

УДК 677.054.73(088.8)

Исследование боевого механизма с приводом гибкой связью

Рыбаков В.А., Сысоева Е.К.

Костромской государственный технологический университет

Аннотация: Исследуется движение элементов боевого механизма на различных этапах и определяются исходные параметры для проектирования.

Ключевые слова: боевой механизм, параметры для проектирования, жесткость рабочей пружины.

При модернизации ковроткацких станков, с целью введения уточной нити в зев с помощью малогабаритных прокладчиков [1], возникла необходимость создания нового боевого механизма, способного реализовать указанный способ. Первоначально были попытки использовать для этой цели существующий боевой механизм погоняльного типа, предназначенный для разгона челноков весом 1300 г. Незначительные изменения конструкции существующего боевого механизма не привели к положительным результатам с точки зрения стабильного разгона прокладчика, а также из-за трудностей в согласовании работы механизма с вновь разработанным приемно-поворотным устройством. Поэтому было принято решение о разработке нового боевого механизма, который, будучи установленным на месте челночных коробок, осуществлял бы разгон малогабаритного прокладчика [2,3] весом 175 г.

Схема механизма представлена на рис.1, а диаграмма, поясняющая основные этапы работы данного боевого механизма – на рис.2. На рис.3 показаны перемещения бойка на основных этапах работы боевого механизма. S_0 – перемещение бойка за время τ_0 при взводе (зарядке), S_1 –

перемещение бойка за время τ_1 на 1 участке разгона, когда его скорость увеличивается от 0 до V_{\max} ; S_2 – перемещение бойка за время τ_2 , когда его скорость уменьшается с V_{\max} до 0 (крайнее положение); S_3 – перемещение бойка за время τ_3 при возвращении из крайнего положения в исходное.

Работа боевого механизма с приводом от батана происходит в следующей последовательности:

I этап (1–2) – выбор начального провисания дополнительной гибкой связи.

Батан, перемещаясь на угол α из заднего положения на прибор, за время t_1 посредством основной гибкой связи поворачивает систему передач и осуществляет выбор провисания дополнительной гибкой связи, соединенной с бойком. Величина провисания обусловлена перемещением S_3 бойка на этапе V.

II этап (2–3) – зарядка боевого механизма. Батан, перемещаясь далее на угол β , за время t_2 указанным выше способом перемещает боек на величину S_0 , взводит при этом рабочую пружину и в этом положении прибора «запирает» боек.

III этап (3–4) – выстой бойка (t_3). За это время батан осуществляет прибор уточной нити и начинает свое движение в заднее положение, образуя при этом провисание основной гибкой связи у приводного шкива.

IV этап (4–5) – бой. При подходе к заднему положению происходит освобождение бойка, который осуществляет разгон прокладчика и одновременно посредством дополнительной гибкой связи поворачивает систему передач, ликвидируя провисание основной гибкой связи.

V этап (5–1) – возвращение бойка в исходное положение. При этом образуется провисание дополнительной гибкой связи.

1) Движение элементов боевого механизма на этапе зарядки.

На этом этапе батан имеет параметры движения $\varphi_1 = \varphi_1(t)$, $\omega_1 = \omega_1(t)$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_1(t)$,

определяемые в результате кинематического анализа батанного механизма.

Движение батана обуславливает вращение приводного шкива боевого

механизма с угловой скоростью $\omega_2 = \frac{V_A}{R_2}$, где $V_A = \omega_1 \cdot l_1$.

