

ганом показал, что размеры синтезированного механизма удовлетворяют поставленным требованиям, отклонение точки М шатуна от прямой составляет не более 1,5 мм. Выбор начальных данных по упрощенной методике (графическим методом или по соответствующим соотношениям, или формулам) позволяет значительно сократить затраты машинного времени. Положение заданной траектории точки М шатуна относительно осей кинематических пар А и D влияет на дальнейшую компоновку механизма и способ уравнивания главного вектора и главного момента сил инерции механизма.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. — М., 1959. 2. Бояринов А.И., Кафаров В.В. Методы оптимизации в химической технологии. — М., 1975. 3. Рачек Н.М. Синтез четырехзвенного направляющего механизма. — Изв. вузов. Сер. Машиностроение, 1975, № 6. 4. Правила и инструкция по программированию для ЭВМ "Минск-22" на языке "АКИ". — Л., 1969.

УДК 621.01

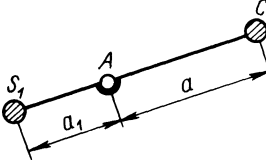
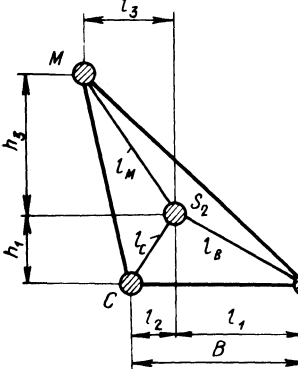
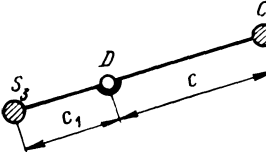
Е.А.Камцев, В.К.Акулич

#### КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО ШАРНИРНО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

В [1] достаточно подробно рассмотрена методика силового расчета плоских рычажных механизмов графо-аналитическим способом (методом планов сил). В настоящей работе рассматривается задача определения динамических реакций в кинематических парах четырехзвенного шарнирно-рычажного механизма (рис. 1) аналитическим методом, в котором вместо векторных уравнений равновесия сил применяются уравнения их проекций на оси координат. Для учета сил инерции звеньев используется метод замещающих точек. При этом отпадает необходимость в определении пар сил инерции от угловых ускорений звеньев или же в определении точек приложения результирующих сил инерции.

Силowому расчету предшествует кинематический анализ, в результате которого определяются все необходимые кинематические характеристики механизма.

Т а б л и ц а 1

Схема размещения массы звена	Расчетные формулы
 <p data-bbox="153 366 288 392"><i>Кривошип 1</i></p>	$m_{B1} = \frac{I_{S1}}{(a_1+a)a};$ $m_{S1} = m_1 + \frac{I_{S1}}{(a_1+a)a_1}.$
 <p data-bbox="171 813 277 839"><i>Штупна 2</i></p>	$m_{B2} = I_{S2} \frac{l_3 h_1 - l_2 h_3}{\Delta};$ $m_{C2} = I_{S2} \frac{l_1 h_3 - l_3 h_1}{\Delta};$ $m_M = I_{S2} \frac{h_1 b}{\Delta};$ $m_{S2} = m_2 - \frac{I_{S2}}{\Delta} (h_3 - h_1) b,$ <p data-bbox="412 731 447 757">где</p> $\Delta = h_1 [l_{1M}^2 b + l_3 (l_B^2 - l_C^2)] + h_3 (l_1 l_C^2 - l_2 l_B^2);$ $l_B^2 = h_1^2 + l_1^2; \quad l_C^2 = h_1^2 + l_2^2;$ $l_M^2 = l_3^2 + h_3^2.$
 <p data-bbox="178 1110 317 1136"><i>Коромысло 3</i></p>	$m_{C3} = \frac{I_{S3}}{(c_1+c)c};$ $m_{S3} = m_3 + \frac{I_{S3}}{(c_1+c)c_1}.$

Порядок силового расчета остается таким же, как и при графо-аналитическом методе, принятом в теории механизмов и машин, а именно: сначала рассматривается структурная группа, состоящая из коромысла 3 и штупна 2, а затем кривошип 1.

