

УДК 677.054.845-231.321.2

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ СИЛ
НА ГЛАВНОМ ВАЛУ ТКАЦКИХ СТАНКОВ СТБ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КУЛАЧКОВ-РАЗГРУЖАТЕЛЕЙ**

С.В. ЛУШНИКОВ, М. А. БЕЛЫЙ

(Московский государственный текстильный университет им. А. Н. Косыгина)

Как известно, главный вал ткацких станков СТБ вращается с большой неравномерностью, которая в значительной степени вызвана неуравновешенными инерционными силами батана, совершающего качательное движение. Повышенная неравномерность вращения главного вала не только искажает законы движения механизмов ткацкого станка, но и приводит к увеличению реакций в кинематических парах, повышению уровня шума и вибрации. Для уравновешивания сил, действующих на главный вал, предлагается использовать кулачковый разгрузатель [1], схема которого показана на рис. 1.

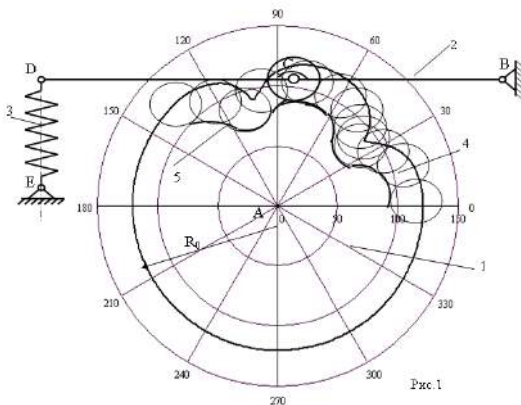


Рис. 1

Кулачок 1 разгрузателя устанавливается на главный вал станка, коромысло 2

может быть шарнирно закреплено на подбатанном валу, либо на корпусе батанной коробки. В качестве накопителя кинетической энергии батана используется пружина 3. На этой схеме цифрой 4 обозначен центральный профиль кулачка, 5 – часть конструктивного профиля.

Дифференциальное уравнение движения главного вала имеет вид:

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

где $J^{np}(\varphi)$ – приведенный момент инерции станка, $J^{np}(\varphi) = J_{S_1} + J_6 (\Pi'(\varphi))^2$; $M_D^{np}(\omega_1)$ – приведенный момент движущих сил; $M_C^{np}(\varphi)$ – приведенный момент сил сопротивления; $\Pi'(\varphi)$ – аналог угловой скорости батана; J_{S_1} – момент инерции главного вала и других элементов ткацкого станка, связанных с главным валом постоянным передаточным отношением; J_6 – момент инерции батана относительно оси вращения.

Приведенный момент сил сопротивления:

$$M_C^{np} = M_C + M_{проб.} \Pi'(\varphi), \quad (2)$$

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 $M_{\text{приб}}$, возникающий во время приобьютной нити к опущке ткани, определяется в соответствии с рекомендациями работы [2].

Если считать, что при наличии уравновешивающего механизма на главном валу ткацкого станка угловая скорость вала является величиной постоянной, то дифференциальное уравнение движения имеет вид

$$\frac{1}{2} \omega^2 \frac{dJ^{\text{уп}}}{d\varphi} = M_d^{\text{уп}}(\omega) - M_c^{\text{уп}}(\varphi) + M_k(\varphi), \quad (3)$$

откуда

$$M_k(\varphi) = -M_d^{\text{уп}}(\omega) + M_c^{\text{уп}}(\varphi) - \frac{1}{2} \omega^2 \frac{dJ^{\text{уп}}}{d\varphi}, \quad (4)$$

где $M_k(\varphi)$ – корректирующий момент, который должен создавать уравновешивающий механизм. График корректирующего момента, определенный для ткацкого станка СТБ-216, показан на рис. 2.



Рис. 2

При использовании пружинного уравновешивающего механизма на участках графика, где корректирующий момент $M_k(\varphi)$ имеет отрицательное значение, происходит накопление потенциальной энергии. На участках с положительным

значением $M_k(\varphi)$ отдача потенциальной энергии.

Для участка накопления потенциальной энергии работа корректирующего момента

$$A_H = - \int_{\varphi_n}^{\varphi} M_k d\varphi = - \int_{x_n}^x c(b+x) dx, \quad (5)$$

где c – коэффициент жесткости пружины; b – монтажная деформация.

Из выражения (5) получаем:

$$x = -b + \sqrt{b^2 + \frac{2}{c} A_H}. \quad (6)$$

Аналогичная формула на участке отдачи потенциальной энергии:

$$x = -b + \sqrt{(b^2 + x_{\text{max}})^2 - \frac{2}{c} A_O}, \quad (7)$$

где $A_O = \int_{\varphi_m}^{\varphi} M_k d\varphi$.

