

ческие зависимости изменения $\dot{\varphi}_2$ от величины перемещения Δ натяжного ролика (рис. 4). Из них видно, что при $\Delta = 2,0$ мм, амплитуда колебаний угловой скорости ведомого шкива увеличивается до 98с^{-1} . При этом средняя угловая скорость $\dot{\varphi}_2 = 4,2 \cdot 10^2 \text{с}^{-1}$. Максимальное значение угловой скорости соответствует при $\varphi_p = \pi/2$, а минимальное значение при $\varphi_p = 3\pi/2$. С увеличением радиуса натяжного ролика уменьшается частота колебаний угловой скорости.

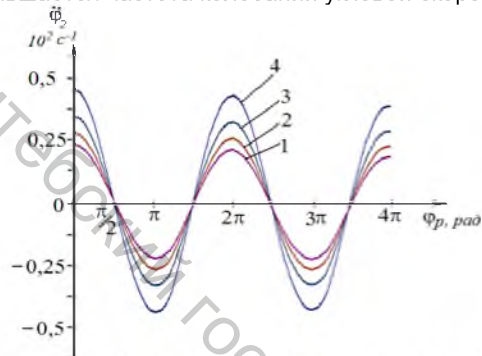


Рисунок 3 – Закономерности изменения углового ускорения ведомого шкива при различных значениях радиуса натяжного ролика:

$$1 - r_p = 3,0 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$2 - r_p = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; 3 - r_p = 4,0 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$4 - r_p = 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \text{ при } \Delta = 1,5 \text{ мм}$$

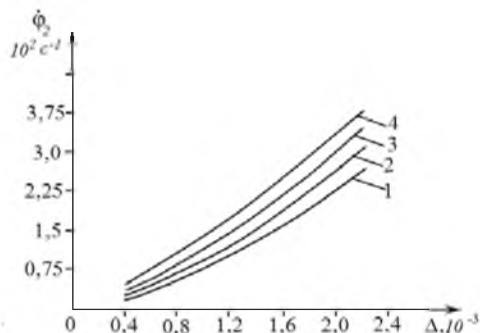


Рисунок 4 – Зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива в функции величины деформации упругого элемента натяжного ролика ременной передачи:

$$1 - r_p = 3,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}; 2 - r_p = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$3 - r_p = 4,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}; 4 - r_p = 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

Увеличение радиуса натяжного ролика приводит к возрастанию перемещения Δ , тем самым к увеличению $\Delta \dot{\varphi}_2$ по нелинейной закономерности. Поэтому для того, чтобы изменение радиуса натяжного ролика не влияло на размах колебаний угловой скорости ведомого шкива, необходимым считается изменение перемещения Δ (деформация упругой втулки) натяжного ролика на соответствующее значение. С увеличением радиуса натяжного ролика от $3,0 \cdot 10^{-2}$ м до $4,5 \cdot 10^{-2}$ м при $\Delta = 1,5$ мм амплитуда колебаний угловой скорости ведомого шкива ременной передачи увеличивается от $0,24 \cdot 10^2 \text{с}^{-2}$, а при $\Delta = 2,5$ мм, $A\dot{\varphi}_2$ увеличивается от $0,36 \cdot 10^2 \text{с}^{-2}$ до $0,57 \cdot 10^2 \text{с}^{-2}$. Кроме того, среднее значение передаточного отношения ременной передачи равно 1,375. При перемещении (деформации упругого элемента) натяжного ролика $\Delta = 2,0$ мм амплитуда колебаний передаточного отношения ременной передачи доходит до 0,045.

УДК 621.01

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА

Мансурова М.А., зав. каф., Мансурова Д.С., проф., Умарова З.М., соиск.

Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности,
г. Ташкент, Республика Узбекистан

Рекомендуемый механизм перемещения материала снабжен накопителем энергии в виде конической пружины, который действует при горизонтальном перемещении рейки и механизм выполнен в виде замкнутой кинематической цепи. Механизм перемещения материала работает следующим образом. Кривошип 2 получает вращательное движение от распределительного вала машины, который вращается на оси А (рис. 1).

От кривошипа 2 движение передается к шатуну 3 и далее к двуплечему коромыслу 4-5, который за счет шарнирного соединения приводит в движение рычаг 12 с рейкой 6. В холостом движении рычага 12 с рейкой 6 коническая пружина 7 сжимается и накапливает необходимую энергию. При этом рычаг 12 движется вправо и точка (шарнир) М находится в нижнем положении. При дальнейшем вращении кривошипа 2, рычаг 12 с рейкой 6 движется влево (рабочий ход) и пружина 7 помогает этому движению за счет накопленной энергии, т.е. движение ускоряется за счет нелинейно увеличивающейся жесткости конической пружины 7. В процессе движения рычага 12 с рейкой 6 влево (при перемещении материала) точка (шарнир) М находится в верхнем

положении. Это обеспечивается движением ползуном (камня) 13 и коромысла 10-11, который получает колебательное движение от распределительного вала через кривошип 9 и шатун 8. Необходимые положения шарнира М в определенных положениях рычага 12 рейкой 6 обеспечивается относительным фазовым сдвигом (установка на распределительном валу) кривошипов 2 и 8.

