

## Определение функциональных характеристик механизма иглы машины двухниточного цепного стежка

Канд. техн. наук доц. В. А. ПИЩИКОВ, инж. В. А. ГОРОБЕЦ

Киевский технологический институт  
легкой промышленности

Оценка, а также выбор структуры и конструкции механизмов иглы машин двухниточного цепного стежка должны осуществляться, прежде всего, на основании учета их функциональных характеристик, обеспечивающих, в частности, надежность взаимодействия иглы с петлителем. В работе [1] определены функциональные характеристики нормального и обращенного кривошипно-ползунных механизмов иглы, показывающие целесообразность использования обращенного механизма иглы в машинах двухниточного цепного стежка, особенно многоигольных.

В большинстве современных машин двухниточного цепного стежка применяются шестизвенные кривошипно-коромысло-ползунные механизмы иглы, которые не получили еще оценки по функциональным характеристикам. В практике машиностроения обычно используются две модификации ( $M_1$  и  $M_2$ ) механизма, схемы которых показаны на рис. 1. Механизм включает шарнирный четырехзвенник  $O_1ABO_2$  и дезаксиальный коромысло-ползунный механизм  $O_2CD$ , последовательно присоединенный к четырехзвеннику  $O_1ABO_2$ .

Обозначив величину звеньев механизма  $O_1A=a$ ,  $AB=b$ ,  $O_2B=c$ ,  $O_1O_2=d=\sqrt{h^2+l_1^2}$ ,  $O_2C=m$ ,  $CD=n$ , запишем функцию положения игловодителя  $D$ :

$$S = n \cos \alpha - m \sin (\psi - \beta),$$

где  $\beta$  — угол между коромыслами  $O_2B$  и  $O_2C$ .

Значение угла  $\psi$  поворота коромысла  $O_2B$  в зависимости от угла  $\varphi$  поворота главного вала определим на основании функции положения плоского шарнирного четырехзвенника [2]. Функция положения четырехзвенника  $O_1ABO_2$  в неявном виде

$$F(\varphi', \psi') = A_1 \cos \psi' + A_2 \sin \psi' + A_3 = 0, \quad (1)$$

где

$$A_1 = 2ac \cos \varphi',$$

$$A_2 = 2c(a \sin \varphi' - d),$$

$$A_3 = b^2 - a^2 - c^2 - d^2 + 2ad \sin \varphi',$$

$$\psi' = \varphi + \gamma \quad \gamma = \arctg \frac{l_1}{h}$$

Из выражения (1) определяем тригонометрические функции угла  $\psi'$ :

$$\sin \psi' = \frac{-A_2 A_3 \pm A_1 \sqrt{A_1^2 + A_2^2 - A_3^2}}{A_1^2 + A_2^2}, \quad (2)$$

$$\cos \psi' = \frac{-A_1 A_3 \pm A_2 \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + A_3^2}}{A_1^2 + A_2^2}. \quad (3)$$