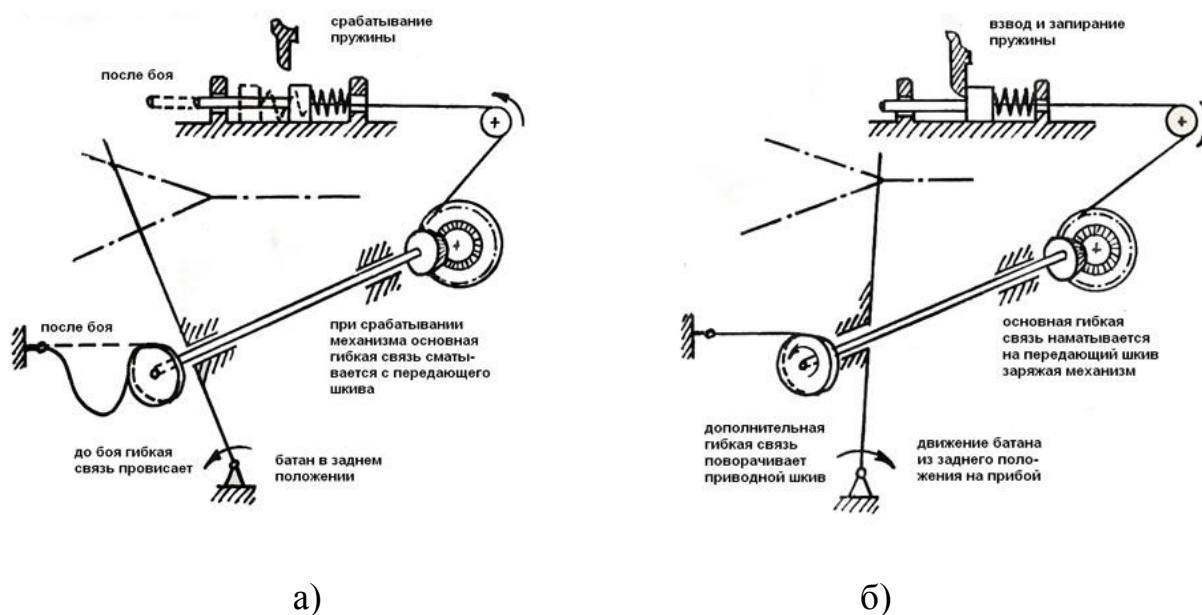


Рис. 1. Боевой механизм с приводом гибкой связью

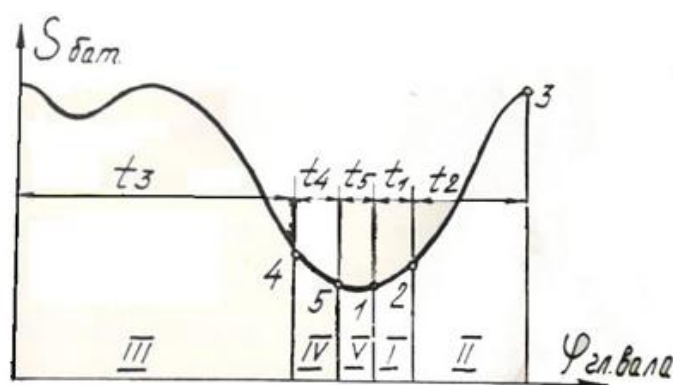


Рис. 2. К описанию последовательности работы боевого механизма

Зная V найдем перемещение S и ускорение a бойка:

$$S = \int V \cdot dt = \varphi \cdot \frac{l_1 \cdot R_4 \cdot R_7}{R_2 \cdot R_5} \quad (2)$$

$$a = \frac{dV}{dt} = \varepsilon_1 \cdot \frac{l_1 \cdot R_4 \cdot R_7}{R_2 \cdot R_5} \quad (3)$$

На этапе зарядки на боек боевого механизма действуют следующие силы:

T – натяжение дополнительной гибкой связи;

G – сила веса бойка со штоком;

F_1 – сила трения между основанием бойка и опорной поверхностью;

F_2 – сила трения между штоком и направляющей;

$R = (c_1 + c_2) \cdot x$ – суммарная сила упругости пружин;

где: c_1, c_2 – коэффициенты жесткости пружин.

$0 \leq x \leq S_0$ – перемещение бойка при зарядке.

$$F_1 + F_2 = F = f_1 \cdot N = f_1 \cdot G \cdot \sqrt{(\cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \rho)^2 + (\sin \varphi + \frac{\varepsilon \cdot \rho}{g})^2}$$

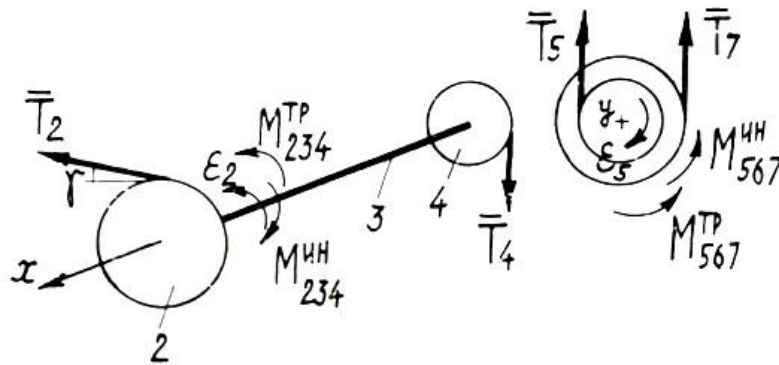


Рис. 5. К выводу уравнения (6)

Силу T определим из условия движения системы 2–7 при зарядке (рис.5).

