

К РАСЧЕТУ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА РАЗГРУЖАТЕЛЯ ПРИВОДА БАТАНА ТКАЦКИХ СТАНКОВ СТБ

ON THE CALCULATION OF A CAM UNLOADER MECHANISM OF SLAY DRIVES OF STB LOOM

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

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

Разработана методика проектирования кулачкового разгрузителя пружинного типа, позволяющего уравновесить силы инерции батана, значительно уменьшить реакции в паре ролик – кулачок батанного механизма.

The methods of designing of a cam spring unloader have been developed. This method has made it possible to balance internal power of a slay driver and decrease reactions in the cinematic pairs of a slay drive considerably.

Ключевые слова: ткацкий станок, батанный механизм, кулачковый разгрузитель, пружина, контактные напряжения.

Keywords: a loom, a slay drive, a cam unloader, a spring, contact tensions.

Батан ткацких станков СТБ, обладая большой массой, совершает качательное движение, при котором возникают значительные силы инерции. В результате этого в кинематических парах батанного механизма действуют повышенные нагрузки, главный вал ткацкого станка вращается с высокой неравномерностью, возникают вибрации и шум. Для уравновешивания сил, действующих на подбатанный вал, возможно использование кулачковых разгрузителей [1].

Кулачок 1 разгрузителя (рис.1) устанавливается на подбатанном валу или на валике А, который связан с подбатанным валом зубчатой передачей 5-7. Пружина 4 через коромысло 2, кулачок 1 и зубчатую передачу 5-7 создает корректирующий момент M_k , необходимый для уравнове-

шивания сил, действующих на подбатанном валу.

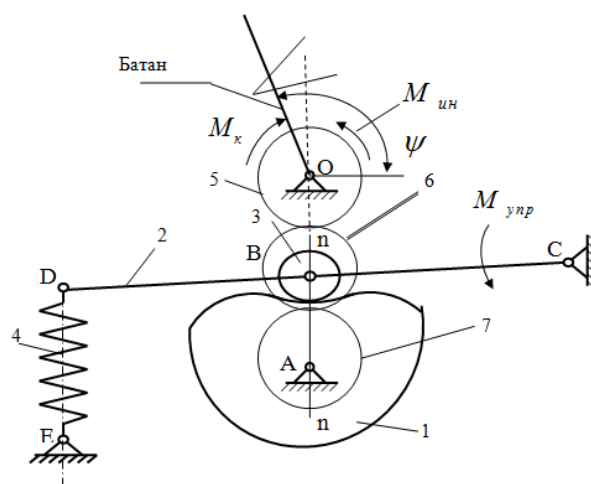


Рис. 1

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 прибору), так и для обратного ходов батана. При симметричном законе движения батана его силы инерции будут уравновешены полностью. Угол поворота батана ткацких станков типа СТБ составляет сравнительно небольшую величину, поэтому между подбатанным валом и валиком кулачка разгрузателя целесообразно установить повышающую зубчатую передачу, чтобы увеличить угол поворота кулачка разгрузателя с целью обеспечения благоприятных радиусов кривизны профиля и углов давления.

Если при определении корректирующего момента не учитываются силы сопротивления (чисто инерционная нагрузка), корректирующий момент от сил упругости пружины будет равен моменту сил инерции батана:

$$M_k = M_{ин} = J_6 \varepsilon .$$

Текущие значения отдаваемой A_0 и накапливаемой A_H потенциальных энергий пружины определяем по формулам:

$$A_0 = \int_0^{\psi} M_k d\psi = \int_0^{\varphi} M_k \psi' d\varphi , \quad (1)$$

$$A_H = \int_{\psi_{max}/2}^{\psi} M_k d\psi = \int_{\varphi_p/2}^{\varphi} M_k \psi' d\varphi , \quad (2)$$

где φ – угол поворота главного вала ткацкого станка; ψ – угол поворота батана, ψ' – производная от угла поворота батана по углу поворота главного вала; φ_p – угол поворота главного вала, соответствующий движению батана.

Коэффициент жесткости пружины кулачкового разгрузателя оаопределялся по выражению [2]:

$$c = \frac{2A_{max}}{2x_0 x_{max} + x_{max}^2} , \quad (3)$$

где x_0 – предварительное натяжение пружины; x_{max} – максимальное растяжение

пружины, A_{max} – максимальное значение накопленной потенциальной энергии.

