

## АНАЛИТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО ШАГОВОГО МЕХАНИЗМА С КВАЗИОСТАНОВКАМИ

Семина А.Г.; Локтионов А.В.; Слюбов В.В.

В настоящее время широко используются механизмы, которые позволяют в пределах рабочего цикла при непрерывном вращении входного звена иметь остановки выходного звена заданной продолжительности. Остановка может быть полной или почти полной (квазиостановкой). Для сообщения выходному звену прерывистого вращения применяются зубчатые механизмы с неполными колесами, храповые, мальтийские и другие. Однако они не работают при большой скорости - появляются мягкие и жесткие удары.

Для устранения указанных недостатков предлагается новый шаговый рычажный механизм, входными звеньями которого являются два кривошипа, вращающиеся с разными скоростями и расположенные на одной геометрической оси.

В работе [1] изложена методика синтеза такого механизма графическим способом. Для повышения точности результатов расчета разработана методика аналитического синтеза предлагаемого механизма, кинематическая схема которого представлена на рис.1. Входные звенья 1 и 4 механизма вращаются в одну или разные стороны. После сложения движений с помощью шатунов 2, 3 и 5 движение передается выходному кривошипу 6, совершающему прерывистое вращательное движение. Количество циклов (остановок) выходного звена за один оборот кривошипа 1 зависит от соотношения угловых скоростей входных кривошипов и определяется по формуле

$$z = \frac{\omega_4}{\omega_1} \pm 1, \quad (1)$$

где знак «+» берется при вращении кривошипа в разные стороны, а знак «-» - при их вращении в одном направлении. Преимущество наблюдается в первом случае, так как при этом кривошип 4 имеет меньшую скорость.

Исходными данными при синтезе механизма приняты: количество  $Z$  циклов механизма за один оборот кривошипа 1, угол  $\alpha_0$  поворота главного вала машины за время остановки и минимальный угол передачи  $\mu$ .

Работа механизма представлена на рис.2 в виде графиков зависимости угла  $\varphi$  поворота выходного звена 6 от угла  $\alpha$  поворота главного вала машины, где 1 - перемещение кривошипа 6 от кривошипа 1, 2 - перемещение звена 6 от кривошипа 4, 3 - суммарное угловое перемещение выходного звена 6.

Угол  $\varphi'$  поворота звена 6 от вращения кривошипа 1 за один цикл определяется формулой  $\varphi' = 360^\circ/Z$ , а угол  $\varphi_0$  поворота звена 6 от вращения кривошипа 1 за время остановки из выражения  $\varphi_0 = \varphi' \cdot \alpha_0 / 360^\circ = \alpha_0 / Z$ .

Принимая звено ОА за стойку и приравнявая длину звена 2 единице, проведем синтез четырехзвенника ОАВС по коэффициенту  $K$  изменения средней скорости, который определяется из выражения  $K = (360 - \alpha_0) / \alpha_0$  [2]. Значение угла перекрытия  $\theta$  находится по формуле  $\theta = 180 \cdot (K - 1) / (K + 1)$ .

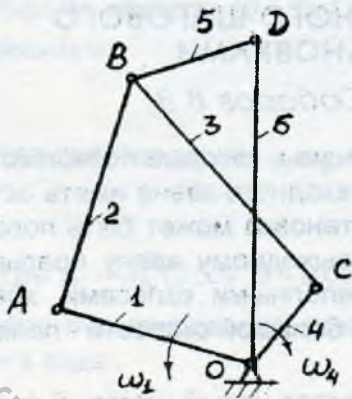


Рис. 1

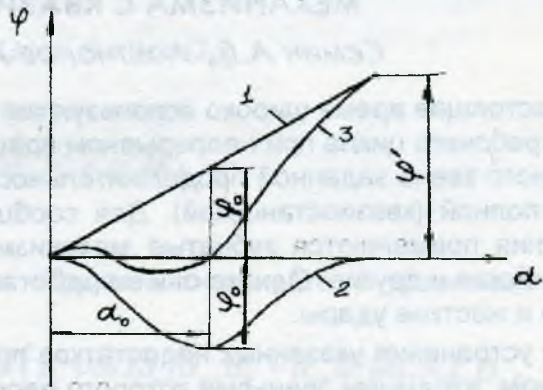


Рис. 2

На рис.3 показан шарнирный четырехзвенник OABC в мертвых положениях. Из равнобедренного треугольника B'AB'' имеем:

