

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ БОЕВОГО МЕХАНИЗМА СТАНКА СТБ2-175

В.В. РОМАНОВ, С.М. КЛОПОВ

(Костромской государственной технологической университет)

В работе [1] предлагается формировать профиль кулачков батанного механизма с учетом отклонения реальных законов перемещения батана от расчетных вследствие неравномерности частоты вращения главного вала. При этом учитывается неравномерность частоты вращения, вызываемая только батанным механизмом. Исходя из циклограммы станка СТБ 2-175 движение батана вперед происходит на фоне движения ремизок зевобразовательного механизма и заключительной фазы зарядки торсионного валика боевого механизма. Оба эти движения авторами работы [1] не учитываются вследствие "малого влияния". В литературных источниках боевой механизм рассматривается исключительно с точки зрения динамики полета прокладчика уточной нити [2], [3]. Работ, посвященных силовому анализу процесса зарядки, практически не встречается [4]. Для оценки значимости нагрузок в боевом механизме рассмотрим его кинематическую схему, смоделированную на основании чертежей завода-изготовителя (рис.1) [3].

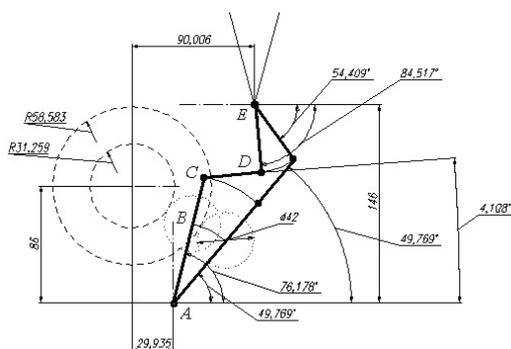


Рис. 1

В качестве исходных параметров примем.

1. Угол закручивания торсионного валика ($\varphi \approx 30^\circ$).
2. Габаритные размеры торсионного валика, трехплечего рычага, поводка и боевого рычага.

3. Угловые и радиальные параметры боевого кулачка и диаметр ролика.

Упругий момент при скручивании торсионного вала E на угол φ можно определить так:

$$M_{01} = \frac{J_{01} G}{L} \varphi, \quad (1)$$

где φ – угол закручивания торсиона, рад; $J_{01} = 0,1d^4$ – полярный момент инерции площади поперечного сечения торсионного вала, m^4 ; d – диаметр вала ($d=0,015$), м; L – длина закручиваемого участка валика ($L=0,71$), м; G – модуль сдвига (для стали $8,5 \cdot 10^{10}$ Па).

Расчет по формуле (1) дает величину крутящего момента на торсионном валике $M_{01} = 300$ Н·м и величину силы в шарнире D :

$$F_D = \frac{300}{0,05} = 6000 \text{ Н.}$$

Искомой величиной является крутящий момент на главном валу станка в функции угла его поворота.

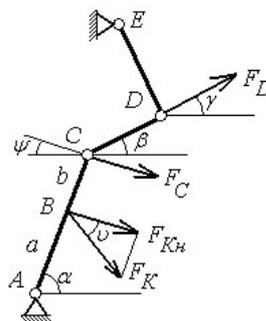


Рис. 2

Выполним силовой анализ механизма шарнирного четырехзвенника ACDE (рис.2).

По условиям статического равновесия без учета сил инерции (рабочий профиль кулачка выполнен по спирали Архимеда) и сил трения

$$\sum_{i=1}^f F_i = 0, \quad \sum_{i=1}^m M_i = 0, \quad (2)$$

где F_i – внешние силы, приложенные к механизму или его звеньям; M_i – внешние моменты сил, приложенные к механизму или его звеньям.

Тогда для силы давления ролика F_K на боевой кулачок получим:

$$F_K = F_D \frac{a+b}{a} \frac{\sin \gamma}{\sin \alpha \operatorname{tg} \beta \cos \vartheta}, \quad (3)$$

где a, b – размеры характеристических отрезков трехплечего рычага; α, β, γ – углы наклона звеньев; ϑ – угол давления, определяемый по формуле

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{V_{qB} - \ell + a_w \cos \varphi_1}{a_w \sin \varphi_1}, \quad (4)$$

где $V_{qB} = \frac{H_B}{\varphi_y} f'(K)$ – кинематическая передаточная функция скорости точки В толкателя; a_w – расстояние между осями вращения кулачка и толкателя; ℓ – длина толкателя; φ_1 – угол, определяющий положение толкателя относительно линии межосевого расстояния.

Следовательно, силовое передаточное отношение $K_F = \frac{F_D}{F_K}$ является нелинейной

функцией углов четырехзвенного механизма, а также угла давления кулачка. Угол α наклона коромысла определяется как функция положения исходя из геометрии боевого кулачка. Углы наклона β и γ вычисляются методами аналитической геометрии. На основании выполненных расчетов зависимость углов наклона звеньев в функции угла поворота главного вала имеет вид, представленный на рис. 3.

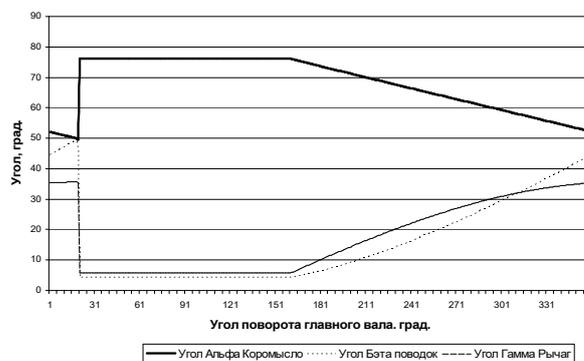


Рис. 3

Подставив значения углов в формулу (3), определим усилие F_K и далее с учетом угла давления кулачка ϑ по формуле

$$M_K = F_K \rho_i \sin \vartheta \quad (5)$$

найдем искомый крутящий момент на главном валу (рис.4).

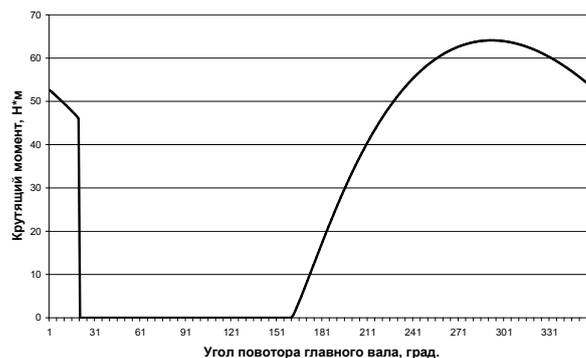


Рис. 4

Анализ полученных данных показывает, что крутящий момент привода боевого механизма сопоставим по величине с нагрузками от батанного механизма и должен учитываться в корректных расчетах.

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика силового расчета боевого механизма ткацкого станка СТБ.
2. Нагрузки, вызываемые боевым механизмом, должны учитываться при проектировании профиля батанного кулачка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лушников С. В., Саранчук Г. А., Белый М. А. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2007, №4. С.75...78.
2. Уалиев Г. У., Джолдасбеков У. А. Совершенствование механизмов прокладывания утка на многоцветных ткацких станках СТБ. – М.: Легпромбытиздат, 1986.
3. Малышев А. П., Воробьев П. А. Механика и конструктивные расчеты ткацких станков. – М.:

Машгиз, 1960.

4. Афанасьев Ю. А. Некоторые вопросы анализа и синтеза боевого механизма с разомкнутой кинематической цепью: Дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск: НЭТИ, 1973.

Рекомендована кафедрой технологии машиностроения. Поступила 05.06.09.
