим технологическим и техническим требованиям:

размах качения берда должен быть наименьшим во избежание сильного перетирания нитей основы зубьями берда;

уточная нить к опушке ткани должна прибаваться плавным давлением, а не ударом;

масса батана должна быть небольшой и достаточной для выполнения всех технологических и механических операций механизма. Для изучения динамического поведения системы «вал-бердо» используем две механической модели. Первая модель основывается на схеме дискретности распределенным параметром, где вал и бердо рассматриваются как тела, совершающие вокруг оси вала вращательные движения [1-8]. Вторая, рассматривается, как динамическая модель крутильных колебаний системы «вал-бердо».

В качестве примера рассмотрим динамическую модель изгибно-крутильных колебаний системы, расчетной схемы, которая представлена на рис. 1.

Результаты исследования. Из-за сложности многофакторных технологических процессов получение математических моделей на основе теоретического анализа представляет сложную задачу даже при определенных допущениях и упрощениях. Математическое описание процесса базируется на тесной взаимосвязи теории и эксперимента. Эксперимент позволяет найти подход к аналитическому решению задач.

Расчет и проектирование механизмов и органов, непосредственно вводящих уточную нить в опушку ткани, невозможно без знания величин и характера изменения сопротивлений, которые должны преодолеваются ими в процессе формирования опушки ткани. При этом силу сопротивления при периодическом сопротивлении называется силой прибора.

При выборе такой схемы ранее считалось, что вал является упругим стержнем с податливыми концами, совершающим крутящие колебания. Бердо считаем абсолютно жестким телом, упруго закрепленным к поверхности вала. Считаем точки закрепления симметрично расположенными относительно центра вала. Рассмотрим половину вала, начало координат находится в точке O с левой стороны и направим ось Ox вдоль стержня слева направо. (рис 1).

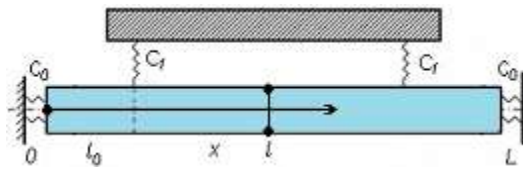


Рис. 1

Уравнение вращательного движения вала и берда записываем в виде:

$$JG_p \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \rho J \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + RC_p(u - u_0)\delta(x) + C_1 R(u - u_\delta)\delta(x - b) \quad (1)2-45$$

$$MR^2 \frac{\partial^2 u_\delta}{\partial t^2} = C_1 R[u(b_0, t) - u_\delta] \quad (2)2-46$$

где $u(x, t), u_\delta(t)$ - угол поворота произвольного сечения вала и берда;

J - полярный момент инерции вала;

$G\rho$ - модуль сдвига и плотность материала вала;

R - радиус вала;

M - масса бердо;

C_0, C_1 - коэффициенты упругого закрепления вала к приводу и бердо к

валу;

$\delta(z)$ - функции Дирака.

Уравнения (1) и (2) интегрируются при следующих начальных и граничных условиях

$$u = 0, \frac{\partial u}{\partial t} = 0, u_\delta = 0, \frac{\partial u_\delta}{\partial t} = 0 \quad \text{при } t = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \text{при } x = -0 \quad (4)$$

$$u = 0 \quad \text{при } x = l \quad (5)$$

Вводим безразмерные переменные параметры по формуле

$$\xi = \sqrt{\frac{C_0 R^2}{GJ_\rho l}} \cdot x; \quad \tau = \sqrt{\frac{C_0 R^2}{\rho J_\rho l}} \cdot t; \quad \alpha = \frac{MR}{\rho J_\rho l}; \quad \beta = \frac{C_1}{C_0}$$

Уравнения (1) и (2) приведем к следующим видам:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} + (u - u_0)\delta(\xi) + \beta(u - u_\delta)\delta(\xi - \xi_0) \quad (6)$$

$$\alpha \frac{\partial^2 u_\delta}{\partial \tau^2} = \beta(u - u_\delta) \quad (7)$$