Расчленив систему на две части 2–3–4 и 5–6–7 имеем уравнения:

$$\varepsilon_2 = (J_2^x + J_3^x + J_4^x) = T_2 \cdot R_2 - T_4 \cdot R_4 - M_{2-3-4}^{TP} \quad (4)$$

$$\varepsilon_5 = (J_5^y + J_6^y + J_7^y) = T_5 \cdot R_5 - T_7 \cdot R_7 - M_{5-6-7}^{TP} \quad (5)$$

Здесь $(J_2^x + J_3^x + J_4^x) = J_{2-3-4}^x$ и $(J_5^y + J_6^y + J_7^y) = J_{5-6-7}^y$ – приведенные моменты инерции масс соответствующих частей системы относительно осей вращения X и Y;

$M_{2-3-4}^{TP}, M_{5-6-7}^{TP}$ – приведенные моменты от сил трения 2–3–4 и 5–6–7 частей системы, согласно рис.8,9 равные:

$$\begin{aligned}
 M_{2-3-4}^{TP} &= \sqrt{Q_I^{y^2} + Q_I^{z^2}} \cdot f' \cdot R_3 = \\
 &= \sqrt{\left[T_2 \cdot \cos(\gamma + \varphi) + \frac{G_{234}}{g} \cdot (g \cdot \sin \varphi + \varepsilon \cdot \rho_1) \right]^2 + \left[T_4 - T_2 \cdot \sin(\gamma + \varphi) + \frac{G_{234}}{g} \cdot (g \cdot \cos \varphi - \omega^2 \cdot \rho_1) \right]^2} \cdot f' \cdot R_3 \\
 M_{5-6-7}^{TP} &= Q_{II}^y \cdot f' \cdot \left(\frac{R_{60} + R_6}{2} \right) + Q_{II}^z \cdot f' \cdot R_6 = \\
 &= \left\{ G_{567} \cdot \sin \varphi + \frac{\omega^2 \cdot \rho_2}{g} \cdot \sin \beta (G_7 - G_5) + \frac{\varepsilon}{g} [\rho_2 \cdot \cos \beta (G_5 + G_7) + \rho_1 \cdot G_6] \right\} \cdot f' \cdot \frac{R_{60} + R_6}{2} + \\
 &+ \left\{ G_{576} \cdot \cos \varphi - T_5 - T_7 - \frac{\omega^2}{g} \cdot [\rho_2 \cdot \cos \beta (G_5 + G_7) + \rho_1 \cdot G_6] \right\} \cdot f' \cdot R_6
 \end{aligned}$$

: f' – приведенный коэффициент трения, определяемый через коэффициент трения f соответствующих плоских поверхностей. Для приработавшихся цапф – по формуле Рейе: $f' = \frac{4}{\pi} \cdot f$,

$$\rho_2 = \sqrt{\rho_1^2 + l^2},$$

$$\beta = \arctg \frac{l}{\rho}$$

Из уравнений (4) и (5) с учетом $T_4 = T_5$ имеем

$$T_7 = \frac{1}{R_7} \cdot \left[\frac{R_5}{R_4} \left(T_2 \cdot R_2 - \varepsilon_2 \cdot J_{2-3-4}^x - M_{2-3-4}^{TP} \right) - \varepsilon_5 \cdot J_{5-6-7}^y - M_{5-6-7}^{TP} \right] \quad (6)$$