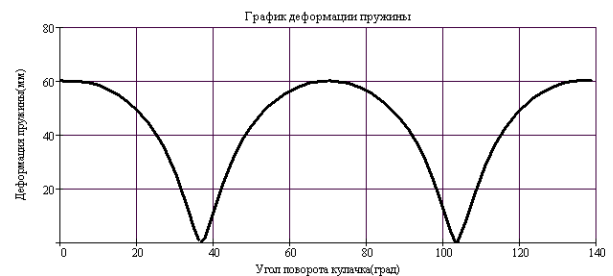


Рис. 3

График деформации пружины уравновешивающего механизма показан на рис. 3. Коэффициент жесткости пружины рассчитывается по формуле

$$c = \frac{2A_{\text{max}}}{2bx_{\text{max}} + x_{\text{max}}^2}. \quad (8)$$

Деформация пружины в соответствии с графиком (рис. 2), определенным для ткацкого станка СТБ-216, может быть обеспечена с помощью кулачкового механизма. При этом основные размеры меха-

низма – минимальный радиус-вектор и расстояние между осями вращения кулачка и коромысла следует выбирать такими, чтобы размеры механизма разгрузателя не превышали размеры батанного механизма и параметры, характеризующие долговечность кулачковых механизмов, были примерно равны.

Выполнены расчеты механизма разгрузателя. Минимальный радиус-вектор кулачка разгрузателя принят равным минимальному радиус-вектору кулачка батанного механизма $R_0=90$ мм. Межцентровое расстояние между осями вращения кулачка и коромысла $AB=112$ мм. Расстояние от оси вращения коромысла до оси вращения ролика $BC=60$ мм, от оси вращения ролика до точки крепления пружины $CD=60$ мм. Центральной 4 и конструктивной 5 профили кулачка (рис. 1) рассчитываются по формулам, известным из [3].

Следует отметить, что на участках профиля кулачка, соответствующих началу удаления коромысла 2, углы давления достигают больших значений: до 50 град., однако в этих положениях силы упругости пружины и, следовательно, реакция между роликом коромысла и кулачком имеют сравнительно небольшие значения. Расчеты показывают, что если размеры кулачка уравнивающего механизма примерно равны размерам кулачка батанного механизма, максимальные значения напряжений на профиле кулачков того и другого механизма отличаются незначительно.

При проектировании уравнивающего механизма расчет выполняется для номинальной скорости вращения главного вала и определенной технологической нагрузки. Для проектных параметров угловая скорость вращения главного вала является величиной постоянной. В случае отклонения технологической нагрузки от проектной, угловая скорость главного вала изменится и не будет являться постоянной величиной. Для оценки неравномерности, возникающей в результате отклонения технологической нагрузки от проектной, были проведены расчеты. Расчет выполнялся для ткацкого станка СТБ-216

с асинхронным электродвигателем 4А80В4У3 мощностью $N=1,5$ кВт [1], $J_{s1}=0,3$ кг·м², $J_6=0,39$ кгм², частота вращения главного вала $n_1=300$ об/мин, технологическая нагрузка $M_c=50,7$ Н·м, $M_{проб}=680$ Н·м – для камвольной костюмной ткани арт. 2268. Результаты расчета угловой скорости $\omega_1(\varphi)$ для трапецидального закона движения батана на участке поворота главного вала станка, соответствующего работе батанного механизма, представлены на рис.4 (кривая 1).

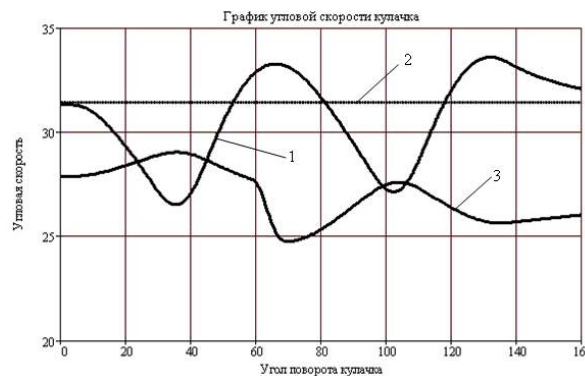


Рис. 4

Без уравнивающего механизма коэффициент неравномерности вращения главного вала составляет $\delta=24\%$. На графиках также обозначены: цифрой 2 – скорость вращения главного вала с установленным уравнивающим механизмом при проектной нагрузке; 3 – скорость вращения главного вала с уравнивающим механизмом при измененной технологической нагрузке $M_c=100$ Н·м, $M_{проб}=1500$ Н·м. Как видно из графика, в последнем случае при значительном увеличении технологической нагрузки коэффициент неравномерности составляет $\delta=11\%$, то есть имеет величину значительно меньшую, чем при отсутствии уравнивающего механизма.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика проектирования уравнивающего механизма кулачкового типа применительно к приводу батана ткацких станков типа СТБ, позволяющего уменьшить неравномер-

ность вращения главного вала ткацкого станка.

2. Выполнены расчеты по определению размеров уравновешивающего механизма и координат профиля кулачка. При этом габаритные размеры механизма не превышают аналогичных размеров батанного механизма.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Левитский Н.И.* Колебания в механизмах. – М.: Машиностроение, 1988.
2. *Коритыцкий Я. И.* Динамика упругих систем текстильных машин. – М.: Легкая и пищевая промышленность, Ю 1982.
3. Теория механизмов и механика машин / Под редакцией К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 2001.

Рекомендована кафедрой теории механизмов, приборов и машин. Поступила 24.04.09.