Начальные и граничные параметры примут вид:

$$u = \frac{\partial u}{\partial \tau} = 0, u_\delta = \frac{\partial u_\delta}{\partial \tau} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \xi} = 0 \quad \text{при } \xi = -0 \quad (9)$$

$$u = 0 \quad \text{при } \xi = \xi_1 \quad (10)$$

$$\xi_0 = l_0 \sqrt{\frac{C_0 R^2}{GJ_\rho l}}; \xi_1 = l_0 \sqrt{\frac{C_0 R^2}{GJ_\rho l}}$$

Для решения уравнения (6), применим метод, предложенный в работе [1], согласно которому получаем:

$$u = \varphi(\xi), T(\tau)$$

где $\varphi(\xi)$, $T(\tau)$ - удовлетворяет уравнения

$$\varphi'' + \lambda^2 \varphi - \varphi_0 \delta(\xi) - \varphi_1 \beta \delta(\xi - \xi_0) = 0 \quad (11)$$

$$T'' + \lambda^2 T(\tau) = 0 \quad (12)$$

Решение уравнение (11) имеет вид (1)

$$\varphi = A \cos \lambda \xi + B \sin \lambda \xi + \frac{\varphi_0}{\lambda} \sin \lambda \xi H(\xi) + \frac{\varphi_1 \beta}{\lambda} \sin \lambda (\xi - \xi_0) H(\xi - \xi_0)$$

где A, B - постоянные; $H(\xi)$ - функция Хевисада $\varphi_0 = \varphi(0)$, $\varphi_1 = \varphi(\xi_0)$

где $\varphi(\xi)$ согласно уравнениям (9), (10) удовлетворяются условиям

$$\varphi'(-0) = 0 \quad \varphi(\xi_1) = 0$$

пользуясь этими условиями находим:

$$B = 0$$

$$A = \frac{\varphi_0 \cos \lambda \xi_1}{\lambda \sin \lambda \xi_1} + \frac{B \varphi_1 \cos \lambda (\xi_1 - \xi_0)}{\lambda \sin \lambda \xi_1}$$

Таким образом, функция $\varphi(\xi)$ окончательно имеет вид:

$$\varphi = \left[\varphi_0 \cos \lambda \xi_1 + \beta \varphi_1 \cos \lambda (\xi_1 - \xi_0) \right] \cdot \frac{\cos \lambda \xi}{\lambda \sin \lambda \xi_1} + \frac{\varphi_0}{\lambda} \sin \lambda \xi \quad \text{при } 0 \leq \xi \leq \xi_0$$

$$\varphi = \left[\varphi_0 \cos \lambda \xi_1 + \beta \varphi_1 \cos \lambda (\xi_1 - \xi_0) \right] \cdot \frac{\cos \lambda \xi}{\lambda \sin \lambda \xi_1} + \frac{\varphi_0}{\lambda} \sin \lambda \xi + \frac{\beta \varphi_1}{\lambda} \sin \lambda (\xi - \xi_0) \quad \text{при } \xi_0 \leq \xi \leq \xi_1$$

учитывая, что $\varphi(0) = \varphi_0$, имеем

$$\lambda \sin \lambda \xi_1 \varphi_0 = \varphi_0 \cos \lambda \xi_1 + \beta \varphi_1 \cos \lambda (\xi_1 - \xi_0)$$

отсюда находим φ_1

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_0 (\lambda \sin \lambda \xi_1 - \cos \lambda \xi_1)}{\beta \cos \lambda (\xi_1 - \xi_0)}$$

