

## МЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ НЕЦЕНТРАЛЬНЫХ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫХ МЕХАНИЗМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

**Дворжак В. Н., к.т.н., доц.,**

Киевский национальный университет технологий и дизайна, г. Киев,  
[v\\_dvorjak@ukr.net](mailto:v_dvorjak@ukr.net)

Механизмы, обеспечивающие возвратно-поступательное движение рабочему органу, широко применяются в технологических машинах разных отраслей промышленности. Например, приводным механизмом иглы подавляющего количества классов швейных машин служит типовой четырёхзвенный кривошипно-ползунный механизм (центральный или нецентральный, нормальный или обращённый).

Для нецентрального нормального механизма положение (или ход  $t$ ) ползуна (или рабочей точки механизма) зависит от длин кривошипа  $a$  и шатуна  $b$ , а также от величины дезаксиала  $e$ . Одним из метрических параметров четырёхзвенного кривошипно-ползунного механизма, влияющих на динамику его работы, является коэффициент  $\lambda$ , равный отношению длин кривошипа  $a$  и шатуна  $b$ :  $\lambda = a/b$ . Например, для центральных кривошипно-ползунных механизмов технологических машин значения коэффициента  $\lambda$  находятся в пределах  $\lambda = 0,2 \dots 0,5$  [1]. При больших значениях коэффициента  $\lambda$  увеличивается угол давления в кинематической паре шатун-ползун, при меньших – увеличиваются габариты механизма и, следовательно, его массинерционные параметры.

Уравнение, связывающее метрические параметры механизма  $a$ ,  $b$ ,  $e$  и технологический параметр  $t$ , имеет вид:

$$\sqrt{\left(a \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)\right)^2 - e^2} - \sqrt{\left(a \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)\right)^2 - e^2} - t = 0. \quad (1)$$

Например, для синтеза механизма иглы швейной машины следует определить минимально допустимый ход иглы  $S_x = t$  исходя из технологических условий, конструктивных соображений и параметров, определяющих взаимодействие иглы с челноком [1].

При наперёд заданных значениях параметров  $\lambda$ ,  $e$  и  $t$ , решением уравнения (1) будет длина кривошипа  $a$ :

$$a_1 = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{2t \left( \lambda^2 t + t + \sqrt{(\lambda^2 t + 4\lambda e - t)(\lambda^2 t - 4\lambda e - t)} \right)},$$

$$a_2 = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{2t \left( \lambda^2 t + t - \sqrt{(\lambda^2 t + 4\lambda e - t)(\lambda^2 t - 4\lambda e - t)} \right)},$$

$$a_3 = -\frac{1}{4} \cdot \sqrt{2t \left( \lambda^2 t + t + \sqrt{(\lambda^2 t + 4\lambda e - t)(\lambda^2 t - 4\lambda e - t)} \right)},$$

$$a_4 = -\frac{1}{4} \cdot \sqrt{2t \left( \lambda^2 t + t - \sqrt{(\lambda^2 t + 4\lambda e - t)(\lambda^2 t - 4\lambda e - t)} \right)}.$$

Для последующих расчётов принимаются положительные значения длин кривошипа  $a_1$  и  $a_2$ , а отрицательные  $-a_3$  и  $a_4$  отбрасываются. Таким образом, условиям синтеза удовлетворяют значения длин кривошипа  $a_1$  и  $a_2$ , и соответствующие им значения длин шатуна  $b_1$  и  $b_2$ , которые, в свою очередь, определяются из выражения для коэффициента соотношения длин кривошипа и шатуна  $\lambda = a/b$ :

$$b_1 = \frac{a_1}{\lambda}, \quad b_2 = \frac{a_2}{\lambda}.$$

Целесообразно окончательный выбор значений параметров  $a_1$  и  $b_1$  или  $a_2$  и  $b_2$  осуществлять по максимальному углу давления  $\theta_{\max}$  в кинематической паре шатун-ползун. Максимальное значение угла давления  $\theta_{\max}$  можно определить из следующего выражения [1, 2]:

$$\theta_{\max} = \arcsin\left(\frac{a + \delta \cdot e}{b}\right),$$

где  $\delta$  – параметр, определяющий конструктивно правильное размещение ползуна (траектории центра кинематической пары шатун-ползун) и принимающий значение «+1» или «-1».

Из двух вариантов механизма с параметрами  $a_1$  и  $b_1$  или  $a_2$  и  $b_2$  предпочтение следует отдать тому, для которого максимальный угол давления  $\theta_{\max}$  окажется меньшим по модулю. Как показывают исследования, механизм с параметрами  $a_1$  и  $b_1$  имеет меньшие значения углов давления, чем с параметрами  $a_2$  и  $b_2$ , но вместе с тем большие габаритные размеры.

1. Пищикова В. О. Проектирование швейных машин / В. О. Пищикова, Б. В. Орловский – К.: Видавнично-поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с.

2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

## METRIC SYNTHESIS OF UNCENRAL CRANKSHIP-MOTTAGE MECHANISMS OF TECHNOLOGICAL MACHINES

*The metric synthesis of a typical crank-slider desaxial mechanism is considered; mathematical formulas are obtained for determining its metric parameters: crank length and connecting rod lengths by known parameters: desaxial length and slide stroke and process parameter - ratio of crank length and connecting rod length, taking into account the maximum pressure angle in a connecting rod-slider pair.*