

УДК 687.053.22

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ОТКЛОНЕНИЯ ИГЛЫ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

А.Г. Семин, А.М. Тимофеев, А.В. Локтионов, С.С. Власенко

Кулачково-рычажные механизмы, используемые в качестве привода рамки игловодителя швейной машины зигзагообразной строчки, на высоких скоростях не обеспечивают надежную работу машины.

Предлагаемый зубчато-рычажный механизм имеет лучшие динамические характеристики [1]. Кулиса механизма шарнирно соединена шатуном с рамкой игловодителя. Вращательное движение водила преобразуется в качательное движение рамки, которая имеет остановки в крайних и среднем положениях.

При проектировании таких механизмов необходимо знать усилия, возникающие в зацеплении зубчатых колес и реакции в кинематических парах. Реакция в шарнире шатуна с рамкой (D) определяется из выражения

$$R_D = \frac{M_1}{l_1}, \quad (1)$$

где $M_1 = I_1 \cdot \varepsilon_1$ – момент сил инерции рамки игловодителя; I_1 и ε_1 – соответственно момент инерции и угловое ускорение рамки; l_1 – радиус вращения шарнира шатуна и рамки. Учитывая, что $\varepsilon_1 = \frac{l_2 \varepsilon_2}{l_1}$, получим

$$R_D = \frac{I_1 l_2 \varepsilon_2}{l_1^2}, \quad (2)$$

где ε_2 – угловое ускорение кулисы; l_2 – радиус вращения шарнира шатуна и кулисы (C).

Движение шатуна считаем поступательным (угол его поворота составляет $1,7^\circ$). Реакция в шарнире C определяется из условия равновесия шатуна

$$R_C = R_D + m_1 a_1, \quad (3)$$

где $a_1 = \varepsilon_2 l_2$ – ускорение шатуна; m_1 – масса шатуна.

Из равенства (3) с учетом (2) получим

$$R_C = \varepsilon_2 l_2 \left(\frac{I_1}{l_1^2} + m_1 \right). \quad (4)$$

Условие равновесия кулисы имеет вид:

$$R_C \cdot l_2 \cdot \cos \varphi + M_2 + M_3 - R_B h_1 = 0, \quad (5)$$

где $M_2 = I_2 \varepsilon_2$ – момент сил инерции кулисы; I_2 – момент инерции кулисы; $M_3 = m_2 h_1^2 \varepsilon_2$ – момент сил инерции камня; m_2 – масса камня; R_B – реакция в шарнире выступа сателлита и камня (B); h_1 – плечо реакции R_B ; φ – угол поворота кулисы.

Из (5) имеем

$$R_B = \frac{\varepsilon_2}{h_1} \left[l_2^2 \left(\frac{I_1}{l_1^2} + m_1 \right) \cos \varphi + I_2 + m_2 h_1^2 \right]. \quad (6)$$

Условие равновесия сателлита имеет вид:

$$R_B \cdot h_2 - Q \cdot r = 0, \quad (7)$$

где h_2 – плечо реакции R_B относительно оси сателлита; Q – усилие в зацеплении; r – радиус делительной окружности сателлита. Установлено, что

$$h_2 = K \cdot r \cdot \cos(3\alpha + \varphi), \quad (8)$$

где K – коэффициент, зависящий от конструктивных параметров механизма [1]; α – угол поворота водила 2 (рис. 1).

Из (7) с учетом (6) и (8) получим выражение окружного усилия в зубчатом зацеплении

$$Q = \frac{\varepsilon_2}{h_1} \left[l_2^2 \left(\frac{I_1}{l_1^2} + m_1 \right) \cos \varphi + I_2 + m_2 h_1^2 \right] K \cdot \cos(3\alpha + \varphi). \quad (9)$$

Силовой анализ механизма выполнен для швейной машины зигзагообразной строчки с промежуточным проколом. Зубчато-рычажный механизм должен иметь передаточное отношение зубчатых колес $U = 4$. Согласно кинематическим исследованиям [1], максимальное ускорение кулисы $\varepsilon_2 \max = 12\omega_0^2$, где $\omega_0 = \frac{\omega}{4}$ – угловая скорость водила; ω – угловая скорость главного вала. При частоте вращения главного вала $n = 2000$ об/мин имеем $\omega_0 = 52,3$ 1/с и $\varepsilon_2 \max = 32823$ 1/с.