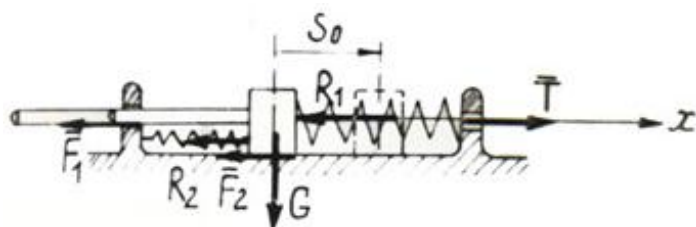
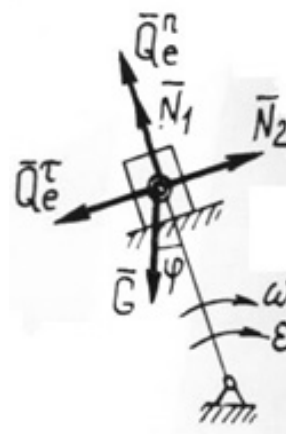
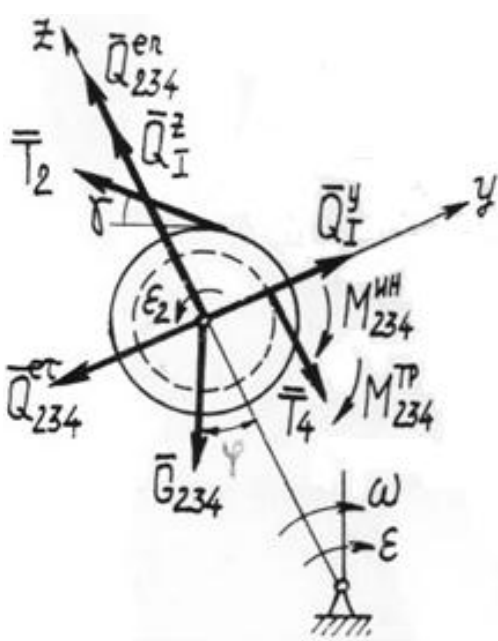
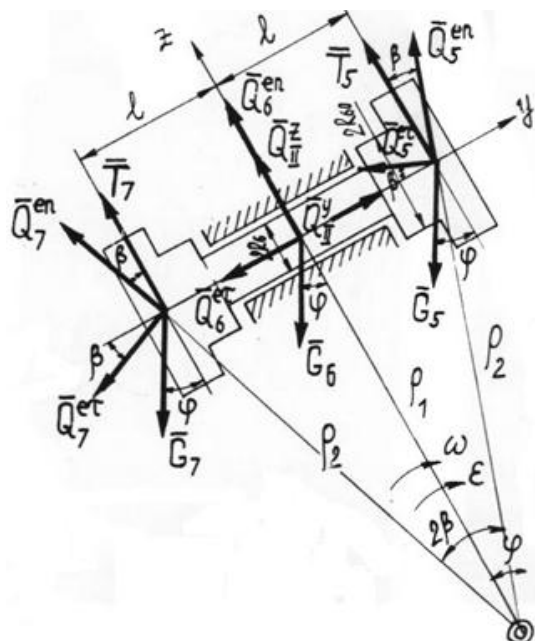


Рис. 6. К выводу уравнения (8)

Рис. 7. К определению реакций N_1 и N_2 Рис. 8. К определению реакций Q_1^y и Q_1^z на этапе зарядкиРис. 9. К определению реакций Q_{II}^y и Q_{II}^z

С учетом $\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \cdot \frac{l_1}{R_2}$ и $\varepsilon_5 = \varepsilon_1 \cdot \frac{l_1 \cdot R_4}{R_2 \cdot R_5}$ выражение (6) принимает

$$\text{вид: } T_7 = \frac{1}{R_7} \cdot \left[\frac{R_5}{R_4} (T_2 \cdot R_2 - M_{2-3-4}^{TP}) - \varepsilon_1 \cdot \frac{l_1}{R_2} \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \cdot J_{2-3-4}^x + \frac{R_4}{R_5} \cdot J_{5-6-7}^y \right) - M_{5-6-7}^{TP} \right] \quad (7)$$

Запишем уравнение движения бойка при зарядке

$$m \cdot a = T - F - R \quad (8)$$

Подставляя значения T, F, R в уравнении (8), преобразуя и учитывая, что

$$\varepsilon_1 \cdot \frac{l_1 \cdot R_4}{R_2 \cdot R_5} = \frac{a}{R_1} = \frac{\ddot{x}}{R_7}, T=T_7 \text{ получим}$$

$$\left[\frac{G}{g} + \frac{1}{R_7^2} \cdot \left(\frac{R_5^2}{R_4^2} \cdot J_{2-3-4}^x + J_{5-6-7}^y \right) \right] \cdot \ddot{x} + c \cdot x + f_1 \cdot \frac{G}{g} \sqrt{(g \cdot \cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \rho)^2 + (g \cdot \sin \varphi + \varepsilon \cdot \rho)^2} - \\ - \frac{1}{R_7} \left[\frac{R_5}{R_4} (T_2 \cdot R_2 - M_{2-3-4}^{TP}) - M_{5-6-7}^{TP} \right] = 0 \quad (9)$$

2). Движение элементов боевого механизма на этапе разгона.