Далее получаем выражение для $\varphi(\xi)$

$$\varphi = \varphi_0 \cos \lambda \xi + \frac{\varphi_0}{\lambda} \sin \lambda \xi \quad 0 \leq \xi \leq \xi_0 \quad (13)$$

$$\varphi = \varphi_0 \cos \lambda \xi + \frac{\varphi_0}{\lambda} \sin \lambda \xi + \frac{\varphi_0}{\lambda} \cdot \frac{\lambda \sin \lambda \xi_1 - \cos \lambda \xi_1}{\cos \lambda (\xi_1 - \xi_0)} \sin \lambda (\xi - \xi_0) \quad \xi_0 \leq \xi \leq \xi_1 \quad \text{Пологая,}$$

$$\varphi(\xi_0) = \varphi_1 = \frac{\varphi_0 (\lambda \sin \lambda \xi_1 - \cos \lambda \xi_1)}{\beta \cos \lambda (\xi_1 - \xi_0)} \quad (14)$$

получаем уравнение для определения числа λ

$$\beta (\lambda \cos \lambda \xi_1 + \sin \lambda \xi_1) \cos \lambda (\xi_1 - \xi_0) - \lambda (\lambda \sin \lambda \xi_1 - \cos \lambda \xi_1) = 0 \quad (15)$$

Собственным числам λ_i соответствуют функциям φ_i , которые удовлетворяют условию ортогональности

$$\int_0^1 \varphi_i \varphi_k d\xi = 0 \quad \text{при } i \neq k$$

В дальнейшем полагаем, что $\varphi_0 = 1$ и решаем уравнение (2.51) представим в виде разложения

$$u = u_0 + \sum_i \varphi_i \cdot T_i(\tau)$$

где T_i - удовлетворяют уравнениями

$$\ddot{T}_i + \lambda_i T_i = \beta(u_\delta - u) \cdot \alpha_i - \ddot{u}_\delta v_i \quad (16)$$

$$\text{где } \alpha_i = \frac{\varphi_i(\xi_0)}{\|\varphi_i\|}, \quad v_i = \frac{\int_0^{\xi_1} \varphi_i(\xi) \cdot \xi}{\|\varphi_i\|}, \quad \|\varphi_i\| = \int_0^{\xi_1} \varphi_i^2(\xi) d\xi$$

Уравнение приводится к виду

$$\alpha \ddot{u}_\delta = \beta \left[\sum_{i=1}^{\infty} \varphi_i(\xi_1) \cdot T_i(\tau) - u_0 - u_\delta \right] \quad (17)$$

Результаты исследования. Равенства (16) и (17) совместно образуют бесконечную систему дифференциальных уравнений для определения функции $T_i(\tau)$ и $u_\delta(\tau)$, которую можно решить методом усечения.

На рис. 2. представлены графические зависимости углов поворота берда $u_\delta(\tau)$ сечений вала в месте крепления берд $u_\delta = u(\xi_0, \tau)$ от безразмерного времени τ для двух значений коэффициента жесткости C_2 при вращении привода по

закону $u_0 = \frac{v_0 \tau_0}{\pi} \sin(\pi \tau / \tau_0)$. В расчетах принято: $l_0 = 1\text{м}$, $l_1 = 1.75\text{м}$,

$$C_0 = 45200 \text{ нм/рад}, \quad C_1 = 15600 \text{ нм/рад}, \quad R = 0.025\text{м}, \quad \rho = 7659 \text{ кг/м}^3,$$

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \quad \nu = 0.3, \quad M = 3.56 \text{ кг}, \quad v_0 = 30 \text{ с}^{-1}, \quad \tau_0 = 80$$

На рис. 3 показаны изменения касательного напряжения $\tau_{\max} = M_{\text{кр}} / W_\rho$ ($M_{\text{кр}}$ - крутящий момент, W_ρ - полярный момент сопротивления) слева ($\tau_{\max}^{(1)}$) и справа ($\tau_{\max}^{(2)}$) от места крепления берда.

$$C_2 = 0.5 C_1$$

$$C_2 = C_1$$



Рис. 2. Зависимости угла поворота берда от времени для двух значений коэффициента жесткости C_2

$C_2 = 0.5C_1$

$C_2 = C_1$



Рис. 3 Зависимости максимального касательного напряжения τ_{\max} (МПа) сечения $x=l_0$ от времени для двух значений коэффициента жесткости C_2 .