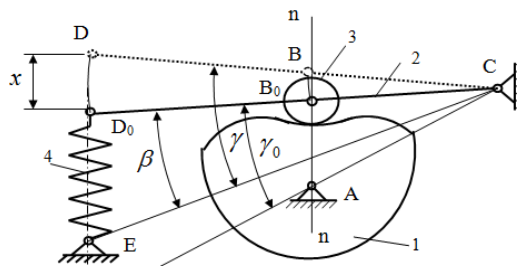


Рис. 2

Перемещение конца пружины 4 (точка D на рис. 2) на участках отдачи и накопления потенциальных энергий в зависимости от угла поворота главного вала определяется по формуле:

$$x(\varphi) = \left[-x_0 + \sqrt{(x_0 + x_{max})^2 - \frac{2}{c} A_0} \right] , \quad (4)$$

$$x(\varphi) = \left[-x_0 + \sqrt{x_0^2 + \frac{2}{c} A_H} \right] .$$

Угол поворота γ коромысла разгрузателя должен обеспечить требуемую деформацию пружины x :

$$\gamma = \arccos \left[\frac{l_{CD}^2 + l_{EC}^2 - (l_{ED_0} + x)^2}{2l_{CD}l_{EC}} \right] , \quad (5)$$

где расстояние l_{EC} определяется из условия благоприятной передачи сил в среднем положении пружины $x = 0,5x_{max}$:

$$l_{EC} = \sqrt{(ED_0 + 0,5x_{max})^2 + l_{CD}^2} . \quad (6)$$

Углы давления в кулачковом механизме разгрузателя вычисляем по формуле:

$$\alpha = \arctg \left[\frac{\left(\frac{d\gamma}{d\psi} U_{4-6} - 1 \right) l_{BC} + l_{AC} \cos[(\gamma - \beta) + \gamma_0]}{l_{AC} \sin[(\gamma - \beta) + \gamma_0]} \right] , \quad (7)$$

где U_{4-6} – передаточное отношение зубчатой передачи (мультипликатора);

$$\beta = \arccos \left[\frac{l_{CD}^2 + l_{EC}^2 - l_{ED_0}^2}{2l_{CD}l_{EC}} \right], \quad (8)$$

$$\gamma_0 = \arccos \left[\frac{l_{AC}^2 + l_{BC}^2 - R_0^2}{2l_{AC}l_{BC}} \right], \quad (9)$$

R_0 – минимальный радиус-вектор профиля кулачка.

Профиль кулачка разгрузителя рассчитывался по формулам:

$$R = \sqrt{l_{AC}^2 + l_{BC}^2 - 2l_{AC}l_{BC}\cos(\gamma + \beta + \gamma_0)}, \quad (10)$$

$$\delta_0 = \arccos \left(\frac{R_{\max}^2 + l_{AC}^2 - l_{BC}^2}{2R_{\max}l_{AC}} \right), \quad (11)$$

$$\delta = \arccos \left(\frac{R^2 + l_{AC}^2 - l_{BC}^2}{2Rl_{AC}} \right), \quad (12)$$

$$\theta = \frac{\psi}{U_{4-6}} + \delta_0 - \delta, \quad (13)$$

где R – радиус-вектор профиля кулачка, θ – угол профиля.

При определении радиусов кривизны ρ – центрального профиля кулачка использовалась формула:

$$\rho = \frac{\left(R^2 + \frac{dR^2}{d\theta} \right)^{1,5}}{R^2 + 2 \frac{dR}{d\theta} R - \frac{d^2R}{d\theta^2}}. \quad (14)$$

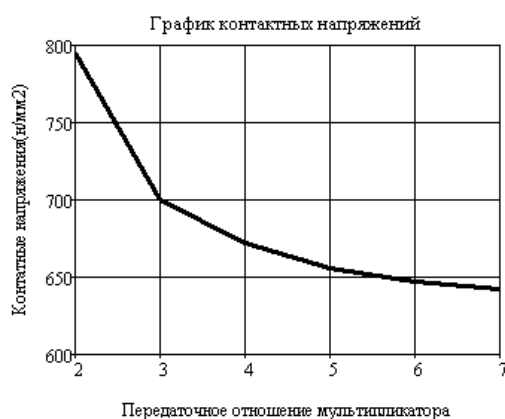


Рис. 3

Из графика следует, что в случае увеличения передаточного отношения U_{6-4}

Контактные напряжения на профиле кулачка определялись по формуле Герца.

Расчет выполнялся для ткацкого станка СТБ-216. Момент инерции батана $J_6 = 0,39 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, максимальный угол поворота батана $\psi_m = 24$ град, номинальная частота вращения главного вала $n_1 = 300$ об/мин. Размеры коромысла разгрузителя принимаем из конструктивных соображений таким образом, чтобы габариты механизма разгрузителя не превышали размеров батанного механизма: $l_{CB} = 60$ мм, $l_{CD} = 140$ мм, предварительное растяжение пружины $x_0 = 10$ мм, радиус ролика $r_p = 30$ мм, ширина ролика $b = 30$ мм. Минимальный радиус-вектор центрального профиля разгрузителя $R_0 = 90$ мм и расстояние между осями вращения кулачка и коромысла $l_{AC} = 125$ мм определялись из условия обеспечения допустимых углов давления $\alpha \leq 35$ град. Расчеты показали, что при передаточном отношении мультипликатора $U_{6-4} = \omega_6/\omega_4 = 1 \dots 3$ размеры кулачкового механизма разгрузителя, определенные из условия обеспечения допустимых углов давления, превышают соответствующие размеры батанного механизма. График максимальной величины контактных напряжений в зависимости от передаточного отношения зубчатой передачи U_{6-4} показан на рис.3.

