

$$b_1=0.51 \text{ нмс/рад}, b_2=0.16 \text{ нмс/рад}, b_3=0.025 \text{ нмс/рад}.$$

$M_{\text{до}}=580 \text{ нм}$  — начальный движущий момент,

$M_{\text{с}_0}=950 \text{ нм}$  — начальный момент сцепления,

$M_{\text{г}}=590 \text{ нм}$ ,  $K_{\text{д}}=25 \text{ с}^{-1}$  — темп нарастания моментов.

По данным файлов расчета были построены графики изменения моментов на упругих звеньях (рис.2) и угловых ускорений (рис.3) на участке времени от 0 до 10с.

Результаты расчетов показывают, что движение данной динамической системы носит колебательный характер. Моменты и ускорения упругих звеньев непосредственно зависят от параметров жесткости  $c_i$  и коэффициентов диссипации  $b_i$ . Причем моменты, возникающие в упругих звеньях 1 и 2 ограничены моментами  $M_{\text{с}}$  и  $M_{\text{г}}$ .

### Литература

1. Поляков Д.Б., Круглов И.Ю. Программирование в среде Турбо Паскаль. М.: Изд-во МАИ, 1992.

2. Динамика машин и управление машинами. Справочник под редак. Крейнина Г.В. М.: Машиностроение, 1988.

УДК 621.828.3

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ЭВМ МЕТОДОМ ЗАМКНУТЫХ ВЕКТОРНЫХ КОНТУРОВ

**Л. С. Тетерюкова, В. Л. Комар, Д. О. Тетерюков**

Существуют различные методы кинематического анализа рычажных механизмов. Основной целью всех методов является установление зависимости координат выходного звена и входного. Данная задача решается наиболее просто, если определена функция положения. Вид функции положения зависит от кинематической схемы.

Если механизм содержит шатуны, кулисы или колебатели, то при составлении функции положения целесообразно использовать метод замкнутых векторных контуров.

Суть метода состоит в том, что, например, механизм второго класса представляют структурно состоящим из ряда четырехзвенников. Причем, выходное

звено предыдущего четырехзвенника становится входным звеном последующего четырехзвенника. Выделив таким образом ряд контуров четырехзвенников, с каждым из них связывают систему координат. Вдоль каждого звена направляют вектор от шарнира к шарниру либо вдоль направляющих элементов кинематических пар. Вектор позволяет ориентировать звено в системе координат.

Затем составляется уравнение замкнутости векторного контура, которое проектируется на оси координат. Последующим дифференцированием уравнений в проекциях на оси координат получают параметры передаточной функции скоростей и передаточной функции ускорения. После этого рассчитываются значения скоростей и ускорений. Последовательно переходя от контура к контуру, определяют линейные скорости, ускорения характерных точек звеньев и угловые скорости, ускорения всех звеньев.

Рассмотрим использование метода замкнутых векторных контуров для двухдиадного кулисного механизма. Схема механизма приведена на рис. 1.

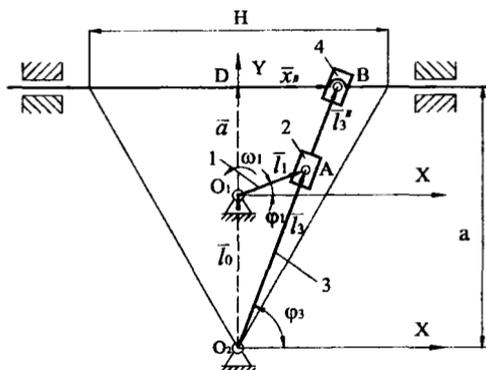


Рис. 1. Схема двухдиадного кулисного механизма: 1 — кривошип; 2 — кулисный камень; 3 — кулиса; 4 — кулисный камень; 5 — ползун.

Вводим систему координат  $XOY$  в соответствии с направлением угловой скорости входного звена  $\omega_1$ . Положение звеньев ориентируем в системе координат посредством векторов и углов  $j_1, j_3$ .

Выделяем два векторных контура  $O_1O_2A$  и  $DO_2B$ .

Уравнение замкнутого контура  $O_1O_2A$  имеет вид:

$$\vec{l}_0 + \vec{l}_1 = \vec{l}_3 \quad (1)$$

Уравнение замкнутости в проекциях на координатные оси  $X$  и  $Y$ :

$$0 + l_1 \cdot \cos \varphi_1 = l_3 \cdot \cos \varphi_3$$

$$l_0 + l_1 \cdot \sin \varphi_1 = l_3 \cdot \sin \varphi_3 \quad (2)$$

После математических преобразований получим:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{l_0 + l_1 \cdot \sin \varphi_1}{l_1 \cdot \cos \varphi_1} \quad (3)$$

Для определения передаточной функции скоростей  $U_{31}$  необходимо взять производные от левой и правой части уравнения (3) по  $j_1$ :

$$U_{31} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \cos^2 \varphi_3 \cdot \frac{l_1^2 + l_0 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1}{l_1^2 \cdot \cos^2 \varphi_1} = \frac{l_1^2 + l_0 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1}{l_1^2 + l_0^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1} \quad (4)$$

Передаточная функция ускорений определяется уравнением (5):

$$U'_{31} = \frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2} = \frac{l_0 \cdot l_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot (l_0^2 - l_1^2)}{(l_1^2 + l_0^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_1 \cdot \sin \varphi_1)^2} \quad (5)$$