В полученное дифференциальное уравнение движения бойка при зарядке (9) входит неизвестная переменная сила T_2 . Поэтому определять коэффициент жесткости C пружин из уравнения (9) нельзя. Коэффициент C можно определить из решения уравнения движения бойка на IV этапе (бой), когда основная гибкая связь провисает и можно полагать $T_2=0$.

Рассмотрим движение бойка на IV этапе. На 1 участке этого этапа боек на перемещении S_1 осуществляет разгон прокладчика утка (рис.10) и имеет место их совместное движение до момента времени τ_1 , когда скорость бойка достигает максимальной величины V_{\max} и происходит отрыв прокладчика утка от бойка.

Уравнение движения бойка с прокладчиком на 1 участке имеет вид:

$$(m_1 + m)\ddot{x} = -T - F_1 - F_2 - F_3 - F_4 + R_1 + R_2 \quad (10)$$

здесь m_1 – масса прокладчика;

F_1, F_2, F_3, F_4 – силы трения штока, бойка и прокладчика о направляющие элементы;

R_1, R_2 – силы упругости пружин;

T – натяжение дополнительной гибкой связи.

Примем за начало отсчета крайнее положение бойка, которое он занял в конце II этапа при зарядке на перемещении S_0

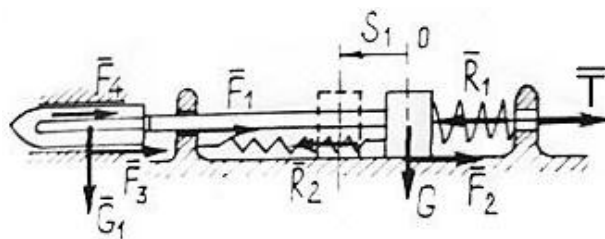


Рис. 10. К выводу уравнения (10)

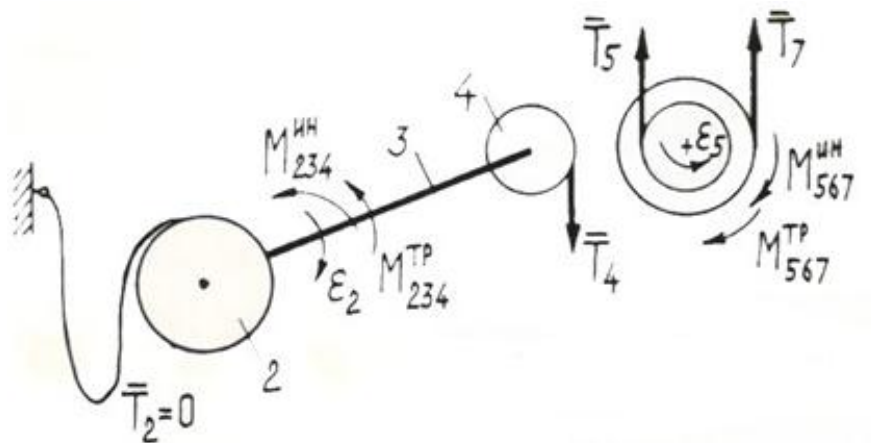


Рис. 11. К выводу уравнения (11)