Используя метод замещающих точек, распределенные массы каждого звена заменяем точечными массами, эквивалентными ему в динамическом отношении. Массы кривошипа и коромысла раз-

мещаем по трем точкам. Две точки выбираем в центрах шарниров, а одну — в центре масс звена. Предполагается, что и кривошип, и коромысло имеют противовесы. Массу шатуна 2, имеющего треугольную форму, размещаем по четырем точкам. Три точки выбираем на вершинах треугольника, а одну — в центре масс звена. Величины подвижных сосредоточенных масс вычисляются по формулам, приведенным в табл. 1.

Проецируя силы инерции сосредоточенных масс на оси прямоугольной системы координат  $xOy$ , получаем однотипные выражения для всех восьми замещающих точек ( $B_1, B_2, C_2, C_3, M, S_1, S_2, S_3$ ):

$$X_i = -m_i \ddot{x}_i; \quad Y_i = -m_i \ddot{y}_i,$$

где  $m_i$  — сосредоточенная масса  $i$ -й точки;  $\ddot{x}_i, \ddot{y}_i$  — проекции ускорения  $i$ -й точки.

Для динамического равновесия механизма прикладываем к кривошипу уравновешивающий момент  $M_y$  и реакции в шарнирах  $A$  и  $D$ , действующие со стороны стойки  $O$ . Эти реакции также представим в виде проекций  $X_{01}, Y_{01}$  и  $X_{03}, Y_{03}$ . Схема нагружения механизма показана на рис. 1.

Выделяем из механизма структурную группу, состоящую из звеньев 2 и 3, и действие звеньев 1 и 0 на группу заменяем реакциями, проекции которых обозначим соответственно через  $X_{12}, Y_{12}$  и  $X_{03}, Y_{03}$  (рис. 2).

Реакцию в шарнире  $C$  найдем по методу В.А.Зиновьева [2]. Разложим ее на две составляющие, линии действия которых совпадают с линиями  $BC$  и  $DC$ . В таком случае имеем:

$$\bar{R}_{32} = \bar{R}_{32}^{(2)} + \bar{R}_{32}^{(3)}; \quad \bar{R}_{23} = \bar{R}_{23}^{(2)} + \bar{R}_{23}^{(3)},$$

где  $\bar{R}_{32}^{(2)}$  — составляющая силы  $\bar{R}_{32}$ , направленная вдоль звена  $BC$ ;  $\bar{R}_{32}^{(3)}$  — составляющая той же силы, направленная вдоль линии  $DC$ .

Аналогичными символами обозначаются составляющие силы  $\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}$ . На рис. 2 показаны направления реакций, принятые за положительные.

Составляющие  $\bar{R}_{23}^{(2)}$  и  $\bar{R}_{23}^{(3)}$  найдем из уравнений моментов сил, действующих на звено 3 относительно точки  $D$ , и сил, действующих на звено 2, относительно точки  $B$ .

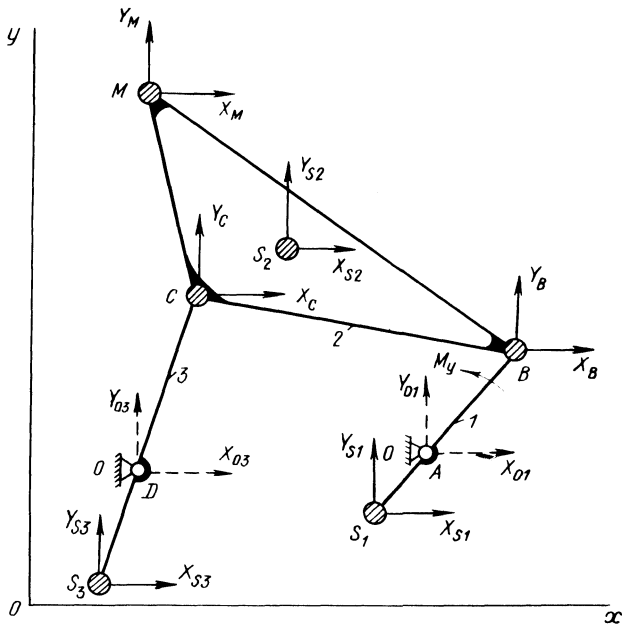


Рис. 1. Схема нагрузок, действующих на механизм.

