

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА С ВХОДНЫМ ПОРШНЕМ

Анципорович П.П., Акулич В.К., Дубовская Е.М.

*The article is devoted to the features of the kinematic and power analysis of the mechanism which structure does not submit to Assur principle formation.*

На рис. 1 представлена схема 6-звенного рычажного механизма, который используется в прессовой формовочной машине, применяемой в литейном производстве. Особенность этого механизма заключается в том, что заданным является относительное движение двух подвижных звеньев – поршня 2 и качающегося цилиндра 1 (относительная скорость  $V_{\Pi}$  и ускорение  $a_{\Pi}$ ), а обобщенной координатой является переменное расстояние  $l_{AB} = S$ . В структурном отношении строение этого механизма не подчиняется принципу Ассур, согласно которому начальное звено механизма всегда образует кинематическую пару со стойкой.

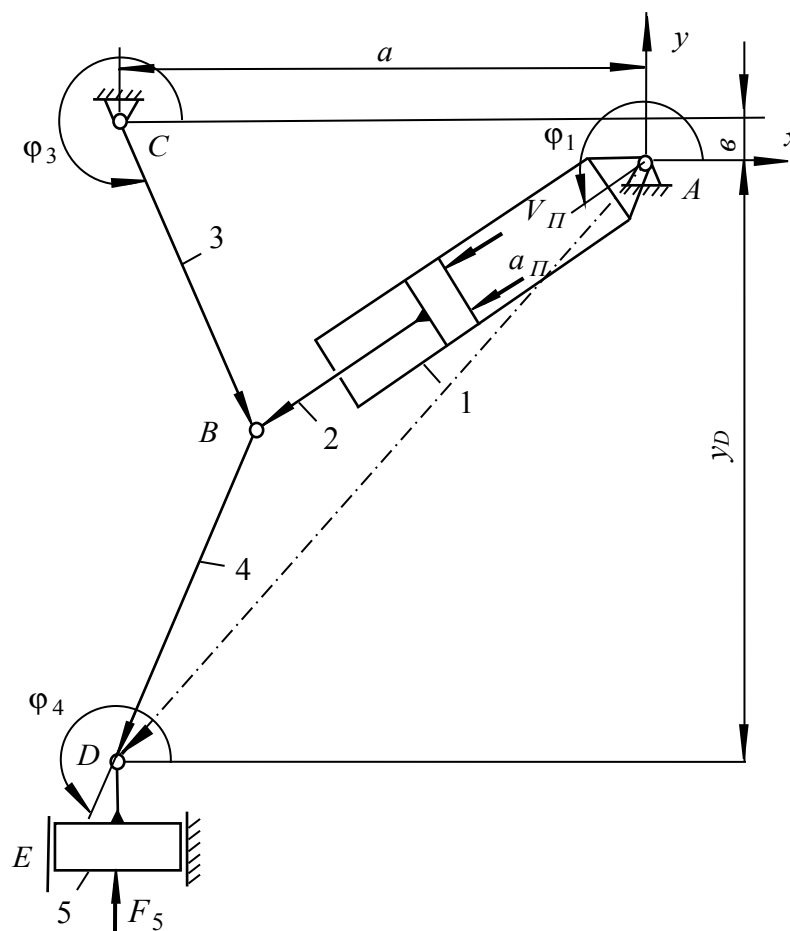


Рис. 1.

Определение кинематических характеристик группы звеньев 1, 2, 3 рассмотрено в работе [1]. Далее можно рассмотреть замкнутый контур  $CBDC$  и применить к нему известную методику, например [2], используемую для кривошипно-ползунных механизмов, принимая в качестве обобщенной координаты угол поворота  $\varphi_3$  звена

3. Однако можно решить задачи кинематики другим способом, не вводя вспомогательной координаты  $\varphi_3$ . Для этого рассматриваем замкнутый контур  $ABDA$ , уравнение замкнутости которого в векторной форме имеет вид

$$\bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BD} - \bar{l}_{AD} = 0,$$

а в проекциях на оси координат  $X$  и  $Y$

$$x_B + l_4 \cos \varphi_4 - x_D = 0, \quad (1)$$

$$y_B + l_4 \sin \varphi_4 - y_D = 0, \quad (2)$$

где  $x_D = -a$ . Из уравнения (1) определяется  $\cos \varphi_4$ , затем  $\sin \varphi_4 = -\sqrt{1 - \cos^2 \varphi_4}$ , после чего однозначно находится угол  $\varphi_4$ . Затем дважды дифференцируем уравнение (1) и (2) по обобщенной координате  $S$  и находим аналоги скоростей  $\varphi_4' = \frac{d\varphi_4}{dS}$

и  $y_D' = \frac{dy_D}{dS}$  и аналоги ускорений  $\varphi_4'' = \frac{d^2\varphi_4}{dS^2}$ ,  $y_D'' = \frac{d^2y_D}{dS^2}$  в следующем виде:

$$\varphi_4' = \frac{x_B'}{l_4 \sin \varphi_4};$$

$$y_D' = y_B' + l_4 \varphi_4' \cos \varphi_4;$$

$$\varphi_4'' = \frac{x_B'' - l_4 (\varphi_4')^2 \cos \varphi_4}{l_4 \sin \varphi_4};$$

$$y_D'' = y_B'' + l_4 \varphi_4'' \cos \varphi_4 - l_4 (\varphi_4')^2 \sin \varphi_4.$$

Значения  $x_B$ ,  $y_B$  и производных  $x_B'$ ,  $x_B''$ ,  $y_B'$ ,  $y_B''$  определяются при анализе кинематики звеньев 1, 2, 3.