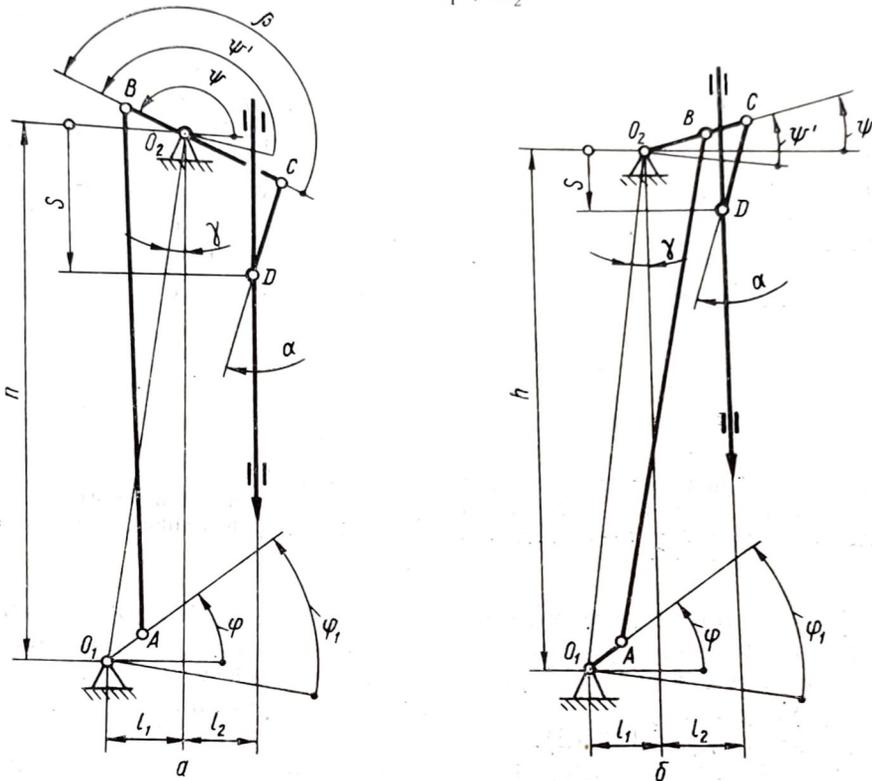


Рис. 1. Схемы шестизвенных механизмов иглы:  
а — механизм  $M_1$ ; б — механизм  $M_2$ .

Верхние знаки в выражениях (2) и (3) относятся к механизму  $M_1$  (рис. 1, а), нижние — к механизму  $M_2$  (рис. 1, б). Исходя из зависимости  $\psi = \psi' - \gamma$ , определим тригонометрические функции угла  $\psi$ . Тригонометрические функции угла  $\alpha$  давления шатуна  $CD$  на игловодитель  $D$  получим из следующих соотношений:

$$\sin \alpha = \frac{m \cos(\psi - \beta) - l_3}{n},$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}.$$

Вычисление значений функции положения игловодителя  $D$  было выполнено для размеров звеньев механизма иглы машины 876 кл. ПМЗ

при помощи ЭЦВМ «Наири-К». График вычисленной функции для механизма  $M_1$  ( $\beta = 180^\circ$ ) изображен на рис. 2.

При перемещении иглы в материале  $S_m = 26,5$  мм указанный механизм обеспечивает нахождение иглы над материалом в течение угла поворота главного вала  $\varphi_v \approx 100^\circ$ , при этом ход иглы  $S_x \approx 31$  мм. Значения величин  $S_m$  и  $\varphi_v$  в дальнейшем используются в качестве исходных данных при расчете различных схем механизмов иглы, а величины  $S_x$  — в качестве одного из критериев оценки при их сопоставлении.

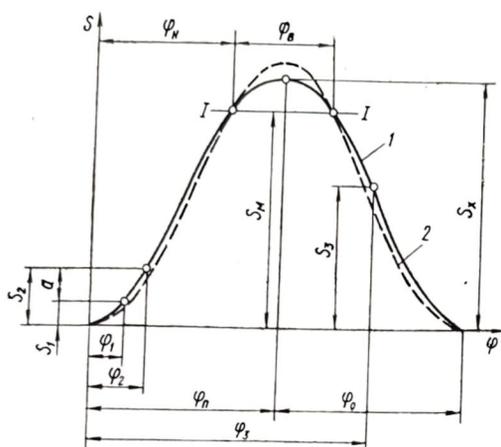


Рис. 2. Графики функции положения игловодителя шестизвенных механизмов иглы: 1 —  $S=f(\varphi)$  механизма  $M_1$ ; 2 —  $S=f(\varphi)$  механизма  $M_2$ .

