

УДК 677.054.845.-231.321.2

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ
КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА
ПРИВОДА БАТАНА ТКАЦКИХ СТАНКОВ СТБ**

**DETERMINATION OF CAM MECHANISM MAIN SIZES
OF THE LATHE OF THE STB WEAVING LOOMS DRIVE**

С.В. ЛУШНИКОВ, Н.В. СТЕПНОВ, В.Ф. АБРАМОВ
S.V. LUSHNIKOV, N.V. STEPNOV, V.F. ABRAMOV

(Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство))
(Russian State University named after A.N. Kosygin (Technologies. Design. Art))
E-mail: tm_tmm_2013@mail.ru

Разработана методика определения основных размеров кулачкового механизма привода батана ткацких станков СТБ с использованием метода оптимизации. В качестве целевой функции использовалась минимальная величина максимальных контактных напряжений.

The technique of determination of cam mechanism main sizes of the lathe of the STB weaving looms drive with use of a method of optimization is developed. As criterion function the minimum size of the maximum contact tension was used.

Ключевые слова: батанный механизм, кулачковый механизм, контактные напряжения, методы оптимизации.

Keywords: lathe mechanism, cam mechanism, contact tension, optimization methods.

Для привода батана ткацких станков СТБ применяются двухдисковые кулачковые механизмы, сообщающие качательное движение батану по закону модифицированной трапеции. При этом профили кулачка и контркулачка работают поочередно в зависимости от направления сил инерции батана. Рабочие участки кулачка и контркулачка прилегают к окружности радиуса r_0 начальной шайбы (рис. 1-а, б). Рабочие

участки профиля кулачков показаны основной линией, нерабочие изображены пунктирной. Расчеты показывают, что контактные напряжения между кулачком и роликом на фазе прямого и обратного хода отличаются незначительно. Во всех точках профиля радиусы кривизны положительны, углы давления не превышают 30° . Профиль кулачка и контркулачка на всех участках является выпуклым.

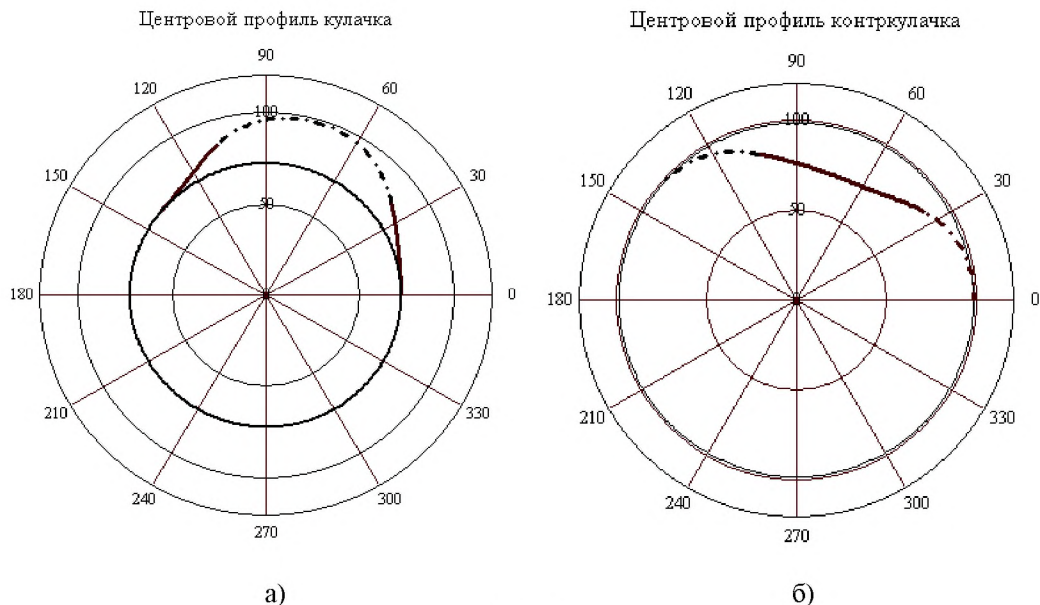


Рис. 1

Цель исследования заключается в том, чтобы выяснить, являются ли размеры существующего кулачкового механизма оптимальными, которые обеспечивают минимальную величину контактных напряжений на рабочих участках профиля при ми-

нимальных основных размерах кулачкового механизма. Основными размерами являются (рис. 2) минимальный радиус-вектор профиля кулачка r_0 , расстояние между центрами вращения кулачка и коромысла l_{AC} , длина коромысла l_{BC} , радиус ролика r_r .