По заданным  $V_{II}$  и  $a_{II}$  определяются скорости и ускорения звеньев и точек, в том числе центров масс звеньев, необходимые для выполнения силового расчета механизма. Например,

$$\begin{aligned} \omega_4 &= \varphi_4' V_{II}, & V_D &= y_D' V_{II}, \\ \varepsilon_4 &= \varphi_4'' V_{II}^2 + \varphi_4' a_{II}, & a_D &= y_D'' V_{II}^2 + y_D' a_{II}. \end{aligned}$$

Кинестатический силовой анализ механизма начинается с исследования группы звеньев 4 и 5. Заданной является внешняя сила полезного сопротивления  $F_5$ , приложенная к ползуну 5. Расчетная схема этой группы звеньев показана на рис. 2, а. Для определения реакций в кинематических парах  $R_{43}$ ,  $R_{50}$ ,  $R_{45}$  может быть применена методика [2]. Силы инерции и моменты сил инерции для всех звеньев находятся известным способом.

Далее рассматриваем звено 3 (рис. 2, б) и группу звеньев 1 и 2 (рис. 2, в). Составляем уравнения моментов  $\sum M_C = 0$  для звена 3 и  $\sum M_A = 0$  для звеньев 1 и 2:

$$\begin{aligned} R_{34}^y (x_B - x_C) + R_{32}^y (x_B - x_C) + (F_{u3}^y - G_3)(x_{S3} - x_C) - \\ - R_{34}^x (y_B - y_C) - R_{32}^x (y_B - y_C) - \\ - F_{u3}^x (y_{S3} - y_C) + M_{u3} = 0; \end{aligned} \quad (3)$$