$$\eta = 90 - \varphi_0 / 2,$$

$$\nu = \eta - \mu = 90 - \mu - \varphi_0 / 2,$$

$$B'B'' = 2 \cdot \sin(\varphi_0 / 2) \cdot AB' = 2 \cdot \sin(\varphi_0 / 2).$$

Из треугольника B'В''О

$$\lambda = 180 - (\nu + \theta) = 90 + \mu - \theta + \varphi_0 / 2,$$

$$\psi = \lambda - \eta = \varphi_0 + \mu - \theta.$$

Из треугольника OB'В'' определяются стороны OB' и OB'', которые соответственно равны  $l_3 + l_4$  и  $l_3 - l_4$ :

$$l_3 + l_4 = \frac{2 \cdot \sin(\varphi_0 / 2) \cdot \sin(90 + \mu - \theta + \varphi_0 / 2)}{\sin \theta},$$

$$l_3 - l_4 = \frac{2 \cdot \sin(\varphi_0 / 2) \cdot \sin(90 - \mu - \varphi_0 / 2)}{\sin \theta}$$

Решая систему, найдем размеры  $l_3$  и  $l_4$ . Длина звена 1 определяется из треугольника OAB'':  $l_1 = \sqrt{1 + (l_3 - l_4)^2 - 2(l_3 - l_4) \cos(\varphi_0 + \mu - \theta)}$ .

Для расчетов необходимо также значение угла  $\beta_1$ . Из треугольника OAB'' имеем

$$\beta_1 = \arccos \frac{1 - (l_3 - l_4) \cdot \cos(\varphi_0 + \mu - \theta)}{l_1}.$$

Размеры  $l_5$  и  $l_6$  определяются по трем положениям звеньев четырехзвенника OABD, показанного на рис.4, - по двум крайним и одному среднему (при этом график 2 (см. рис.2) более симметричный, что обеспечит минимальные ускорения механизма) [3]. Угол  $\beta_1$  определен выше, а угол  $\varphi_1$  неизвестен. Остальные искомые углы принимают следующие значения:  $\beta_2 = \beta_1 + \varphi_0 / 2, \beta_3 = \beta_1 + \varphi_0,$

$\varphi_2 = \varphi_1 + \varphi_0 / 2, \varphi_3 = \varphi_1 + \varphi_0$ . Обозначим  $K_1 = \beta_2 - \beta_1 = \varphi_0 / 2$  и  $K_2 = \beta_3 - \beta_1 = \varphi_0$ .