ВЫВОДЫ. Из анализа кривых следует, что бердо и сечение вала совершают колебательные движения с основной и дополнительной амплитудами связанные наличием упругих элементов в системе. С увеличением коэффициента жесткости контакта берда с кромкой ткани характер колебаний берда и сечения вала меняется незначительно, а касательные напряжение заметно увеличиваются.

Литература:

1. Дремова, Н. В. (2021). Учет диссипативных свойств динамики батанного механизма под действием произвольной нагрузки. *Universum: технические науки*, (5-3 (86)), 27-30.
2. Usarov, M., Salokhiddinov, A., Usarov, D. M., Khazratkulov, I., & Dremova, N. (2020, June). To the theory of bending and oscillations of three-layered plates with a compressible filler. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 869, No. 5, p. 052037). IOP Publishing.
3. Дремова, Н. В., & Мавлянов, Т. (2014). Математическая модель в задачах динамических систем с гибкими нитями. In *Инновации, качество и сервис в технике и технологиях* (pp. 197-201).

4. Ахмедбекова, А. В., Дрёмова, Н. В., & Ортиков, О. А. (2022). Важность преподавания инженерных дисциплин в высших учебных заведениях. *Science and Education*, 3(5), 655-660.
5. Дрёмова, Н. В. (2022). Влияние динамических параметров берда ткацкого станка на технологию тканеформирования. Монография. LAP LAMBERT Academic Publishing Moldova.
6. Ахмедбекова, А. В., Дрёмова, Н. В., Ортиков, О. А., & Усманов, Х. С. (2022). Математическое моделирование колебательного процесса берда тканеформирующего механизма. *Universum: технические науки*, (1-2 (94)), 16-19.
7. Дрёмова, Н. В., & Ортиков, О. А. (2021). Динамическое исследование механической системы батанного механизма «вал-бердо». *Главный редактор: Ахметов С М, д-р техн. наук*, 54-58.
8. Дрёмова, Н. В., & Мавлянов, Т. Об одном методе решения колебательного движения батанного механизма с учетом неупругих и нелинейных свойств. In *Ташкент, ТИТЛП-2011. Республиканская научно-практическая конференция* (pp. 177-179).
9. Дрёмова, Н. В. (2004). Исследование влияния числа нитей пробираемые в зуб берда на его колебания. *Проблемы текстиля*, (4), 95-97.
10. Дрёмова, Н. В. (2004). К оценке жесткости берда челночных и бесчелночных ткацких станков. *Проблемы текстиля*, (2), 30-33.
11. Дрёмова, Н. В. (2022). Влияние динамических параметров берда ткацкого станка на технологию тканеформирования. Монография. LAP LAMBERT Academic Publishing Moldova.
12. Дрёмова, Н. В., Алимбаев, Э. Ш., & Мавлянов, Т. М. (2004). К оценке жесткости берда челночных и бесчелночных станков. *Ж. Проблемы текстиля*, 2, 30-33.
13. Дрёмова, Н. В., & Мавлянов, Т. М. Об одном методе решения задачи колебательного движения батанного механизма с учетом неупругих и нелинейных свойств. In *Ташкент, ТТЕСИ-2011, Республиканская научно-практическая конференция* (pp. 177-179).
14. Дрёмова, Н. В., Джураев, А. Д., & Мадрахимов, Ш. Х. (2022). АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ БАТАННОГО МЕХАНИЗМА С СОСТАВНЫМ БЕРДОМ С РЕЗИНОВЫМ АМОРТИЗАТОРОМ. *European Journal of Interdisciplinary Research and Development*, 8, 176-179.
15. Джураев, А. Д., Дрёмова, Н. В., & Мадрахимов, Ш. Х. (2022). РЕЗУЛЬТАТЫ ПОЛНОФАКТОРНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ РЕКОМЕНДУЕМОЙ КОНСТРУКЦИИ СОСТАВНОГО БЕРДА БАТАННОГО МЕХАНИЗМА. *European Journal of Interdisciplinary Research and Development*, 8, 168-175.