

УДК 677.054.845-231.321.2

СИНТЕЗ ПРЯМОЛИНЕЙНО НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

С.В. ЛУШНИКОВ

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

Прямолинейно направляющие механизмы используются в машинах текстильной и легкой промышленности, например,

в механизмах привода игл (рис.1) швейно-обметочных машин. В этом механизме точка Е, находящаяся на шатуне, должна

перемещаться по траектории, близкой к прямой линии, которая расположена перпендикулярно оси x .

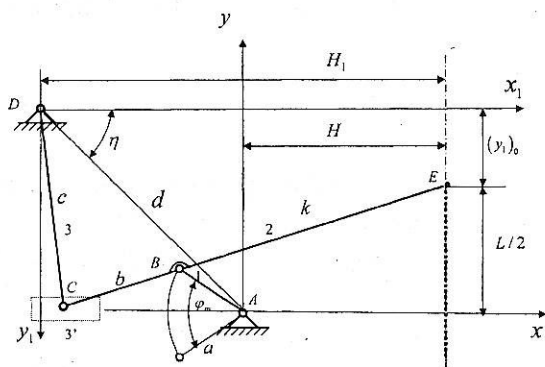


Рис. 1

При синтезе таких механизмов исходными данными являются: уравнение прямой $x=N$ и длина отрезка прямой L . Если отрезок расположен симметрично оси x , угол поворота входного звена 1, соответствующий перемещению точки E по заданному отрезку прямой, определяется по формуле

$$\varphi_m = 2 \arcsin \left(\frac{bL}{2a(b+k)} \right). \quad (1)$$

Целевая функция, имеющая вид

$$\Delta x = |N - X_E|, \quad (2)$$

в общем случае зависит от шести параметров механизма (рис.1):

$$\Delta x = \Delta x(a, b, c, d, k, \eta). \quad (3)$$

При оптимизации определяются размеры механизма, соответствующие минимальной величине максимального значения Δx отклонения от прямой.

Рассмотрим три варианта решения задачи синтеза прямолинейно направляющего механизма.

Вариант 1.

В первом приближении размеры звеньев b, c, k определяются из конструктивных соображений, а параметры a, d, η вычисляются методом квадратического приближения функций [1]. Расчет проводится в системе координат $x_1 D y_1$ по формулам

$$\rho^2 = x_1^2 + y_1^2,$$

$$V = \frac{\pm \sqrt{4(b+k)^2 \rho^2 + (\rho^2 - (b+k)^2 - c^2)^2}}{\rho^2},$$

$$W = \frac{\rho^2 + (b+k)^2 - c^2}{\rho^2},$$

$$F(y_1) = \rho^2, \quad (4)$$

$$f_0(y_1) = Vy \left(\frac{b+k}{b} - 1 \right) + \frac{2(b+k)}{b} x_1 - Wx_1 \left(\frac{b+k}{b} - 1 \right),$$

$$f_1(y_1) = -Vx_1 \left(\frac{b+k}{b} - 1 \right) + \frac{2(b+k)}{b} y_1 - Wy_1 \left(\frac{b+k}{b} - 1 \right),$$

$$f_2(y_1) = 1,$$

где x_1, y_1 – координаты точек, находящихся на заданном отрезке прямой.

В результате решения системы 3-х линейных уравнений определяем [1] коэффициенты p_0, p_1, p_2 . Искомые размеры механизма вычисляем по формулам

$$\eta = \arctg \left(\frac{p_1}{p_0} \right),$$

$$d = \sqrt{p_0^2 + p_1^2}, \quad (5)$$

$$a = \sqrt{b^2 + c^2 + d^2 - \frac{b}{b+k} (c^2 + (b+k)^2 - p^2)}.$$

Исходные данные для расчета

$$\begin{aligned} H_1 &= 60 \text{ мм}; Y_0 = 14 \text{ мм}; L = 28; \\ b &= 20 \text{ мм}; c = 30 \text{ мм}; k = 40 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (6)$$

При расчете по формулам (4) координата y_1 изменялась в интервале

$$(y_1)_0 \leq y_1 \leq (y_1)_0 + L. \quad (7)$$

Результаты расчета

$$\begin{aligned} a &= 10,3484 \text{ мм}; \\ d &= 42,6626 \text{ мм}; \\ \eta &= 44,6472 \text{ град}. \end{aligned}$$