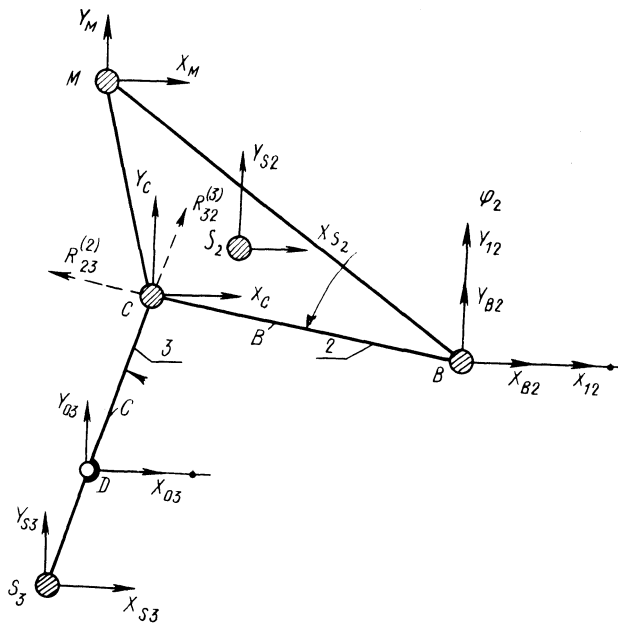


Рис. 2. Схема нагрузок, действующих на структурную группу.

Получаем

$$R_{23} = \frac{X_{C3}(y_D - y_C) + Y_{C3}(x_C - x_D) + X_{S3}(y_D - y_{S3}) + Y_{S3}(x_{S3} - x_D)}{c \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)};$$

$$R_{23} = \frac{X_{C2}(y_B - y_C) + Y_{C2}(x_C - x_B) + X_M(y_B - y_M) + Y_M(x_M - x_B) + X_{S2}(y_B - y_{S2}) + Y_{S2}(x_{S2} - x_B)}{b \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}.$$

Полная реакция  $R_{23}$  в шарнире С равна

$$R_{23} = \sqrt{(R_{23}^{(2)})^2 + (R_{23}^{(3)})^2 + 2R_{23}^{(2)}R_{23}^{(3)} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2)}.$$

Проекция этой реакции на координатные оси равны

$$X_{23} = R_{23}^{(2)} \cos \varphi_2 + R_{23}^{(3)} \cos \varphi_3;$$

$$Y_{23} = R_{23}^{(2)} \sin \varphi_2 + R_{23}^{(3)} \sin \varphi_3.$$

Определяем реакции в шарнирах В и D. Проецируя все силы, действующие на звено 3, на оси координат, найдем реакции стойки

$$X_{03} = -X_{23} - X_{S3} - X_{C3};$$

$$Y_{03} = -Y_{23} - Y_{S3} - Y_{C3}.$$

Аналогично найдем проекции реакции  $\bar{R}_{12}$

$$X_{12} = X_{23} - X_{C2} - X_M - X_{S2} - X_{B2};$$

$$Y_{12} = Y_{23} - Y_{C2} - Y_M - Y_{S2} - Y_{B2}.$$

Переходя к расчету кривошипа 1, определим сначала уравновешивающий момент  $M_y$  (рис. 3).

Учитывая, что

$$X_{21} = -X_{12} \text{ и } Y_{21} = Y_{12},$$

получим

$$M_y = (X_{B1} - X_{12})(y_B - y_A) - X_{S1}(y_A - y_{S1}) - (Y_{B1} - Y_{12})(x_B - x_A) + Y_{S1}(x_A - x_{S1}).$$

Проецируя все силы, действующие на кривошип, на оси  $x$  и  $y$  (рис. 3), найдем проекции реакций

$$X_{01} = X_{12} - X_{B1} - X_{S1} ;$$

$$Y_{01} = Y_{12} - Y_{B1} - Y_{S1} .$$

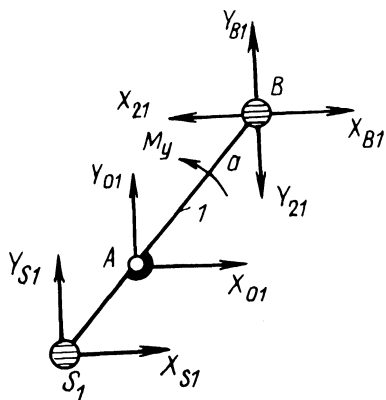


Рис. 3. Схема нагрузок, действующих на кривошип.

