

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ  
УРАВНОВЕШИВАНИЯ СИЛ ИНЕРЦИИ  
БАТАНА ТКАЦКИХ СТАНКОВ СТБ**

**RESEARCH OF THE POSSIBILITY  
OF BALANCING OF INERTIAL POWER  
OF STB LOOMS SLAY**

*С.В. ЛУШНИКОВ, В.С. КУЗНЕЦОВА, Н.В. СТЕПНОВ*  
*S.V. LUSHNIKOV, V.S. KUZNETSOVA, N.V. STEPNOV*

(Московский государственный текстильный университет им. А. Н. Косыгина)  
(Moscow State Textile University "A.N. Kosygin")  
E-mail: office.msta.ac.ru

*Разработана методика проектирования кулирования кулачкового разгрузателя уравновешивающей силы инерции, действующие на подбатанный вал ткацкого станка. Применение такого разгрузателя позволяет уменьшить реакции в кинематической паре батанного механизма кулачок-ролик, снизить неравномерность вращения главного вала станка, а также уровень шума и вибрации.*

*The method of designing of a cam unloader balancing inertial power that influences an under-slay shaft of a loom is developed. The application of such unloader allows to decrease reactions in the "cam-roller" cinematic pair, to decrease irregularity of the loom main shaft rotation, as well as the level of noise and vibrations.*

**Ключевые слова:** батанный механизм, кулачковый разгрузатель, силы инерции, главный вал ткацкого станка, подбатанный вал, дифференциальное уравнение движения, неравномерность вращения главного вала.

**Keywords:** a slay mechanism, a cam unloader, an inertial power, a loom main shaft, an under-slay shaft, a differential equation of movement, irregularity of the main shaft rotation.

Как известно, батан ткацких станков СТБ, обладая значительным моментом инерции, совершает качательное движение, при котором возникают большие силы инерции. В результате этого в кинематических парах батанного механизма действуют повышенные нагрузки, а главный вал ткацкого станка вращается с высокой неравномерностью, достигающей до 20% и более [1], [2]. Повышенная неравномерность вращения главного вала не только искажает законы движения механизмов ткацкого станка, но и приводит к повышению уровня шума и вибрации. Для уравновешивания сил, действующих на выходное

звено кулачкового механизма, можно использовать пружинные разгрузатели. Существуют патенты на конструкции, использующие пружинные разгрузатели для батанных механизмов ткацких станков. Схема такого механизма приведена в патенте [3], где пружины присоединены непосредственно к батану (рис. 1).

Допустим, что батан движется по трапециидальному закону при равных углах поворота кулачка соответствующих прямому и обратному ходу батана  $\varphi_{п.х} = \varphi_{о.х}$ . Корректирующий момент, возникающий от сил упругости пружины, должен быть равен нулю  $M_k = 0$  в том положении меха-

низма, при котором момент сил инерции батана  $M_{ин} = 0$ , угол поворота кулачкового вала  $\varphi = \varphi_{п.х}/2$  и угол поворота батана  $\psi = \psi_{max}/2$ .

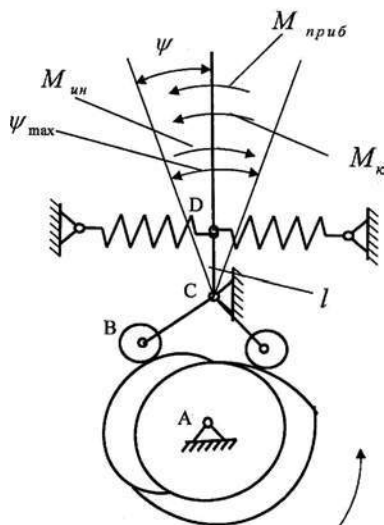


Рис. 1

В этом случае при условии симметрии графика ускорения получаем, что корректирующий момент как для прямого, так и для обратного хода батана определяется по формуле:

$$M_k = c(s_{max} - 2s)\ell, \quad (1)$$

где  $c$  – коэффициент жесткости пружины;  $\ell$  – расстояние от оси вращения батана до точки крепления пружины;  $s = \psi\ell$  перемещение точки крепления пружины. Коэффициент жесткости пружины можно найти из условия квадратического приближения функций  $M_k$  и момента сил инерции батана  $M_{ин} = Js$ , где  $J$  – момент инерции батана относительно оси вращения. Рассмотрим обращение в минимум среднего значения разности:

$$\Delta M = M_{ин} - M_k. \quad (2)$$

Как следует из [4], коэффициент жесткости пружины можно определить из условия минимума интеграла:

$$I = \int_0^{\psi_{max}} [J\varepsilon - c(\psi_{max} - 2\psi)]^2 d\psi. \quad (3)$$

Из этого условия получаем

$$c = \frac{\gamma_0}{c_{00}}, \quad (4)$$

$$\gamma_0 = \int_0^{\psi_{max}} J\varepsilon(\psi_{max} - 2\psi)d\psi, \quad (5)$$

$$c_{00} = \int_0^{\psi_{max}} (\psi_{max} - 2\psi)^2 d\psi$$

где  $\psi_{max}$  – максимальный угол поворота батана из одного крайнего положения в другое.