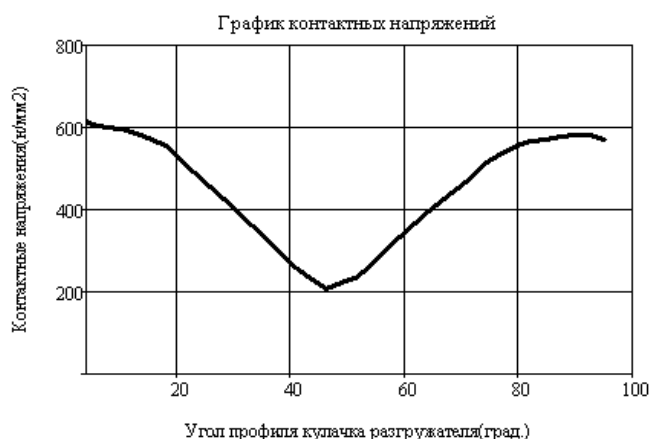


Рис. 4

максимальная величина контактных напряжений уменьшается и при передаточ-

ном отношении $U_{6.4} > 3$ это снижение становится менее интенсивным. В дальнейших расчетах передаточное отношение зубчатой передачи $U_{6.4} = 3$. При вышеуказанных исходных данных коэффициент жесткости пружины составляет $c = 68 \cdot 10^3$ Н/м. График контактных напряжений на профиле кулачка разгрузателя показан на рис. 4.

Как следует из расчетов, максимальные значения контактных напряжений на кулачках батанного механизма (при отсутствии разгрузателя) и на кулачке разгрузателя, имеют примерно одинаковые значения: $\sigma_{\max} = 620 \dots 650$ Н/мм². Если установлен кулачковый разгрузатель, момент сил инерции батана при установившемся режиме работы станка уравновешен корректирующим моментом, возникающим от сил упругости пружины, и контактная сила между роликом и кулачком, а следовательно, и контактные напряжения, равны нулю. Нагрузка, возникающая при работе батанного механизма, будет восприниматься уравновешивающим механизмом, наименее износостойким звеном которого является кулачок разгрузателя. Однако следует отметить, что кулачок разгрузателя является однодисковым в отличие от двухдискового кулачка батанного механизма, металлоемкость однодискового кулачка примерно в два раза меньше и замена его будет происходить с меньшими затратами. При этом наличие разгрузателя позволяет уменьшить неравномерность вращения главного вала ткацкого станка [3]. Пружина уравновешивающего механизма рассчитывается для определенной скорости главного вала станка. При планировании изменении скоростного режима ткацкого станка возможно предусмотреть замену пружины, иначе силы инерции батана будут уравновешены частично.

Выполнен расчет винтовой цилиндрической пружины растяжения, изготовленной из стали круглого сечения. Расчет вы-

полнялся в соответствии с действующими требованиями [4]. Как результат расчета, подобрана пружина 1 класса 3 разряда, изготовленная из стали марки Ст60С2А с диаметром проволоки $d = 11$ мм, наружным диаметром $D_1 = 75$ мм и с длиной при максимальной деформации $\ell_3 = 154$ мм. Полученная конструкция пружины проходит по критериям устойчивости, коэффициенту запаса статической прочности и коэффициенту запаса усталостной прочности.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика проектирования кулачкового разгрузателя пружинного типа, позволяющего уравновесить силы инерции батана, значительно уменьшить реакции в паре ролик – кулачок.
2. Установлено, что при наличии разгрузателя основная нагрузка, возникающая при работе батанного механизма, будет восприниматься звеньями разгрузателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лушников С.В., Белый М.А., Степнов Н.В. Патент на полезную модель РФ № 99486. Батанный механизм с кулачковым разгрузателем. Опубл. 20.11.2010. Бюл. №32.
2. Левитский Н.И. Колебания в механизмах. – М.: Машиностроение. 1988.
3. Лушников С.В., Кузнецова В.С., Степнов Н. В. Исследование возможности уравновешивания сил инерции батана ткацких станков СТБ// Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2011, №6. С.101...104.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1993.

Рекомендована кафедрой теории механизмов, приборов и машин. Поступила 22.11.12.