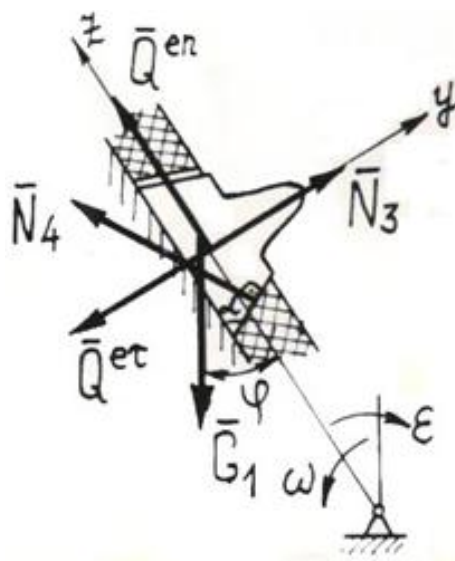


Рис. 12. К определению реакций N_3 и N_4

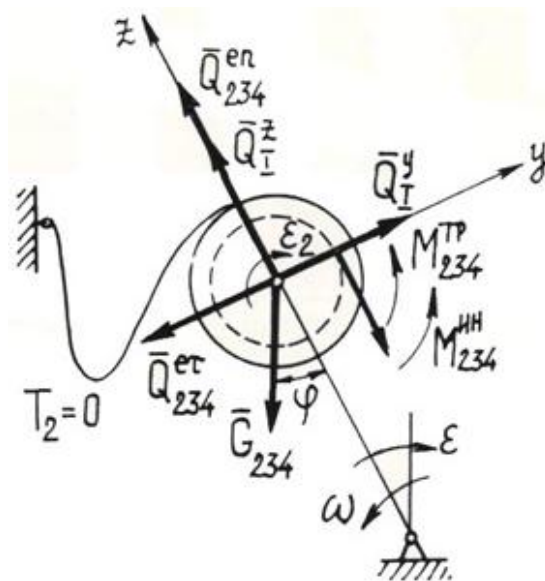


Рис. 13. К определению реакций на этапе разгона

$$R_1 = c_1(S_0 - x) ,$$

$$R_2 = c_2(S_0 - x) ,$$

$$R_1 + R_2 = (c_1 + c_2) \cdot S_0 - (c_1 + c_2) \cdot x = c \cdot S_0 - c \cdot x = R_0 - c \cdot x$$

где x – перемещение бойка относительно начального положения.

$$F_1 + F_2 = f_1 \cdot G \cdot \sqrt{\left(\cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \frac{\rho}{g} \right)^2 + \left(\sin \varphi + \varepsilon \cdot \frac{\rho}{g} \right)^2}$$

Силы трения между корпусом прокладчика и направляющими элементами приемной коробки (рис.12) равны:

$$F_3 = f_2 \cdot N_3 = f_2 \cdot \frac{G_1}{g} \left[(g \cdot \cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \rho) \cdot \operatorname{ctg} \alpha + g \cdot \sin \varphi + \varepsilon \cdot \rho \right]$$

$$F_4 = f_3 \cdot N_4 = f_3 \cdot \frac{G_1}{g} \cdot (g \cdot \cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \rho) \cdot \operatorname{csc} \alpha$$

Натяжение T дополнительной гибкой связи определим из условия движения системы 2–7 при разгоне с учетом $T_2=0$ и нового, по сравнению с этапом зарядки, направления вращения (рис.11). Полагаем также, что проскальзывание на блоке 8 отсутствует.

Тогда

$$T = T_7 = \frac{1}{R_7} \cdot \left[\frac{R_5}{R_4} \cdot M_{2-3-4}^{TP} + \varepsilon_2 \left(\frac{R_5}{R_4} \cdot J_{2-3-4}^x + \frac{R_4}{R_5} \cdot J_{5-6-7}^y \right) + M_{5-6-7}^{TP} \right] \quad (11)$$

Входящие в выражение (11) моменты от сил трения равны

$$M_{2-3-4}^{TP} = \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot R_3 \cdot \sqrt{\left[\frac{G_{234}}{g} \cdot (g \cdot \sin \varphi + \varepsilon \cdot \rho_1) \right]^2 + \left[T_4 + \frac{G_{234}}{g} \cdot (g \cdot \cos \varphi - \omega^2 \cdot \rho_1) \right]^2}$$

$$M_{5-6-7}^{TP} = \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot \frac{R_{60} + R_6}{2} \cdot \left\{ G_{567} \cdot \sin \varphi + \frac{\omega^2 \cdot \rho_2}{g} \cdot \sin \beta (G_7 - G_5) + \frac{\varepsilon}{g} \cdot [\rho_2 \cdot \cos \beta (G_5 + G_7) + \rho_1 G_6] \right\} +$$

$$+ \frac{\pi}{2} \cdot f \cdot R_6 \cdot \left\{ G_{567} \cdot \cos \varphi - T_5 - T_7 - \frac{\omega^2}{g} \cdot [\rho_2 \cdot \cos \beta (G_5 + G_7) + \rho_1 G_6] \right\}$$