Тогда угловую скорость кулисы можно найти из выражения (6):

$$\omega_3 = \omega_1 \cdot U_{31} \quad (6)$$

Угловое ускорение кулисы определяется формулой (7):

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \cdot U'_{31} + \varepsilon_1 \cdot U_{31} \quad (7)$$

Уравнение замкнутого контура  $DO_2B$  имеет вид:

$$\bar{a} + \bar{x}_B = \bar{l}_3^B \quad (8)$$

Уравнение замкнутости в проекциях на координатные оси X и Y принимает вид:

$$\begin{aligned} 0 + x_B &= l_3^B \cdot \cos \varphi_3 \\ a + 0 &= l_3^B \cdot \sin \varphi_3 \end{aligned} \quad (9)$$

Решая совместно уравнения системы, получим:

$$x_B = a \cdot \operatorname{ctg} \varphi_3 \quad (10)$$

Дифференцированием  $x_B$  по параметру  $j_3$  получим  $U_{53}$ :

$$U_{53} = -a \cdot \frac{1}{\sin^2 \varphi_3} \quad (11)$$

Передаточная функция ускорений определяется уравнением (12):

$$U'_{53} = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \varphi_3}{\sin^3 \varphi_3} \quad (12)$$

Тогда скорость точки В можно определить из уравнения(13):

$$V_B = \omega_3 \cdot U_{53} \quad (13)$$

Формула для определения ускорения точки В имеет вид:

$$a_B = \omega_3^2 \cdot U'_{53} + \epsilon_3 \cdot U_{53} \quad (14)$$

По полученному алгоритму расчета ускорений и скоростей точки В при изменении  $j_1$  разработана программа на языке Visual Basic. Поскольку данный механизм является циклическим, расчеты проводились за цикл движения с шагом по углу поворота кривошипа. Результаты расчета скорости точки В приведены на рис. 2, ускорения точки В — на рис. 3 для следующих исходных данных:  $\omega_1 = 6.803$  рад/с;  $l_0 = 0.32$  м;  $l_1 = 0.0768$  м;  $a = 0.5$  м;  $H = 0,25$  м.

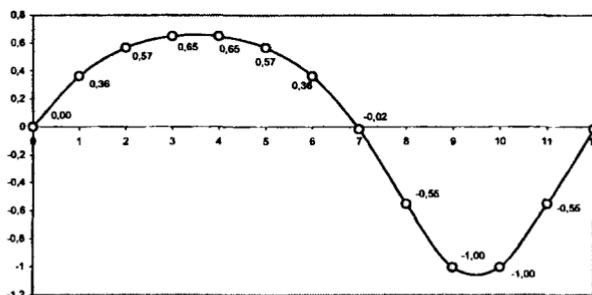


Рис. 2. График скорости точки В.

Полученный алгоритм позволяет вычислять значения скоростей и ускорений выходного звена для двухдвух кулисного механизма. Алгоритмы расчета синусного механизма, тангенсного механизма, кривошипно-ползунного механизма, кулисного механизма, шарнирного четырехзвенника и двухдвух рычажного механизма методом замкнутых векторных контуров приведены в литературе [2].

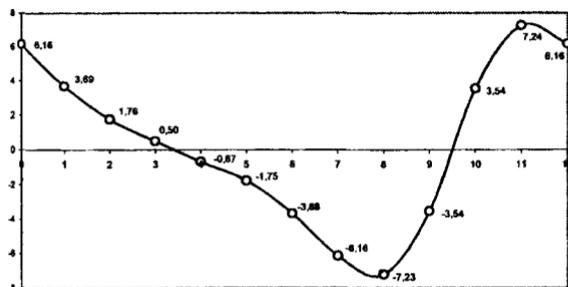


Рис. 3. График ускорения точки В.

## Литература

1. Артоболовский И.И. Теория машин и механизмов. М.: Наука, 1975. — 720 с.
2. Кинематический расчет рычажных механизмов на ЭВМ методом замкнутых векторных контуров// Тетерюкова Л.С. Комар В.Л. Методические указания к курсовому проекту по ТММ. Могилев: МГТУ, 2000. — 38с.

УДК 621.01

## ЕДИНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОДВИЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

**В. Ф. Коренский, Е. В. Волынец**

Подвижность механизмов обычно определяют по формулам П.Л. Чебышева, либо Сомова-Мальшева, решив, предварительно, плоским или пространственным является механизм. О трудностях принятия таких решений на многочисленных примерах сообщается в книге Л.Н.Решетова[2].

Кроме того, подвижность механизмов в указанных формулах зависит как от подвижности образующих кинематических пар, так и от количества подвижных звеньев. Механику влияния звена на подвижность механизма представить весьма трудно.

Предлагаем методику определения подвижности механизмов на основе анализа образующих кинематических пар.

Пусть мы имеем рычажный шестизвенник OABСDE (рис.1):

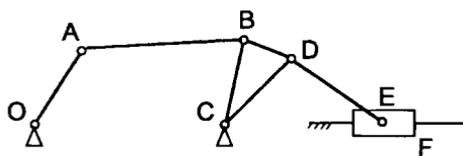


Рис. 1.

Размыкаем все, кроме одной, кинематические пары (С и F), в которых осуществляется присоединение подвижных звеньев к стойке. В полученной открытой кинематической цепи подвижность звеньев определяется лишь подвижностью кинематических пар [3]:

$$W_1 = \sum_1^n P_i \quad (1)$$