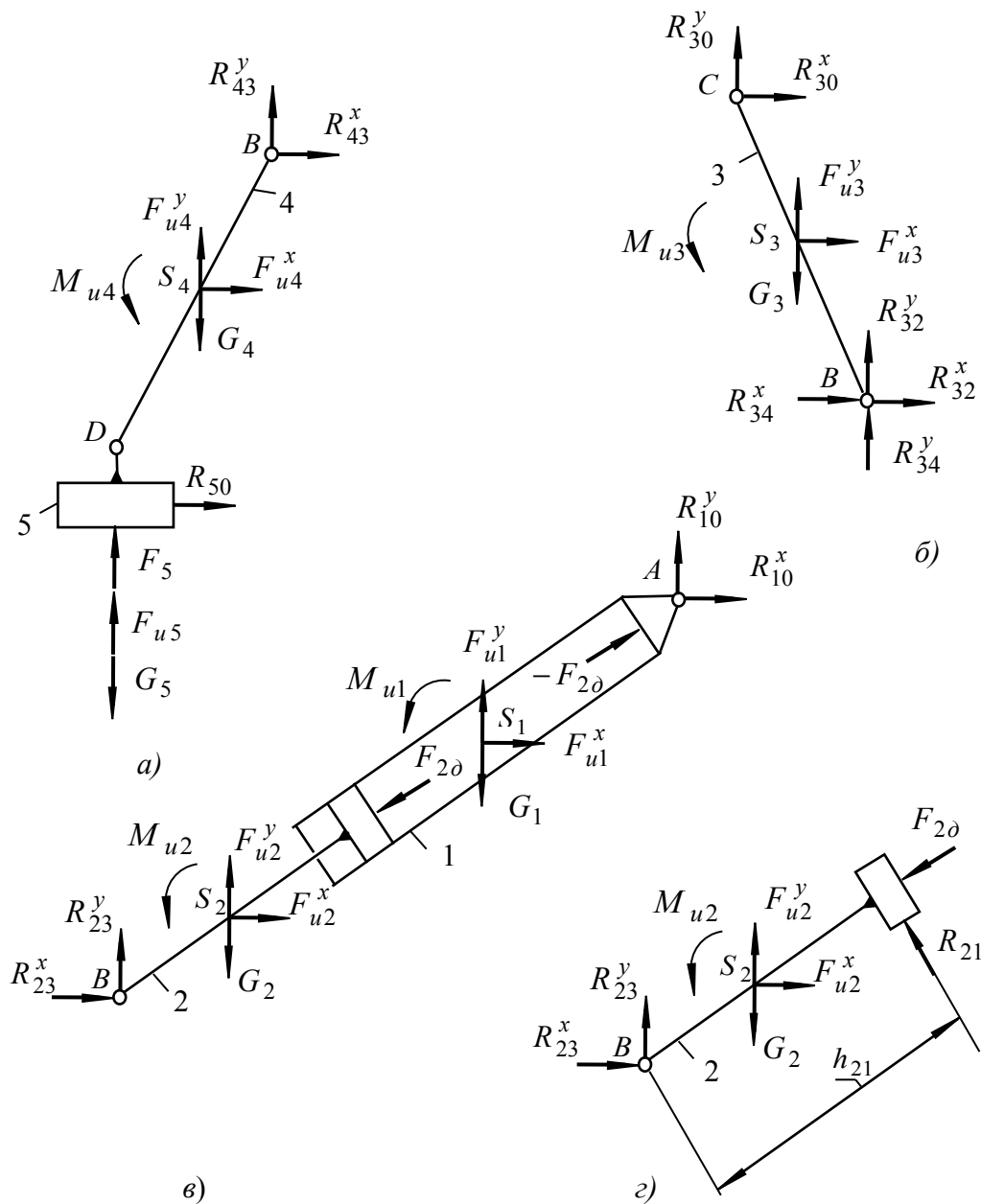


Рис. 2.

$$R_{23}^y x_B + (F_{u2}^y - G_2) x_{S2} + (F_{u1}^y - G_1) x_{S1} - R_{23}^x y_B - F_{u2}^x y_{S2} - F_{u1}^x y_{S1} + M_{u1} + M_{u2} = 0, \quad (4)$$

где  $R_{23}^x = -R_{32}^x$ ,  $R_{23}^y = -R_{32}^y$ ,  $R_{34}^x = -R_{43}^x$ ,  $R_{34}^y = -R_{43}^y$ .

Из системы уравнений (3) и (4) определяем неизвестные компоненты  $R_{32}^x$ ,  $R_{32}^y$  и полную реакцию  $R_{32} = \sqrt{(R_{32}^x)^2 + (R_{32}^y)^2}$ . Направление вектора  $\bar{R}_{32}$  определяется углом  $\varphi_{R_{32}}$ , который находится из соотношений

$$\cos \varphi_{R_{32}} = \frac{R_{32}^x}{R_{32}}, \quad \sin \varphi_{R_{32}} = \frac{R_{32}^y}{R_{32}}.$$

Реакция  $R_{30}$  в проекциях  $R_{30}^x$  и  $R_{30}^y$  определяется из уравнений  $\sum F_x = 0$  и  $\sum F_y = 0$ , составленных для звена 3:

$$F_{u3}^x + R_{32}^x + R_{34}^x + R_{30}^x = 0,$$

$$F_{u3}^y - G_3 + R_{32}^y + R_{34}^y + R_{30}^y = 0.$$

Реакция  $R_{10}$  в проекциях  $R_{10}^x$  и  $R_{10}^y$  определяется из уравнений  $\sum F_x = 0$  и  $\sum F_y = 0$ , составленных для звеньев 1 и 2 совместно:

$$R_{23}^x + F_{u1}^x + F_{u2}^x + R_{10}^x = 0,$$

$$R_{23}^y + F_{u1}^y - G_1 + F_{u2}^y - G_2 + R_{10}^y = 0.$$

Полные реакции  $R_{30}$  и  $R_{10}$  и их направления определяются так же, как это выполнено для реакции  $R_{32}$ .

В заключение рассматривается звено 2 (рис. 2 г), для которого составляем уравнения проекций сил  $\sum F_x = 0$  и  $\sum F_y = 0$ :

$$R_{23}^x + F_{u2}^x + R_{21} \cos(\varphi_1 - 90^\circ) + F_{2\partial} \cos \varphi_1 = 0, \quad (5)$$

$$R_{23}^y + F_{u2}^y - G_2 + R_{21} \sin(\varphi_1 - 90^\circ) + F_{2\partial} \sin \varphi_1 = 0. \quad (6)$$

Из системы уравнений (5) и (6) определяются реакция  $R_{21}$  и движущая сила  $F_{2\partial}$ , действующая на поршень 2 и обеспечивающая принятый закон движения механизма ( $V_{II}$  и  $a_{II}$ ).

Плечо  $h_{21}$  реакции  $R_{21}$  находится из уравнения

$$\sum M_B = (F_{u2}^y - G_1)(x_{S2} - x_B) - F_{u2}^x (y_{S2} - y_B) + R_{21} h_{21} = 0.$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Анципорович, П.П. Кинематика рычажных механизмов с входным поршнем / П.П. Анципорович, В.К. Акулич, Е.М. Дубовская // Машиностроение. – Минск, 2009. – Вып. 25.
2. Динамика машин и механизмов в установившемся режиме движения / П.П. Анципорович [и др.]. – 5-е изд. – Минск: БНТУ, 2008. – 42 с.
3. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механики машин / С.А. Попов, Г.А. Тимофеев. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 411 с.