Подставляя значения T, F, R в уравнение (10), преобразуя и учитывая, что

$$\varepsilon_2 \cdot \frac{R_4}{R_5} = \frac{a}{R_7} = \frac{\ddot{x}}{R_7}, \text{ получим:}$$

$$\left[\frac{G_1}{g} + \frac{G_2}{g} + \frac{1}{R_7^2} \cdot \left(\frac{R_5^2}{R_4^2} \cdot J_{2-3-4}^x + J_{5-6-7}^y \right) \right] \cdot \ddot{x} + c \cdot x + f_1 \cdot \frac{G}{g} \cdot \sqrt{(g \cdot \cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \rho)^2 + (g \cdot \sin \varphi + \varepsilon \cdot \rho)^2} +$$

$$+ f_2 \cdot \frac{G_1}{g} \cdot (g \cdot \sin \varphi + \varepsilon \cdot \rho) + \frac{1}{g} \cdot (f_2 \cdot G_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha + f_3 \cdot G_1 \cdot \operatorname{csc} \alpha) \cdot (g \cdot \cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \rho) -$$

$$- R_0 + \frac{1}{R_7} \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \cdot M_{2-3-4}^{TP} + M_{5-6-7}^{TP} \right) = 0 \quad (12)$$

$$\text{Обозначим } \frac{1}{R_7^2} \cdot \left(\frac{R_5^2}{R_4^2} \cdot J_{2-3-4}^x + J_{5-6-7}^y \right) = q,$$

$$f_1 \cdot \frac{G}{g} \cdot \sqrt{(g \cdot \cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \rho)^2 + (g \cdot \sin \varphi + \varepsilon \cdot \rho)^2} +$$

$$+ f_2 \cdot \frac{G_1}{g} \cdot (g \cdot \sin \varphi + \varepsilon \cdot \rho) + \frac{1}{g} \cdot (f_2 \cdot G_1 \cdot \operatorname{ctg} \alpha + f_3 \cdot G_1 \cdot \operatorname{csc} \alpha) \cdot (g \cdot \cos \varphi - \omega_e^2 \cdot \rho) +$$

$$+ \frac{1}{R_7} \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \cdot M_{2-3-4}^{TP} + M_{5-6-7}^{TP} \right) = F$$

Полагая $q = \text{const}$ и $F = \text{const}$ на 1 участке имеем следующее уравнение движения:

$$(m + m_1 + q) \cdot \ddot{x} + c \cdot x = c \cdot S_0 - F, \quad (13)$$

где $0 \leq x \leq S_1$

или с учетом обозначений

$$m + m_1 + q = p, \quad \frac{c}{p} = k^2, \quad \frac{c \cdot S_0 - F}{c} = a, \quad \ddot{x} + k^2 \cdot x = k^2 \cdot a. \quad (14)$$

3). Расчет коэффициента жесткости рабочей пружины.

Как известно [4,5] общее решение линейного дифференциального уравнения вида (14) имеет вид:

$$x = a + A \cdot \sin k \cdot t + B \cdot \cos k \cdot t,$$

$$\text{тогда } \dot{x} = A \cdot k \cdot \cos k \cdot t - B \cdot k \cdot \sin k \cdot t$$

Определяя постоянные A и B из начальных условий $x_{t=0} = 0$,

$\dot{x}_{t=0} = 0$, получаем закон движения бойка

$$x = a \cdot (1 - \cos k \cdot t) \quad (15)$$

Дифференцируя по времени t , находим скорость и ускорение

$$\dot{x} = a \cdot k \cdot \sin k \cdot t \quad (16)$$

$$\ddot{x} = a \cdot k^2 \cdot \cos k \cdot t \quad (17)$$

В конце 1 участка в момент времени $t = \tau_1$ должен произойти отрыв прокладчика утка от бойка боевого механизма. При этом должны выполняться следующие условия $x_{t=\tau_1} = 0$, $\dot{x}_{t=\tau_1} = V_{\max}$, $\ddot{x}_{t=\tau_1} = 0$, подставляя которые в уравнения (15-17), получаем:

$$1) \ 0 = a \cdot k^2 \cdot \cos k \cdot \tau_1 \text{ так как } a \neq 0 \left(S_0 > \frac{F}{c} \right) \text{ и } k \neq 0, \text{ то } \cos k \cdot \tau_1 = 0$$

$$\text{откуда } \tau_1 = \frac{\pi}{2 \cdot k}, \frac{3 \cdot \pi}{2 \cdot k}, \frac{5 \cdot \pi}{2 \cdot k}, \dots, \frac{(2 \cdot j - 1) \cdot \pi}{2 \cdot k}$$