Из расчетной схемы (рис. 1) видно, что для использования замкнутых векторных контуров выделены треугольники ABD, BCD, ANH, MNH. При этом следует определить аналитические выражения для определения углов положение кривошипов, шатунов и коромысла, а также положения точек Е,К,Г. При этом необходимо определить $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_9, \varphi_{10}$.

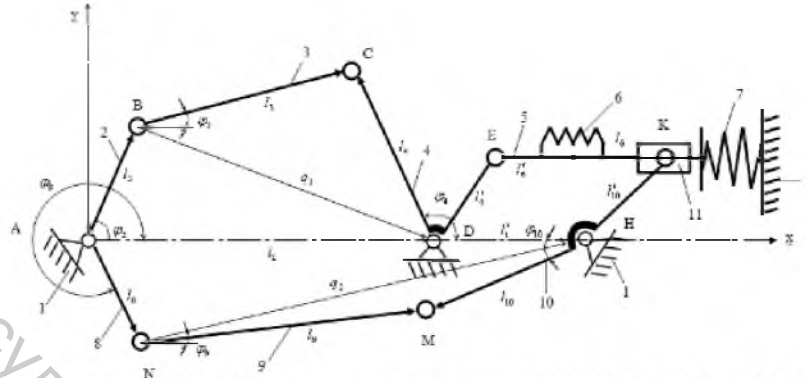


Рисунок 1 – Кинематическая схема механизма перемещения материала швейной машины

Для этого воспользуемся методикой приведенной в работах [1,2,3]. Для рассматриваемых векторных контуров получим следующие векторные уравнения:

$$\begin{aligned} \vec{l}_2 + \vec{q}_1 &= \vec{l}_1; \quad \vec{l}_3 + \vec{q}_1 = \vec{l}_4; \\ \vec{l}_8 + \vec{q}_2 &= \vec{l}_1 + \vec{l}_1'; \quad \vec{l}_9 + \vec{q}_2 = \vec{l}_{10}; \end{aligned} \quad (1)$$

где \vec{q}_1, \vec{q}_2 переменные по модулю векторы, определяющие положения точек В,Н,Д,Н. Полученные векторные уравнения (1) спроектируем на координатные оси Х и Y:

$$\begin{aligned} l_2 \cos \varphi_2 + q_1 \cos \varphi_{q_1} - l_1 &= 0; \quad l_3 \cos \varphi_3 + q_1 \cos \varphi_{q_1} - l_4 \cos \varphi_4 = 0; \\ l_8 \cos \varphi_8 + q_2 \cos \varphi_{q_2} - l_1 - l_1' &= 0; \quad l_9 \cos \varphi_9 + q_2 \cos \varphi_{q_2} - l_{10} \cos \varphi_{10} = 0; \\ l_2 \sin \varphi_2 + q_1 \sin \varphi_{q_1} &= 0; \quad l_3 \sin \varphi_3 + q_1 \sin \varphi_{q_1} + l_4 \sin \varphi_4 = 0; \\ -l_8 \sin \varphi_8 + q_2 \sin \varphi_{q_2} &= 0; \quad l_9 \sin \varphi_9 + q_2 \sin \varphi_{q_2} - l_{10} \sin \varphi_{10} = 0; \end{aligned} \quad (2)$$

где $\varphi_1, \varphi_{q_1}, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_8, \varphi_{q_2}, \varphi_9, \varphi_{10}$ – углы между осью Х и соответствующих векторов.

Беря производные по времени $\varphi_3, \varphi_4, \varphi_9$ и φ_{10} угловых перемещений шатунов и двуплечих рычагов механизма применения материала швейной машины находим угловые скорости. Формула для расчета угловой скорости коромысла имеет вид:

$$\begin{aligned} \omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt} = \frac{l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 (l_1 - l_2 \cos \varphi_2) - l_2^2 \dot{\varphi}_2 \sin^2 \varphi_2 - 4l_2 l_1 l_3 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 \sqrt{l_2^2 + l_1^2 - 2l_2 l_1 \cos \varphi_2} -}{(l_1 - l_2 \cos \varphi_2)^2 + l_2^2 \sin^2 \varphi_2 + 4l_2^2 l_1^2 \sqrt{l_2^2 + l_1^2 - 2l_2 l_1 \cos \varphi_2}} - \\ - \frac{(l_3^2 + l_2^2 + l_1^2 - l_4^2 - 2l_2 l_1 \cos \varphi_2) \cdot 2l_2 l_1 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2}{(l_3^2 + l_2^2 + l_1^2 - l_4^2 - 2l_2 l_1 \cos \varphi_2)^2 \sqrt{l_2^2 + l_1^2 - 2l_2 l_1 \cos \varphi_2}} \end{aligned} \quad (3)$$