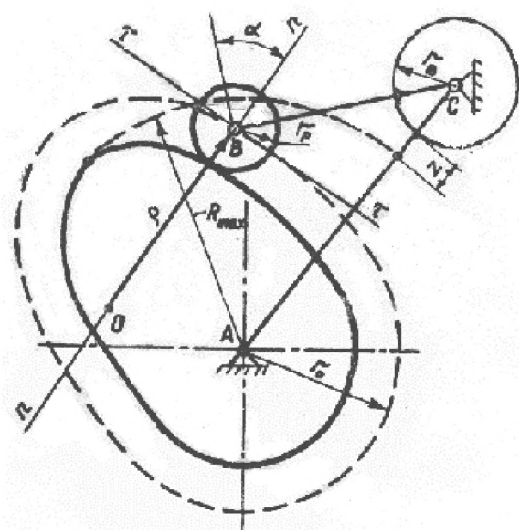


Рис. 2

При выполнении расчетов длина коромысла l_{BC} задается исходя из конструктивных соображений. Предварительные размеры минимального радиуса-вектора r_0 и межцентрового расстояния l_{AC} определяли с помощью известного графического по-

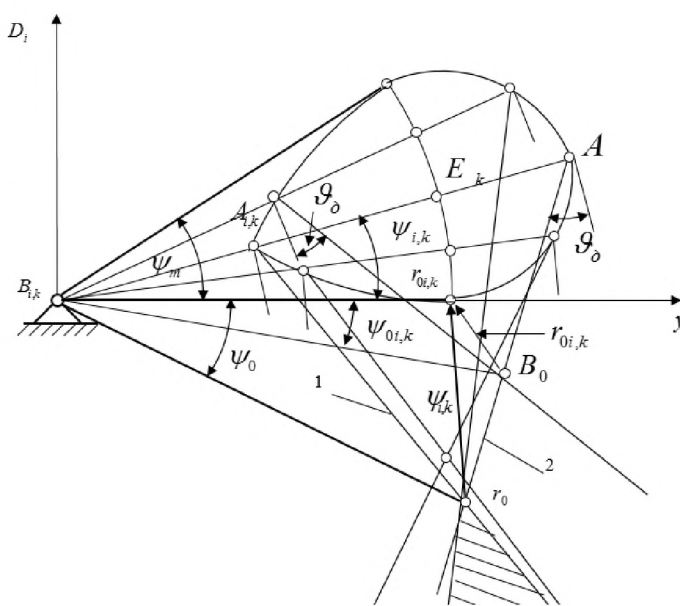


Рис. 3

строения [1], изображенного на рис. 3, которое позволяет получить формулы для определения этих параметров.

$$\begin{aligned} k_1x - y &= k_1x_D - y_D, \\ k_2x - y &= k_2x_E - y_E, \end{aligned} \quad (1)$$

$$k_1 = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \psi + \vartheta_d\right),$$

$$k_2 = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \psi - \vartheta_d\right),$$
(2)

$$x_D = \ell_{BC}(1 + \psi') \cos(\psi),$$

$$y_D = \ell_{BC}(1 + \psi') \sin(\psi),$$

$$x_E = \ell_{BC}(1 - \psi') \cos(\psi),$$

$$y_E = \ell_{BC}(1 - \psi') \sin(\psi),$$
(3)

$$r_0 = \sqrt{(x_A^2 - x_{B_0}^2) + y_A^2},$$

$$\ell_{AC} = \sqrt{x_A^2 + y_A^2},$$
(4)

где k_1 и k_2 – угловые коэффициенты прямых 1, 2; x_D и y_D , x_E и y_E – координаты точек D, и E на фазе прямого и обратного хода; ϑ_d – допускаемый угол давления; ψ – функция перемещения батана; ψ' – функция аналога угловой скорости.

С помощью системы линейных уравнений (1) и формул (2),(3),(4) определяются координаты x_A , y_A пересечения линий 1 и 2

(рис. 3) при различных положениях механизма и расстояние от точки пересечения $A_{i,k}$ до точки B_0 . В качестве центра вращения A кулачка принимается точка, для которой радиус r_0 имеет максимальное значение. Это значение радиуса-вектора r_0 и расстояния между центрами вращения кулачка и коромысла ℓ_{AC} являются предварительными размерами. Далее, используя предварительные размеры, решалась оптимизационная задача по определению основных размеров кулачкового механизма r_0 , ℓ_{AC} , ℓ_{BC} , используя в качестве критерия оптимизации максимальную величину контактных напряжений. Целевая функция $\sigma_{\max}(r_0, \ell_{BC}, \ell_{AC}, r_p)$, включающая четыре варьируемых параметра, использует следующие формулы для расчета:

1) углов давления

$$\vartheta = \operatorname{arctg}\left[\frac{(\psi'+1)\ell_{BC} - \ell_{AC} \cos(\psi_0 + \psi)}{\ell_{AC} \sin(\psi_0 + \psi)}\right],$$
(5)

2) радиусов кривизны центрального профиля

$$\rho = \frac{\ell_{AC}^2 \sin(\psi_0 + \psi)^2}{\cos^2(\vartheta) [\ell_{AC} \sin(\psi_0 + \psi) + \psi' \ell_{BC} \sin(\vartheta)(1 - \psi') - \psi''] \ell_{BC} \cos(\vartheta)},$$
(6)

3) приведенного радиуса кривизны

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho r_p}{\rho + r_p},$$
(7)

4) контактной силы от сил инерции батана

$$Q = \frac{J_B \varepsilon_2}{\ell_{BC} \cos(\vartheta)},$$
(8)

5) контактных напряжений

$$\sigma = \sqrt{\frac{QE}{\rho_{\text{пр}} b}},$$
(9)

где E – приведенный модуль упругости материалов кулачка и ролика; b – ширина пло-

щадки контакта кулачка и ролика; J_B – момент инерции батана; ε_2 – угловое ускорение батана.