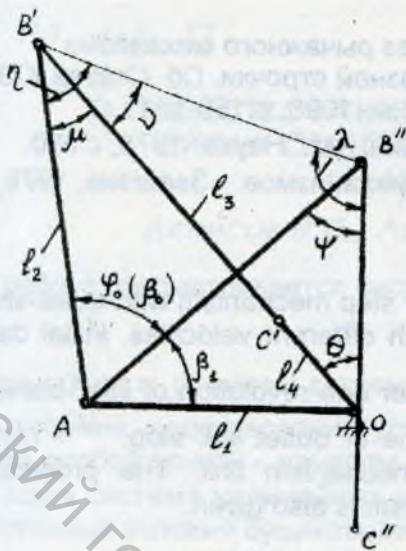


Рис. 3

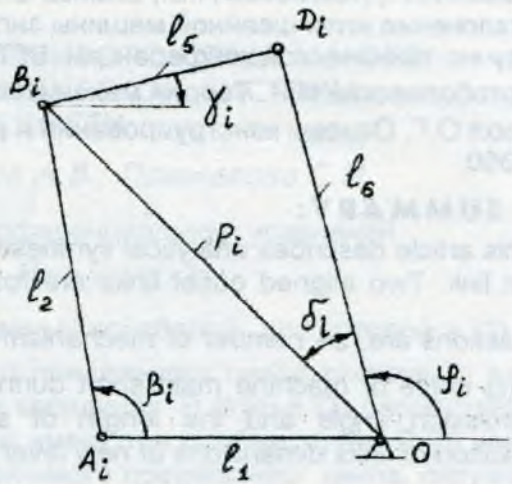


Рис. 4

Из треугольников OAB и OBD находим три значения углов  $\gamma_i$  и три значения длин  $p_i$

$$\gamma_i = \arctg \frac{\sin \beta_i}{\cos \beta_i - l_1}, \quad p_i = \sqrt{1 + l_1^2 - 2 \cdot l_1 \cdot \cos \beta_i},$$

где  $i = 1, 2, 3$ .

Из рассмотрения углов трех положений будем иметь

$$\delta_2 = \delta_1 + \gamma_2 - \gamma_1 - K_1, \quad \delta_3 = \delta_1 + \gamma_3 - \gamma_1 - K_2 \quad (2)$$

Из треугольника OAD составим систему трех уравнений

$$l_6^2 - l_5^2 - 2 \cdot l_6 \cdot p_i \cdot \cos \delta_i + p_i^2 = 0. \quad (3)$$

Исключая  $l_5$  из первого и второго, а затем из первого и третьего, получим два уравнения. Исключая  $l_6$  из последних, будем иметь

$$\operatorname{tg} \delta_i = \frac{A + B \cdot \cos \Delta_1 + C \cdot \cos \Delta_2}{B \cdot \sin \Delta_1 + C \cdot \sin \Delta_2},$$

где  $\Delta_1 = \gamma_2 - \gamma_1 - K_1, \Delta_2 = \gamma_3 - \gamma_1 - K_2$ ,

$$A = p_1 \cdot (p_2^2 - p_3^2), B = p_2 \cdot (p_3^2 - p_1^2), C = p_3 \cdot (p_1^2 - p_2^2).$$

Тогда неизвестный угол  $\varphi_1$  будет равен,  $\varphi_1 = \gamma_1 - \delta_1 + \pi$ , а из уравнений (2) находим  $\delta_2$ .

Из системы уравнений (3) определяются  $l_6$  и  $l_5$  по формулам

$$l_6 = \frac{p_1^2 - p_2^2}{2 \cdot (p_1 \cdot \cos \delta_1 - p_2 \cdot \cos \delta_2)},$$

$$l_5 = \sqrt{l_6^2 + p_1^2 - 2 \cdot l_6 \cdot p_1 \cdot \cos \delta_1}.$$

Для получения действительных значений длин звеньев предлагаемого нового механизма длина звена 2 принимается из конструктивных соображений, а затем находим длины остальных звеньев  $l_1, l_3, l_4, l_5$  и  $l_6$ .

### Литература:

1. Семин А.Г., Локтионов А.В., Блинов С.П. Синтез рычажного механизма отклонения иглы швейной машины зигзагообразной строчки. Сб. Статей XXXI научно-технической конференции. ВГТУ. Витебск, 1998, с.159-161.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975, с.380.
3. Озол О.Г. Основы конструирования и расчета механизмов. - Звайгзне, 1979, с.360.

### SUMMARY:

This article describes analytical synthesis of lever step mechanism with quasi-stops of outlet link. Two aligned outlet links are rotating with different velocities. Initial data for calculations are:  $z$  - number of mechanism cycles per one revolution of inlet crank,  $\alpha_0$  - turning angle of machine main shaft during the time of outlet link stop,  $\mu$  - minimum transmission angle and the length of second mechanism link. The procedure of calculation of links dimensions of new lever mechanism is also given.