При этом аналитическое выражение для определения закона изменения угловых перемещений двуплечего коромысла и узла перемещения рейки механизма перемещения материала в швейной машине имеет вид:

$$\varphi_4 = \arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} + \arccos \frac{(l_4^2 - l_3^2) \sin^2 \left(\arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \right) + l_2^2 \sin^2 \varphi_2}{2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \right)} \quad (4)$$

Беря производную по времени от (4) определим закон изменения угловой скорости двуплечего коромысла $\dot{\varphi}_4$ механизма перемещения материала:

$$\omega_4 = \frac{d\varphi_4}{dt} = \frac{l_2 \cos \varphi_2 \cdot (l_1 - l_2 \cos \varphi_2) - \frac{1}{2} l_2^2 \sin 2\varphi_2}{(l_1 - l_2 \cos \varphi_2)^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi_2} \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} +$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} \left\{ \left[(l_4^2 - l_3^2) \sin 2 \left(\arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \right) \cdot \frac{l_2 \cos \varphi_2 (l_1 - l_2 \cos \varphi_2) - l_2^2 \sin^2 \varphi_2 + l_2^2 \sin^2 \varphi_2}{(l_1 - l_2 \cos \varphi_2)^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi_2} + \right. \right.$$

$$\left. + \sqrt{\left\{ 2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \cdot \sin \left[\arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \right] \right\}^2 - \left\{ (l_4^2 l_3^2 \sin^2 \arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} + l_2^2 \sin^2 \varphi) \right\}^2} \right.$$

$$\left. + l_2^2 \sin 2\varphi_2 \right] \cdot 2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \right) - \left[(l_2^2 - l_3^2) \sin^2 \left(\arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \right) + l_2^2 \sin^2 \varphi_2 \right] \cdot$$

$$\cdot \left[2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \right) \right]$$

$$\left. \left\{ 2l_4 l_2 \cos \varphi_2 \cdot \sin \left(\arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \right) + 2l_1 l_2 \sin \varphi_2 \cdot \frac{l_2 \cos \varphi_2 (l_1 - \cos \varphi_2) - \frac{1}{2} l_2^2 \sin^2 \varphi_2}{(l_1 - l_2 \cos \varphi_2)^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi_2} \right\} \right\} \quad (5)$$

Для упрощения задачи обозначим слагаемые через

$$A = \frac{l_2 \cos \varphi_2 (l_1 - \cos \varphi_2) - \frac{1}{2} l_2^2 \sin^2 \varphi_2}{(l_1 - l_2 \cos \varphi_2)^2 - l_2^2 \sin^2 \varphi_2}$$

$$B = \arctg \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l_1 - l_2 \cos \varphi_2} \quad (6)$$

Тогда угловая скорость шатуна и механизма перемещения будет

$$\omega_4 = \left\{ A + \frac{\left[A(l_4^2 - l_3^2) \sin^2 \beta + l_2^2 \sin^2 \varphi_2 \cdot 2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \sin 2\beta - (l_4^2 - l_3^2) \sin^2 \beta + l_2^2 \sin^2 \varphi_2 \right] \cdot \right.$$

$$\left. \frac{\sqrt{(2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \sin 2\beta)^2 - (l_4^2 l_3^2 \sin^2 \beta + l_2^2 \sin^2 \varphi_2)} \cdot (2l_1 l_2 \cos \varphi_2 \sin \beta + 2A 2l_1 l_2 \sin \varphi_2)}{2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \sin \beta} \right\} \frac{d\varphi_2}{dt} \quad (7)$$

Учитывая что, двуплечем коромысла и угол между плечами CD и DE равно $\beta = \angle CDE$, то линейная скорость точки E определяем из выражения

$$\varphi_4' = \varphi_4 + \beta, \quad \frac{d\varphi_4'}{dt} = \frac{d\varphi_4}{dt};$$

$$V_E = l_4^1 \cdot \omega_4 = l_4^1 \frac{d\varphi_2}{dt} \left\{ A + \frac{\left[A(l_4^2 - l_3^2) \sin^2 \beta + l_2^2 \sin^2 \varphi_2 \cdot 2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \sin 2\beta - (l_4^2 - l_3^2) \sin^2 \beta + l_2^2 \sin^2 \varphi_2 \right] \cdot \right.$$

$$\left. \frac{\sqrt{(2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \sin 2\beta)^2 - (l_4^2 l_3^2 \sin^2 \beta + l_2^2 \sin^2 \varphi_2)} \cdot (2l_1 l_2 \cos \varphi_2 \sin \beta + 2A 2l_1 l_2 \sin \varphi_2)}{2l_4 l_2 \sin \varphi_2 \sin \beta} \right\} \quad (8)$$

Численным решением уравнения (8) можно определить конкретные значения линейной скорости точки E рычага - рейки при перемещении материала в швейных машинах.