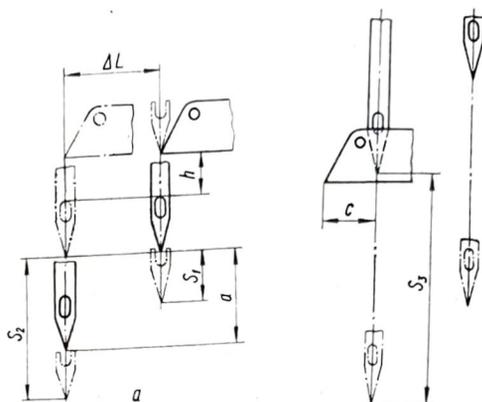


Рис. 3. Моменты взаимодействия петлителя с иглой в многоигольной машине двухниточного цепного стежка.

График функции положения игловодителя в данном механизме близок к симметричному. Отношение  $\delta$  величины угла поворота главного вала  $\varphi_n$ , в течение которого происходит подъем иглы, к соответствующему углу поворота главного вала при опускании иглы  $\varphi_0$  близко к единице ( $\delta = \varphi_n / \varphi_0 = 1,0012$ ).

Известно [3], что закон движения иглы влияет не только на величину хода иглы, но и на величину поперечного хода петлителя. В этом смысле необходимый ход петлителя [3] является одной из функциональных характеристик механизма иглы. В многоигольных машинах двухниточного цепного стежка необходимо обеспечить надежный захват петлителем петель-напусков всех игл. Это достигается, во-первых, в том случае, когда петлитель при взаимодействии с иглами располагается выше верхней грани ушка каждой иглы на определенном расстоянии  $h$  ( $h = 2 \div 3$  мм) (рис. 3, а), а во-вторых, если в момент взаимодействия петлителя с иглой величина  $K_1$  отношения скорости перемещения петлителя  $U$  к скорости перемещения иглы  $V$  имеет определенное значение [4].

Для достижения первого из указанных условий взаимодействия последующие иглы устанавливаются в иглодержателе ниже предыдущих. Поэтому при расчете необходимого хода игловодителя [3] требуется определить величину  $a$  разности положения соседних игл по высоте. Очевидно, что значение  $a$  зависит от расстояния между соседними игла-

ми  $\Delta L$  и отношения  $K$  средней скорости петлителя к средней скорости иглы в интервале взаимодействия петлителя с иглами [5]:  $a = \Delta L/K$ . Однако необходимый ход петлителя, а значит, и величина  $a$  могут быть определены только при известном ходе игловодителя. В связи с этим, появляется необходимость предварительного выбора величины  $a$ .

Если учесть, исходя из практики, что надежный захват петли-напуска при взаимодействии петлителя с иглой достигается при значении  $K = U/V \approx 1$ , то разность положения соседних игл по высоте  $a = \Delta L/K$  в первом приближении может быть принята равной  $\Delta L$  ( $a \approx \Delta L$ ). С учетом сказанного необходимый ход игловодителя для многоигольной машины находим по методике [3] с той лишь разницей, что в расчете принимается перемещение иглы в материале  $S_m = S'_m + a = S_m + \Delta L$ , где  $S'_m$  — перемещение в материале первой иглы.

$$S_x = \frac{S_m}{f_1(\varphi_n)}, \quad (4)$$

где  $f_1(\varphi)$  — единичная функция положения иглы аргумента  $\varphi$ ,  $f_1(\varphi) = S/S_x$ ;

$\varphi_n$  — угол поворота главного вала, при котором крайняя, расположенная наиболее низко игла, двигаясь из нижнего положения, выходит из материала (рис. 2). Значение  $\varphi_n$  определяется из графика функции положения игловодителя по известному значению  $\varphi_v$ .

Зная закон поперечного перемещения петлителя, величину необходимого подъема первой иглы из нижнего положения к моменту захвата ее петли-напуска петлителем  $S_1$  ( $S_1 \approx 3$  мм) и положение в момент «закола» иглы, установленной наиболее низко  $S_3$  (в машине 876 кл. ПМЗ  $S_3 \approx 17,5$  мм), определяем необходимый ход петлителя по методике [3].

$$L'_x = \frac{c}{f_2(\varphi_2) - f_2(\varphi_3)},$$

где  $f_2(\varphi)$  — единичная функция положения петлителя,  $f_2(\varphi) = L/L_x$ ;

$c$  — величина, характеризующая положение петлителя в момент «закола» ( $c \approx 5$  мм);

$\varphi_2, \varphi_3$  — углы поворота главного вала, характеризующие моменты захвата и «закола» при взаимодействии петлителя с крайней, установленной наиболее низко, иглой.

