

## ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА 3-ГО КЛАССА С ПОСТУПАТЕЛЬНО ПЕРЕМЕЩАЮЩИМСЯ ВЫХОДНЫМ ЗВЕНОМ

С.В.ЛУШНИКОВ, А.И.ФОКИНА

(Московский государственный текстильный университет им.А.Н.Косыгина)

Целью настоящей работы является разработка методики и программы для исследования кинематических характеристик механизма 3-го класса с поступательно перемещающимся выходным звеном (рис. 1). Такие механизмы способны обеспечить значительное перемещение  $S_m$  выходного звена-5 и используются в приводах жестких рапир ткацких станков Iwerg и Fatex [1].

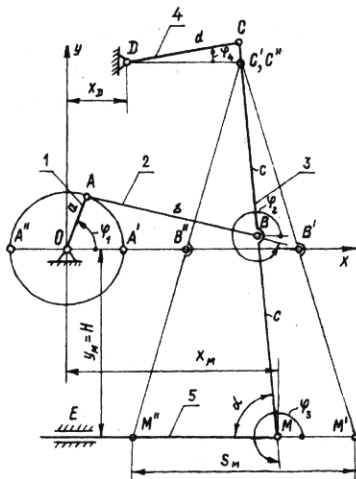


Рис. 1

Для решения задачи о положениях структурной группы [2], состоящей из звеньев 2...5 (рис.1), разомкнем вращательные пары G и M и получим незамкнутые кинематические цепи АВG, GD и ME.

Из условий совпадений положений точки G в цепях АВG и GD, а также точки M в цепях АВM и ME имеем

$$(x_G - x_D)^2 - (y_G - y_D)^2 = d^2, \quad (1)$$

$$x_G = x_A + b \cos \varphi_2 + c \cos(\varphi_3 - \pi), \quad (2)$$

$$y_G = y_A + b \sin \varphi_2 + c \sin(\varphi_3 - \pi), \quad (3)$$

$$x_M = x_A + b \cos \varphi_2 + c \cos \varphi_3, \quad (4)$$

$$y_M = y_A + b \sin \varphi_2 + c \sin \varphi_3, \quad (5)$$

$$y_M = y_E = H, \quad (6)$$

где  $x_A = a \cos \varphi_1$ ;  $y_A = a \sin \varphi_1$ .

После подстановки выражений (2) и (3) в (1) и последующих преобразований получим уравнение с одним неизвестным параметром  $\varphi_3$ :

$$[x_A + \sqrt{b^2 - (H - y_A - c \sin \varphi_3)^2} - c \cos \varphi_3 - x_D]^2 + [H - c \sin \varphi_3 - y_D]^2 - d^2 = 0. \quad (7)$$

В результате решения уравнения (7) определим величину угла  $\varphi_3$ . Углы  $\varphi_2$  и  $\varphi_4$  рассчитаем по формулам

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{H - y_A - c \sin(\varphi_3)}{b}, \quad \varphi_4 = \arcsin \frac{2c \sin \varphi_3 - H - y_D}{d}. \quad (8)$$

Для определения скоростей звеньев продифференцируем по времени выражения (2...4). В результате дифференцирова-

ния получим систему линейных уравнений:

$$\begin{aligned} -b\omega_2 \sin\varphi_2 - c\omega_3 \sin(\varphi_3 - \pi) + d\omega_4 \sin\varphi_4 &= a\omega_1 \sin\varphi_1, \\ -b\omega_2 \cos\varphi_2 - c\omega_3 \cos(\varphi_3 - \pi) + d\omega_4 \cos\varphi_4 &= a\omega_1 \cos\varphi_1, \\ -b\omega_2 \cos\varphi_2 - c\omega_3 \cos\varphi_3 &= a\omega_1 \cos\varphi_1. \end{aligned} \quad (9)$$

Решение системы трех линейных уравнений (9) позволяет определить значения угловых скоростей звеньев  $\omega_2, \omega_3, \omega_4$ .

Скорость точки М и выходного звена механизма вычисляется по формуле, полученной в результате дифференцирования выражения (4):

$$v_M = -a\omega_1 \sin\varphi_1 - b\omega_2 \sin\varphi_2 - c\omega_3 \sin\varphi_3. \quad (10)$$

После дифференцирования по времени (9) и (10) получим систему трех линейных уравнений, из которой определяются угло-

вые ускорения звеньев  $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ , а также формула для расчета ускорения точки М.

При определении размеров механизма независимыми параметрами являются: длина кривошипа  $a$ ; координата точки D  $x_D$ ; отношение длин звеньев  $\lambda = d/a$ ; минимальный угол передачи  $\alpha$ . Остальные размеры определяются в предположении, что в крайних положениях выходного звена 5 звено 4 параллельно оси  $x$ .

Расчетные формулы при этом имеют следующий вид:

$$y_D = -H; \quad d = a\lambda; \quad c = 0,5\sqrt{(H + y_D)^2 + 4a^2}, \quad (11)$$

$$b = x_D + d + c \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) - a.$$

С помощью вышеприведенных формул разработана программная система на алго-

ритмическом языке C++Builder. Интерфейс программы показан на рис.2.