Предлагаемый механизм позволяет увеличить надежность работы машины за счет снижения нагрузок в кинематических парах и упрощения конструкции, что приводит к увеличению скоростных режимов стачивания материала, тем самым и к повышению производительности швейной машины.

Список использованных источников

1. И.И.Артоболевский Теория механизмов и машин, М.: -1987.
2. А.Джураев и др. Теория механизмов и машин (учебник) Ташкент, Г.Гулям, 2005 г., 596 с.
3. С.Н.Кожевников Теория механизмов и машин (учебник), Киев, 1983.

УДК 685.34.055.4

АНАЛИЗ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СБОРКЕ НОСОЧНОЙ ЧАСТИ ЖЕНСКИХ ЛЕТНИХ ТУФЕЛЬ МОДЕЛИ 847100

Масленников К.В., асп., Емельяненко С.В., студ.

*Витебский государственный технологический университет,
г. Витебск, Республика Беларусь*

В [1] представлена автоматизированная технология сборки деталей верха обуви на примере модели 24142, выпускаемой на СООО "Марко" (г. Витебск), с использованием полуавтомата ПШ-1 [2].

В настоящей работе проведен анализ производительности процесса при автоматизированной сборке носочной части женских летних туфель модели 847100 СООО "Белвест" (г. Витебск) по аналогичной, представленной в [1] технологии.

На рисунке 1 показан контур деталей верха обуви и соединительных строчек. Соединительная строчка состоит из участков 1-4. Размеры поля обработки полуавтомата ПШ-1, на котором выполняется сборка, позволяет одновременно разместить на кассете только одну заготовку.

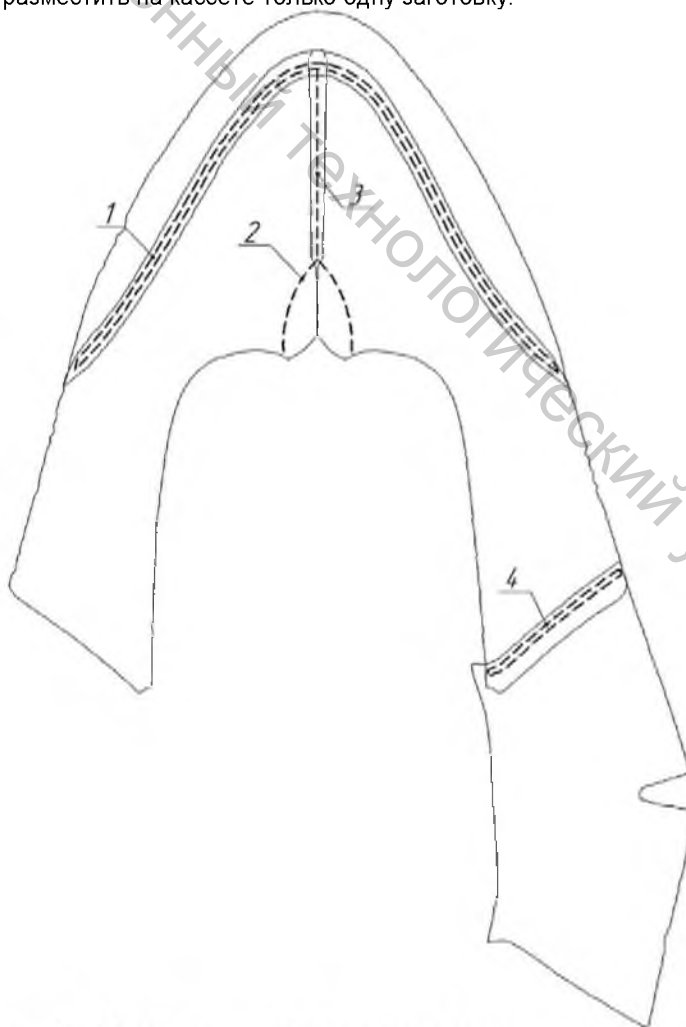


Рисунок 1 – Контур деталей верха обуви и соединительных строчек