Значения углов  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  определяются из графика функции положения игловодителя по известным значениям  $S_2 = S_1 + a$  и  $S_3$ .

Известно [4], что необходимый ход петлителя, найденный по формуле (4), обеспечивает, как минимум, необходимое условие взаимодействия петлителя с иглой при захвате петлителем петель-напусков игольной нити, а также необходимое и достаточное условие взаимодействия петлителя с иглой при «заколе». Однако величина поперечного хода петлителя, как фактор, определяющий скорость движения петлителя, должна, как указывалось выше, обеспечить не только соблюдение условий взаимодействия, но и, безусловно, надежный захват петлителем петель-напусков всех игл. Необходимую величину поперечного хода петлителя, исходя из этого условия, при заданной величине расстояния между крайними иглами  $\Delta L$  (в машине 876 кл. ПМЗ  $\Delta L \approx 4$  мм), определяем по формуле

$$L_x = \frac{\Delta L}{f_2(\varphi_1) - f_2(\varphi_2)}, \quad (5)$$

где  $\varphi_1$  — угол поворота главного вала, характеризующий момент захвата петлителем петли-напуска первой иглы.

Значение  $\varphi_1$  определяется из графика функции положения игловодителя по заданному значению  $S_1$ . Из полученных при расчете величин  $L'_x$  и  $L_x$  выбираем большую.

Принимая для упрощения вычислений гармонический закон движения петлителя  $L = \frac{L_x}{2} (1 - \cos \varphi)$ , величину хода петлителя, взаимодействующего с исследуемыми механизмами иглы, находим по формулам (4) и (5), получивших вид

$$L'_x = \frac{2c}{\cos \varphi_2 - \cos \varphi_3},$$

$$L_x = \frac{2\Delta L}{\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2}.$$

Данная величина поперечного хода петлителя служит функциональной характеристикой сопоставляемых механизмов иглы. Для функциональной оценки механизма иглы определяем также отношение аналогов мгновенных скоростей петлителя и иглы в моменты захвата и «закола»

$$K_1 = \frac{dL}{d\varphi_2} \bigg/ \frac{dS}{d\varphi_2}$$

и

$$K_2 = \frac{dS}{d\varphi_3} \bigg/ \frac{dL}{d\varphi_3},$$

где  $\frac{dL}{d\varphi} = \frac{L_x}{2} \sin \varphi$  — аналог скорости петлителя.

Аналог скорости иглы при равномерном вращении главного вала определяется из следующего выражения:

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\psi} \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi'} \frac{d\psi'}{d\varphi'} = - \frac{dS}{d\psi} \frac{\frac{\partial F}{\partial \psi'}}{\frac{\partial F}{\partial \varphi'}},$$

где  $\frac{dS}{d\psi} = m \cos(\psi - \beta) [1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\psi - \beta)]$ ,

$$\frac{\partial F}{\partial \psi'} = 2c [a (\sin \varphi' \cos \psi' - \cos \varphi' \sin \psi') - d \cos \psi'],$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi'} = 2a [c (\cos \varphi' \sin \psi' - \cos \psi' \sin \varphi') + d \cos \varphi'].$$

Аналогичные вычисления проведем также и для механизма  $M_2$  ( $\beta = 0$ ), функционально-адекватного механизму  $M_1$ , то есть обеспечивающего для заданного значения  $S_m$  такую же величину  $\varphi_B$ , как и механизм  $M_1$ . График функции положения игловодителя  $D$  механизма  $M_2$  изображен на рис. 2.