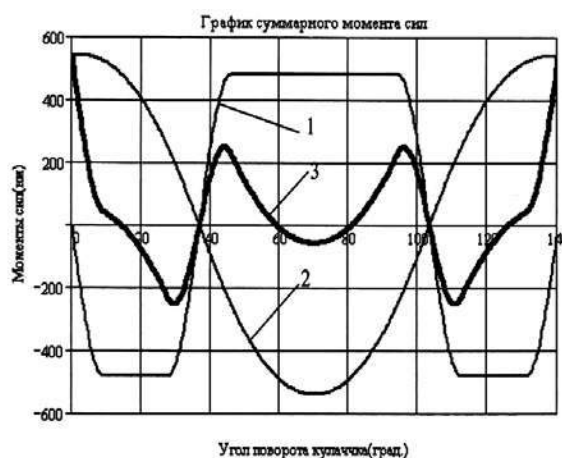


Рис. 2

На рис.2 показаны графики момента сил инерции батана  $M_{ин}$  (кривая 1), момента сил упругости пружины  $M_k$  (кривая 2) и момента  $\Delta M$ , являющегося их разностью (кривая 3). Как видно из графика момент сил упругости пружины не уравнивает полностью момент сил инерции батана, а кривая их разности  $\Delta M$  пересекает координатную ось в шести точках, меняя свой знак. В результате столько же раз точка контакта роликов, установленных на коромысле батана, будет переходить с поверхности кулачка на контркулачок, и механизм будет подвергаться ударным нагрузкам.

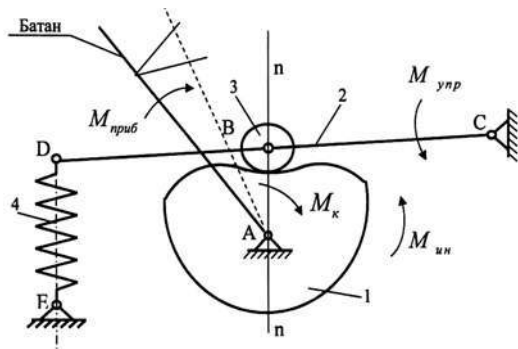


Рис. 3

Для полного уравновешивания сил инерции батана следует применять кулачковые разгрузатели (рис. 3) [5]. Кулачок 1 разгрузателя устанавливается на подбатанном валу, взаимодействует с пружиной 3 через коромысло 2 и создает корректирующий момент  $M_k$ , необходимый для уравновешивания сил, действующих на подбатанном валу. Смена знака корректирующего момента при переходе от накопления энергии к ее отдаче (или наоборот) происходит в положении, когда нормаль  $n-n$  к профилю кулачка проходит через центр вращения кулачка. При возвратно-вращательном движении кулачка разгрузателя один и тот же профиль используется как для прямого (движение к прибою), так и для обратного ходов батана. При симметричном законе движения батана его силы инерции будут уравновешены полностью.

Если при определении корректирующего момента не учитываются силы сопротивления (чисто инерционная нагрузка), корректирующий момент от сил упругости пружины будет равен моменту сил инерции батана  $M_k - M_{ин}$ .

$$J^{np}(\varphi) \frac{d\omega}{d\varphi} \omega + \frac{1}{2} \omega^2 \frac{dJ^{np}}{d\varphi} = M_D^{np}(\omega) - M_C^{np}(\varphi) + M_K^{np}(\varphi), \quad (9)$$

где  $J_{np}(\varphi) = J_{s1} + J_6(\Pi'(\varphi))^2$  – приведенный момент инерции станка;  $M_D^{np}(\omega)$  – приведенный момент движущих сил;  $M_C^{np}(\varphi)$  – приведенный момент сил сопротивления;

Текущие значения отдаваемой и накапливаемой потенциальных энергий пружины определяем по формулам:

$$A_0 = \int_0^{\psi} M_k d\psi, \quad A_H = \int_{\psi_{max}/2}^{\psi} M_k d\psi. \quad (6)$$

Коэффициент жесткости пружины кулачкового разгрузателя [4]:

$$c = \frac{2A_{max}}{2bx_{max} + x_{max}^2}, \quad (7)$$

где  $b$  – предварительное натяжение пружины;  $x_{max}$  – максимальное растяжение пружины;  $A_{max}$  – максимальное значение накопленной потенциальной энергии.

Перемещение конца пружины 4 (рис. 3) на участках отдачи и накопления потенциальных энергий:

$$x = \left[ -b + \sqrt{(b + x_{max})^2 - \frac{2}{c} A_0} \right], \quad (8)$$

$$x = \left[ -b + \sqrt{b^2 + \frac{2}{c} A_H} \right].$$

Профиль кулачка разгрузателя рассчитывался по известным формулам теории механизмов [6]. При расчете профиля силы сопротивления, возникающие во время прибоя, не учитывались.