$$\text{Для первого периода имеем два значения } \tau_1 : \tau_1^I = \frac{\pi}{2 \cdot k} \text{ и } \tau_1^{II} = \frac{3 \cdot \pi}{2 \cdot k}$$

$$2) \ V_{\max} = a \cdot k \cdot \sin k \cdot \tau_1 > 0.$$

$$\text{Этому удовлетворяет значение } \tau_1 = \frac{\pi}{2 \cdot k} \text{ (при } \tau_1 = \frac{3 \cdot \pi}{2 \cdot k} \sin k \cdot \tau_1 = -1 \text{)}.$$

$$\text{Таким образом, при } \tau_1 = \frac{\pi}{2 \cdot k} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{p}{c}} \quad (18)$$

$$V_{\max} = a \cdot k \cdot \left(S_0 - \frac{F}{c} \right) \cdot \sqrt{\frac{c}{p}} \quad (19)$$

V_{\max} – это скорость прокладчика утка в конце разгона (начальная скорость движения в зеве), определенная ранее [6].

Зная величину V_{\max} из уравнения (19) определим суммарную жесткость пружин C :

$$V_{\max} \cdot \sqrt{c \cdot p} = c \cdot S_0 - F$$

$$S_0^2 \cdot c^2 - (2 \cdot S_0 \cdot F + V_{\max}^2 \cdot p) \cdot c + F^2 = 0$$

$$c = \frac{2 \cdot S_0 \cdot F + V_{\max}^2 \cdot p \pm V_{\max} \cdot \sqrt{p \cdot (4 \cdot S_0 \cdot F + V_{\max}^2 \cdot p)}}{2 \cdot S_0^2} \quad (20)$$

3)

$$S_1 = a \cdot (1 - \cos k \cdot \tau_1)$$

$$\text{При } \tau_1 = \frac{\pi}{2 \cdot k}, \quad S_1 = a = S_0 - \frac{F}{c} \quad (21)$$

Отметим здесь, что $S_1 < S_0$.

Для предварительного анализа работы боевого механизма была разработана программа определения величин, входящих в уравнение (12). Расчеты по определению моментов от сил инерции и сил трения при срабатывании боевого механизма показали, что значение правой части уравнения (13) существенно изменяется, то есть принятое допущение $F = \text{const}$ неверно и проводить определение коэффициента жесткости пружины описанным выше способом нельзя. Приведенная методика будет применима, если срабатывание боевого механизма происходит без поворота системы 2–7. В этом случае можно считать значение правой части уравнения (13) постоянной, так как при разгоне прокладчика суммарная сила трения изменяется незначительно, а именно от 45,514 г до 45,204 г.

Этого можно достигнуть, если в описанной конструкции боевого механизма каретку выполнить, не связывая ее жестко с боевым штоком. Тогда каретка после зарядки боевого механизма под действием пружины будет возвращаться в исходное положение, осуществляя одновременно поворот системы передач. Таким образом, срабатывание боевого механизма будет происходить независимо от привода.

Выводы

Исходными параметрами для проектирования боевого механизма модернизируемого ковроткацкого станка являются масса прокладчика, его начальная скорость при входе в зев, кинематические параметры батана и величина начальной деформации пружины.

Литература

1. Рыбаков В.А. Исследование и методы проектирования механизмов прокладывания и прибоа утка на модернизированном ковроткацком станке: Дисс... к.т.н. – Кострома, 1982, -275 с.
2. Цветков Ю.Н., Горбунов А.П., Рыбаков В.А., Мартышенко В.А. Боевой механизм ткацкого станка. Авт. свид. СССР №1008300 Кл. ДОЗД 49/32.
3. Рыбаков В.А., Аносов В.Н., Цветков Ю.Н. Боевой механизм для ковроткацких станков с малогабаритными прокладчиками. Сб. науч. трудов КТИ, Кострома, 1985.
4. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М., «Высшая школа», 1972. – 416 с.
5. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. М., «Наука», 1979.- 384 с.
6. Рыбаков В.А., Мартышенко В.А., Аносов В.Н., Цветков Ю.Н. Определение закона движения прокладчика утка на ковроткацком

станке. Изв. вузов «Технология текстильной промышленности», № 3, 1982.