Результаты вычислений функциональных характеристик шестизвенного механизма иглы модификаций  $M_1$  и  $M_2$  приведены в таблице. Кроме расчетов, произведенных для нормального и обращенного кривошипно-ползунных механизмов иглы, имеющих отношение  $\lambda = r/l = 0,2$  и  $0,5$ . Поскольку с точки зрения функциональности, по аналогии с [4], лучшим является тот механизм иглы, который, обеспечивая при заданном  $S_m$  необходимую величину  $\varphi_v$ , имеет по сравнению с другими механизмами иглы большие значения  $K_1$  и  $K_2$  и меньшие значения  $S_x$  и  $L_x$ , то анализ полученных данных позволяет сделать нижеприведенные выводы.

Значения функциональных характеристик механизмов иглы

| Вид механизма                                    | $\varphi_1$ , град | $\varphi_2$ , град | $\varphi_3$ , град | $\Delta L$ , мм | $L'_x$ , мм | $L_x$ , мм | $S'_x$ , мм | $\delta$ | $K_1$ | $K_2$ |
|--|--------------------|--------------------|--------------------|-----------------|-------------|------------|-------------|----------|-------|-------|
| Шестизвенный, $M_1$                              | 35                 | 53                 | 270                | 4               | 16,7        | 36,8       | 31,0        | 1,0012   | 0,98  | 0,900 |
| Шестизвенный, $M_2$                              | 40                 | 60                 | 261                | 4               | 15,2        | 30,0       | 32,8        | 1,0006   | 1,06  | 1,1   |
| Кривошипно-ползунный нормальный, $\lambda = 0,2$ | 33                 | 52                 | 270                | 4               | 16,3        | 35,3       | 30,9        | 1,000    | 0,98  | 0,88  |
| Кривошипно-ползунный обращенный, $\lambda = 0,2$ | 39                 | 60                 | 260,5              | 4               | 15,1        | 28,2       | 33,0        | 1,0000   | 0,89  | 1,15  |
| Кривошипно-ползунный нормальный, $\lambda = 0,5$ | 30,5               | 48                 | 274,5              | 4               | 16,9        | 41,1       | 29,4        | 1,0000   | 1,01  | 0,80  |
| Кривошипно-ползунный обращенный, $\lambda = 0,5$ | 46                 | 68                 | 255                | 4               | 15,8        | 25,0       | 35,1        | 1,0000   | 0,93  | 1,53  |

### ВЫВОДЫ

В многоигольных машинах двухниточного цепного стежка более целесообразно, с точки зрения функциональности, применение механизма  $M_2$ . Применение данной модификации механизма иглы обеспечивает при незначительном увеличении необходимого хода иглы  $S_x$  по сравнению с механизмом  $M_1$  более значительное уменьшение необходимого хода петлителя  $L_x$  и улучшение функциональных характеристик  $K_1$  и  $K_2$ .

Применение той или иной модификации шестизвенного механизма иглы не дает каких-либо преимуществ по сравнению с кривошипно-ползунным механизмом иглы. Значения функциональных характеристик модификаций  $M_1$  и  $M_2$  шестизвенного механизма иглы близки к значениям функциональных характеристик соответственно нормального и обращенного кривошипно-ползунных механизмов иглы, имеющих отношение  $\lambda = r/l = 0,2$ .

### ЛИТЕРАТУРА

1. В. А. Пищикова, В. А. Горобец, «Известия вузов. Технология легкой промышленности», № 3, 1977.
2. В. П. Полухин, Проектирование механизмов швейно-обметочных машин, «Машиностроение», 1972.

3. В. А. Пищиков, Н. К. Сараев, А. И. Трачун, «Известия вузов. Технология легкой промышленности», № 3, 4, 1974.

4. В. А. Пищиков, А. И. Трачун, «Известия вузов. Технология легкой промышленности», № 5, 1976.

5. С. И. Русаков, Технология машинных стежков и наладка швейных машин. Гнзлегпром, 1959.

*Рекомендована кафедрой  
машин и аппаратов швейного  
и трикотажного производств  
КТИЛПа*

*Поступила в редакцию  
5 октября 1977 г.*

---