Для проверки  $M_y$  можно вычислить приведенный момент  $M_{\Pi}$  из условия баланса мощностей

$$M_{\Pi} = \frac{1}{\omega_1} (X_B \dot{x}_B + Y_B \dot{y}_B + X_C \dot{x}_C + Y_C \dot{y}_C + X_M \dot{x}_M + Y_M \dot{y}_M + X_{S1} \dot{x}_{S1} + Y_{S1} \dot{y}_{S1} + X_{S2} \dot{x}_{S2} + Y_{S2} \dot{y}_{S2} + X_{S3} \dot{x}_{S3} + Y_{S3} \dot{y}_{S3}) ,$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость кривошипа.

Должно соблюдаться равенство

$$M_y = - M_{\Pi} .$$

Кроме того, следует иметь в виду, что геометрическая сумма реакций двух опор (в точках A и D) равна главному вектору сил инерции механизма, взятому с обратным знаком. Поэтому

$$X_{01} + X_{03} = - \Sigma X_i ;$$

$$Y_{01} + Y_{03} = - \Sigma Y_i ,$$

а момент реакций  $X_{03}$  и  $Y_{03}$  относительно точки A включает в себя моменты всех сил относительно этой же точки и уравновешивающий момент  $M_y$  [3] :

$$\begin{aligned}
M_y = & - [X_{03}(y_A - y_D) + Y_{03}(x_D - x_A) + X_B(y_A - y_B) + X_C(y_A - y_C) + \\
& + X_M(y_A - y_M) + X_{S1}(y_A - y_{S1}) + X_{S2}(y_A - y_{S2}) + X_{S3}(y_A - y_{S3}) + \\
& + Y_B(x_B - x_A) + Y_C(x_C - x_A) + X_M(x_M - x_A) + Y_{S1}(x_{S1} - x_A) + \\
& + Y_{S2}(x_{S2} - x_A) + Y_{S3}(x_{S3} - x_A)].
\end{aligned}$$

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. — М., 1975.
2. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. — М., 1972.
3. Берестов В.А. Сравнительный анализ реакций в кинематических парах механизма шарнирного четырехзвенника для различных схем уравновешивания. — Механика машин, 1977, вып. 52.

УДК 539.3

С.В.Босаков

#### РАСЧЕТ КЛИНА С КРАЕВЫМ РАЗРЕЗОМ

Рассматривается плоский клин с краевым симметричным разрезом под действием нормальной сосредоточенной силы (рис. 1). Определяются напряжения по оси симметрии клина. Разложим нагрузку на симметричную и обратно-симметричную. Отсутствие касательных напряжений и горизонтальных перемещений при действии симметричной нагрузки и нормальных напряжений и вертикальных перемещений при действии обратно-симметричной по оси разреза для  $\bar{x} > 1$  приводит к следующим уравнениям:

$$\begin{aligned}
\int_1^{\infty} \sigma(\xi) K_1(x, \xi) d\xi + \frac{\delta_1}{1} &= \frac{P}{l} K_1(x, a); \\
\int_1^{\infty} \tau(\xi) K_2(x, \xi) d\xi + \frac{\delta_2}{1} &= \frac{P}{l} K_3(x, a), \quad x = \frac{\bar{x}}{1}; \quad \xi = \frac{\bar{\xi}}{1},
\end{aligned}$$

где  $\sigma(x)$ ,  $\tau(x)$  — соответственно законы распределения нормальных и касательных напряжений по оси разреза;  $K_i(x, \xi)$  — радиальные и тангенциальные перемещения точек грани клина с углом при вершине  $2\alpha$  от действия единичной силы, нормальной и касательной к грани ( $i = 1, 2, 3$ );  $\delta_i$  — перемещение точки  $\bar{x} = 1$  относительно вершины клина ( $i = 1, 2$ ).

Выражения для  $K_i(x, \xi)$  ( $i = 1, 2, 3$ ) с точностью до постоянной найдены на основании известных результатов Я.С.Уфлянда [1] с