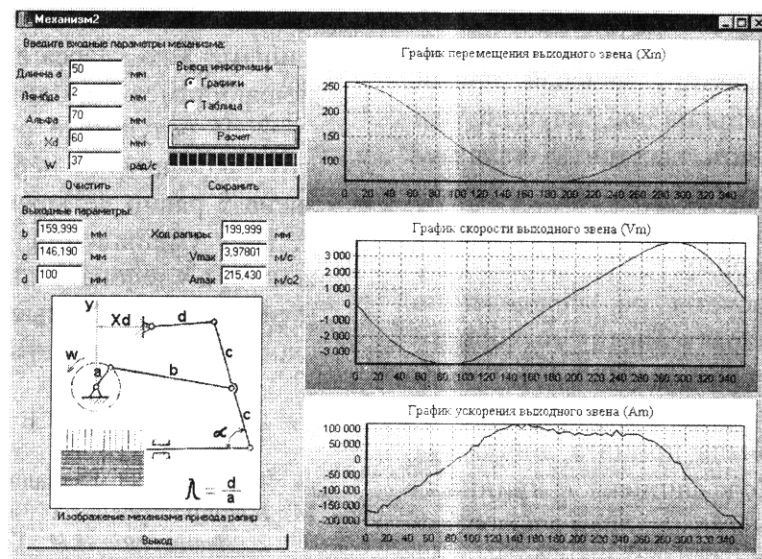


Рис. 2

При кинематическом анализе механизма уравнение (7) решалось методом половинного деления, система линейных урав-

нений (9) – методом Крамера. Угол  $\varphi_1$ , определяющий положение кривошипа, изменялся в пределах от 0 до 360° с шагом в 5°.

При решении уравнения (7) в качестве начального значения угла  $\varphi_3$  использовалась его величина, полученная при предыдущем значении независимой переменной  $\varphi_1$ . После запуска программы возникает интерфейс пользователя в виде формы, показанной на рис. 2.

На этой форме в левом верхнем углу расположены поля ввода входных параметров, среди которых задаются длина а кривошипа, коэффициент  $\lambda$ , минимально допустимый угол передачи  $\alpha$  и угловая скорость  $\omega_1$  входного звена. Ниже находятся поля вывода, в которые выводятся значения максимального перемещения рапиры, максимальной скорости и ускорения выходного звена, а также габаритные размеры механизма.

В правой части формы изображены графики кинематических характеристик механизма: перемещение, скорость и ускорение соответственно. На форме расположены также переключатели, позволяющие выводить результаты вычислений в виде графиков и в виде таблицы. При нажатии кнопки "Расчет" вычисляются размеры механизма и его кинематические характеристики. Кнопка "Сохранить" вызывает стандартные окна Windows для сохранения файла с выходными характеристиками механизма. Кнопка "Очистить" позволяет полностью очистить графики или таблицу от результатов расчета.

В процессе расчета каждый новый график накладывается на предыдущий, что позволяет сравнивать выходные характеристики при различных входных параметрах. При нажатии кнопки "Выход" пользователь закрывает форму.

Выполнены расчеты по определению кинематических характеристик выходного звена 5 для механизмов 3-го класса. Размеры задавались в относительных величинах; за единицу была принята длина  $a=1$  входного звена. Коэффициент  $\lambda$  принимал значения 2 и 3. Минимальный угол передачи  $\alpha$  изменялся в пределах от 30 до 70°. Угловая скорость кривошипа  $\omega_1=1$ .

В результате вычислений определялись размеры механизмов, перемещение, аналог скорости и аналог ускорения выходного

звена. При размерах  $GB=BM$  максимальное перемещение выходного звена 5 равно четырем длинам кривошипа  $1 S_m=4a$ .

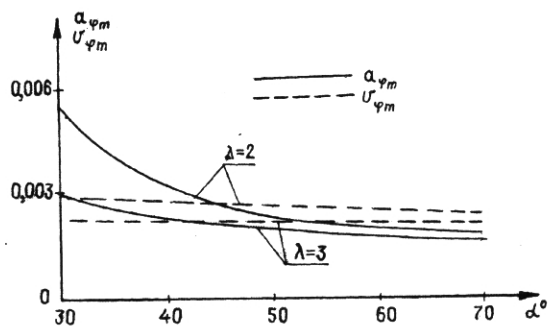


Рис. 3

Результаты расчета представлены на рис.3 в виде графиков, на которых показано, как изменяются максимальные значения аналогов скорости  $v_{\varphi m}$  и аналогов ускорения  $a_{\varphi m}$ . Из графиков следует, что с уменьшением углов передачи движения  $\alpha$  и, следовательно, с уменьшением габаритов механизма аналоги скоростей и ускорений возрастают. Такая же тенденция наблюдается и при уменьшении коэффициента  $\lambda$ .

## ВЫВОДЫ

1. Разработана методика и программа на алгоритмическом языке C++ Builder для кинематического анализа рычажного механизма 3-го класса с поступательно перемещающимся выходным звеном.

2. В результате расчетов установлено, что максимальное перемещение выходного звена 5 равно четырем длинам кривошипа 1. При уменьшении углов передачи движения, а следовательно, и габаритов механизма максимальные значения аналогов скоростей и ускорений возрастают.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сватый В. Бесчелночные ткацкие станки. – М.: Машиностроение, 1985.
2. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1991.

Рекомендована кафедрой компьютерных технологий и теории машин. Поступила 05.04.02.