Определялось такое сочетание основных размеров механизма, при которых максимальная величина контактных напряжений $\sigma_{\max}(r_0, \ell_{BC}, \ell_{AC}, r_p)$ имеет минимальное значение. При этом на параметры механизма накладывались ограничения конструктивного характера:

1) на основные размеры звеньев кулачкового механизма r_0 , ℓ_{BC} , ℓ_{AC} ;

2) на максимальную величину углов давления ϑ ;

3) на отношение радиуса ролика к минимальному радиусу-вектору профиля кулачка $r_p/r_0 < 0,45$;

4) на соотношение радиуса ролика и радиуса цапфы $r_p > 1,6r_{ц}$;

5) на минимальную величину радиуса кривизны на выпуклых участках центрального профиля кулачка $\rho_{\min} > 1,3r_p$;

б) на максимальную величину максимального радиуса-вектора центрального профиля кулачка $\ell_{AC} - (R_{\max} - r_p) - r_b > 0$.

Расчеты выполнялись в математической системе Mathcad [2], [3], где для решения оптимизационных задач используется функция Minimize(). Представляет практический интерес исследование варианта, при котором величина межосевого расстояния равна реальному размеру расстояния между центрами вращения кулачка и коромысла $\ell_{AC} = 112$ мм, принятому в ткацких станках СТБ. Это условие создает возможность для замены существующего кулачкового механизма на механизм, полученный по результатам расчета. Расчеты показали, что минимальная величина радиуса-вектора кулачка с $r_0 = 90$ мм может быть уменьшена до величины $r_0 = 72$ мм. При этом длина коромысла увеличивается с $\ell_{BC} = 60$ мм до $\ell_{BC} = 63$ мм, радиус ролика увеличивается с $r_p = 30$ мм до $r_p = 32$ мм.

Уменьшение величины минимального радиуса-вектора кулачков позволяет экономить до четырех кг стали используемого при их изготовлении. Дальнейшее уменьшение размера r_0 сдерживает условие 5). Величина максимального контактного напряжения у существующего механизма и определенного методом оптимизации имеет практически одинаковое значение.

При свободном определении основных размеров кулачкового механизма, не связанном условием $\ell_{AC} = 112$ мм, расчеты показали, что оптимальные размеры основных параметров находятся на верхней границе заданных конструктивных ограничений. Снижение контактных напряжений возможно при увеличении основных размеров кулачкового механизма. Так, для того, чтобы уменьшить максимальную величину контактных напряжений, например в 1,5 раза, необходимо увеличить основные размеры кулачкового механизма до следующих значений $r_0 = 100$ мм, $\ell_{BC} = 90$ мм, $\ell_{AC} =$

$= 185$ мм. Как показали расчеты, существующие размеры кулачкового механизма привода батана не являются оптимальными. Размеры кулачка могут быть уменьшены без снижения долговечности его работы. При этом возможна значительная экономия материала кулачка.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика проектирования кулачкового механизма привода батана с использованием метода оптимизации. Критерием оптимизации является минимальная величина максимальных контактных напряжений на рабочих поверхностях профиля кулачка.

2. Определены основные размеры кулачкового привода батанного механизма ткацких станков СТБ, которые позволяют в 1,5 раза уменьшить максимальную величину контактных напряжений в паре кулачек-ролик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фролов К.В. Теория механизмов и механика машин. – М.: Высшая школа, 2005.
2. Дьяконов В.П. MATHCAD в математике. – М.: Горячая линия - Телеком, 2007.
3. Лушников С.В., Абрамов В.Ф., Степнов Н.В. Синтез рычажных механизмов с использованием системы MATHCAD в курсе "Теория механизмов и машин" // Дизайн и технологии. – 2014, №43. S.116...124.

REFERENCES

1. Frolov K.V. Teorija mehanizmov i mehanika mashin. – M.: Vysshaja shkola, 2005.
2. D'jakonov V.P. MATHCAD v matematike. – M.: Gorjachaja linija - Telekom, 2007.
3. Lushnikov S.V., Abramov V.F., Stepnov N.V. Sintez rychaznyh mehanizmov s ispol'zovaniem sistemy MATHCAD v kurse "Teorija mehanizmov i mashin" // Dizajn i tehnologii. – 2014, №43. S.116...124.

Рекомендована кафедрой теоретической механики и теории механизмов и машин. Поступила 02.02.16.