Массы и моменты инерции звеньев механизма определены экспериментальными и аналитическими методами. Наибольшее окружное усилие Q возникает при промежуточном проколе иглы, когда водило занимает положение, близкое к вертикальному.

На рис. 1 представлен график изменения окружной силы Q в зависимости от угла α поворота водила, максимальное значение которой составляет 18н.

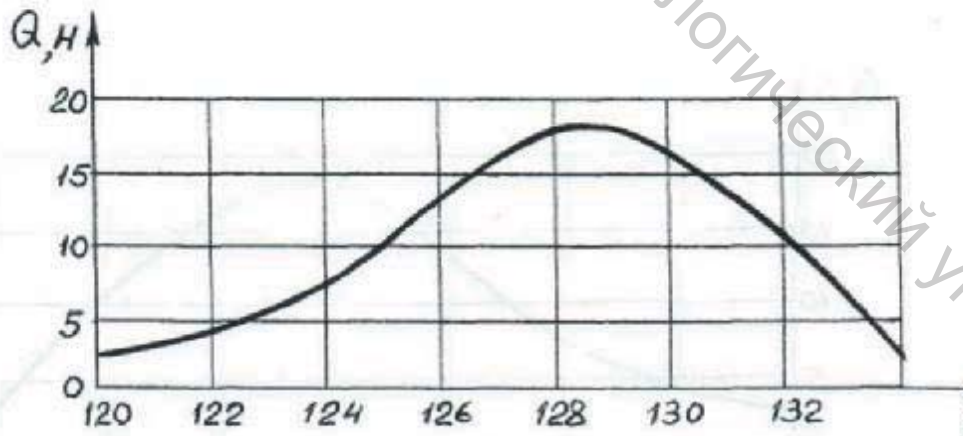


Рисунок 1 – Изменение окружной силы Q от угла поворота водила α

Следует отметить, что рамка и шатун, имеющие значительные массы, из-за небольшой величины l_2 мало влияют (не более 20%) на усилие в зацеплении. Наибольшее влияние на последнее оказывает масса кулисы.

Исследованиями установлено, что небольшая величина нагрузки в зубчатом зацеплении предлагаемого механизма позволит увеличить скорость машины и

выполнить зубчатые колеса мелко модульными, что способствует, в свою очередь, уменьшению шума и габаритов механизма.

Список использованных источников

1. Семин, А. Г. Исследование механизма с прерывистым движением выходного звена / А. Г. Семин, А. М. Тимофеев, А. В. Локтионов // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. — 2002. — №3 - 4, С. 12 — 16.

УДК 677.026.442

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМПУЛЬСНЫХ ФУНКЦИЙ

С.В. Жерносек, А.В. Локтионов, А.С. Соколова

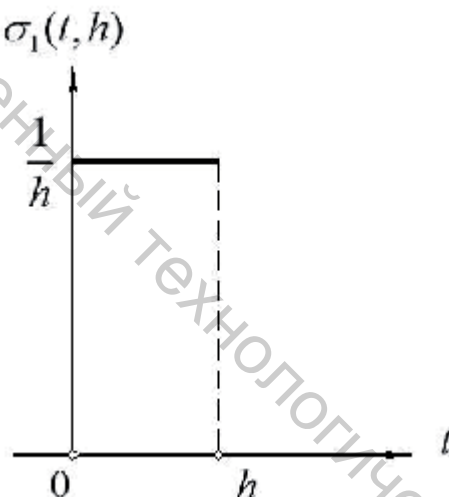


Рисунок 1 — График функции $\sigma_1(t, h)$

Процесс расщипывания связан с движением волокна по зубу и характеризуется высокой интенсивностью. Положение материальной точки в заданной системе координат определяется координатами X и Y . Силы, действующие очень короткий промежуток времени, в механике целесообразно рассматривать как силы, действующие мгновенно, но имеющие конечный импульс. Выделим массу m непрерывно движущегося волокна, сосредоточенную в точке M пространства R_n . Тогда силы, действующие на волокно, будут приложены в точке M . Если эти силы мысленно заменить одной равнодействующей и рассмотреть функцию σ_1 как значение данной силы, действующей в промежуток времени t от 0 до h , а в остальных случаях равной нулю (рис. 1), то импульс I этой силы вычисляется по формуле

$$I \cdot \Delta t = \frac{1}{h} \cdot h = 1.$$
 С математической точки зрения, данная функция является кусочно-непрерывной [1].