Дифференциальное уравнение движения главного вала, при установленном на подбатанный вал разгрузателе, имеет вид:

$M_K^{np}(\varphi)$  – приведенный к главному валу корректирующий момент;  $J_6$  – момент инерции батана относительно оси вращения;  $J_{s1}$  – момент инерции главного вала и других элементов ткацкого станка, связанных с

главным валом постоянным передаточным отношением. Движущий момент  $M_D^{пр}(\omega)$  определялся по формуле Клосса [4].

Приведенный момент сил сопротивления:

$$M_C^{пр} = M_C + M_{приб} \Pi'(\varphi), \quad (10)$$

где  $M_C$  – момент сопротивления движению, зависящий от трения в кинематических парах механизмов станка и от трения между рабочими органами и элементами системы заправки. Момент сопротивления  $M_{приб}$ , возникающий во время прибоя уточной нити к опушке ткани, определяется в соответствии с рекомендациями [7].

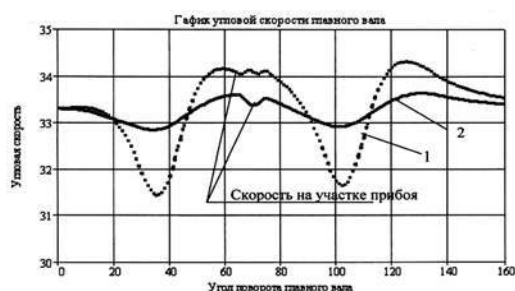


Рис. 4

Решение дифференциального уравнения вращения главного вала (9) показывает, что при использовании разгрузителя неравномерность вращения главного вала значительно снижается. На рис. 4 показаны графики угловой скорости главного вала ткацкого станка на участке работы батанного механизма. Кривая 1 получена в предположении, что уравнивание сил инерции батана происходит с использованием пружинного разгрузителя (рис. 1) [3], а кривая 2 – для кулачкового разгрузителя (рис. 3) [5]. В 1-м случае коэффициент неравномерности составляет  $\delta = 9\%$ , во 2-м  $\delta = 2,5\%$ .

Расчет выполнялся для ткацкого станка СТБ-216 с асинхронным электродвигателем 4А80В4УЗ мощностью  $N = 2,2$  кВт;  $J_{S1} = 0,3$  кг·м;  $J_6 = 0,39$  кг·м<sup>2</sup>; номинальная частота вращения главного вала  $n_1 = 300$  об/мин; технологическая нагрузка  $M_C = 50,7$  Н·м;  $M_{приб} = 680$  Н·м – для камвольной костюмной ткани арт. 2268.

При изменении частоты вращения главного вала по сравнению с проектной частотой, для которой рассчитывался кулачковый разгрузитель, изменяется и коэффициент неравномерности. Как показывают расчеты, при увеличении частоты вращения  $n_1 = 350$  об/мин коэффициент неравномерности увеличивается до  $\delta = 8\%$ , при  $n_1 = 400$  об/мин составляет  $\delta = 12\%$ . При снижении частоты вращения до  $n_1 = 250$  об/мин неравномерность составляет  $\delta = 5\%$ . Эти показатели значительно ниже, чем коэффициент неравномерности главного вала  $\delta = 22\%$ , определенный для тех же исходных данных при отсутствии кулачкового разгрузителя.

## В Ы В О Д Ы

Разработана методика проектирования кулачкового разгрузителя, устанавливаемого на подбатанный вал ткацкого станка типа СТБ, позволяющего полностью уравновесить силы инерции батана, значительно уменьшить реакции в паре ролик-кулачок, снизить неравномерность вращения главного вала ткацкого станка.

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Орнатская В.А., Кивилис С.С. Проектирование и модернизация ткацких машин. – М.: Легпромбытиздат, 1986.
2. Технические средства и методы виброакустической диагностики оборудования текстильной и легкой промышленности / Под ред. В.А. Климова. – М.: Легпромбытиздат, 1993.
3. Амман Ш., Гассай Л., Штирнеманн А. Патент РФ №2091523. Устройство для выравнивания мощности в батанном механизме ткацкого станка и ткацкий станок, содержащий это устройство. МПК<sup>6</sup> D03 D49/60. Оpubл. 27.09.1997.
4. Левитский Н.И. Колебания в механизмах. – М.: Машиностроение, 1988.
5. Лушиников С.В., Белый М.А., Степнов Н. В. Патент на полезную модель РФ № 99486. Батанный механизм с кулачковым разгрузителем. Оpubл. 20.11.2010. Бюл. №32.
6. Теория механизмов и механика машин/ Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 2001.
7. Коритыцкий Я. И. Динамика упругих систем текстильных машин. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

Рекомендована кафедрой теории механизмов, приборов и машин. Поступила 01.09.11.