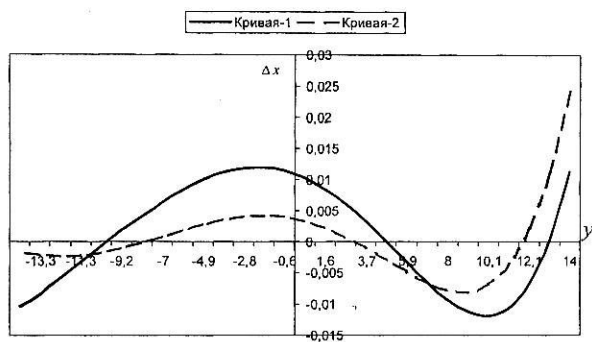


Рис. 2

Кинематический анализ механизма выполнялся в системе координат xAy . График отклонения Δx траектории точки E от заданного отрезка прямой представлен на рис.2 (кривая -2). Как видно из графика, функция $\Delta x (y)$, полученная методом квадратического приближения, расположена неравномерно относительно оси x . Особенно значительным отклонение является на правой границе участка $\Delta x=0,02404$ мм. Для того, чтобы получить более равномерное приближение траектории точки E к прямой, скорректируем размеры звеньев, используя метод оптимизации. Целевая функция имеет вид

$$\Delta x = \Delta x(a, b, c). \quad (8)$$

Следовательно, оптимизация проводится по трем параметрам a, b, c , при этом размеры d, k, η остаются неизменными. График отклонения $\Delta x (\varphi)$ от прямой показан на рис.2 (кривая-2). Максимальное отклонение составляет $\Delta x = 0,01198$ мм.

Размеры механизма

$$\begin{aligned} a &= 10,3411 \text{ мм}; b = 19,8346 \text{ мм}; \\ c &= 30,0148 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (9)$$

Корректировка размеров механизма методом оптимизации позволила сделать приближение равномерным, примерно в 2 раза уменьшить максимальное отклонение, однако на большей части интервала величина отклонения увеличилась.

Вариант 2.

На 1-ом этапе синтеза шарнирного четырехзвенника выполнялся синтез прямолинейно направляющего кривошипно-

ползунного механизма методом оптимизации. Коромысло 3 на рис.1 заменено ползуном 3'. У этого механизма точка C перемещается вдоль оси x . Целевая функция имеет вид

$$\Delta x = \Delta x(a, b, k). \quad (10)$$

Исходные данные для расчета аналогичны варианту 1.

Ограничения на параметры механизма:

$$a > 9 \text{ мм}, b > a, \gamma > \gamma_d, \quad (11)$$

где γ_d – допустимый угол передачи $\gamma_d = 30$ град.

Результаты расчета:

$$\begin{aligned} a &= 9,9858 \text{ мм}; b = 19,4664 \text{ мм}; \\ k &= 39,6862 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Максимальное отклонение составляет $\Delta x = 0,00673$ мм.

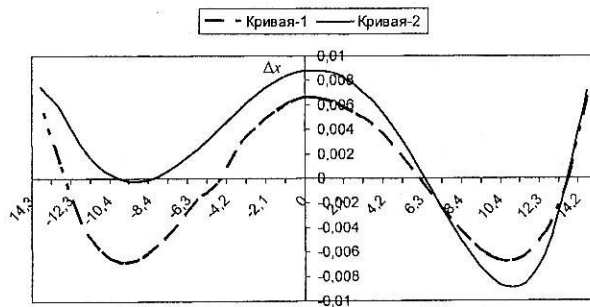


Рис. 3

График отклонения Δx траектории точки E от прямой показан на рис.3 (кривая-1).

Для уменьшения потерь на трение ползун обычно заменяют коромыслом 3, поэтому на втором этапе проектирования определяем размеры шарнирного четырехзвенника a, b, k , которые обеспечивают минимум целевой функции $\Delta x = \Delta x(a, b, k)$ с учетом ограничений (11), наложенных на параметры механизма.

С увеличением длины коромысла с траектория точки C приближается к прямой линии, а траектория точки E к траектории – 1 на рис.3. Поскольку влияние параметра c очевидно, он не был включен в число варьируемых.

График отклонения Δx траектории точки E от прямой показан на рис.3 (кривая 2).

Размеры механизма:

$$a = 9,9854; b = 19,4664; c = 30,0000;$$

$$k = 39,6880; x_D = -28,5921; y_D = 29,9877.$$

Максимальное отклонение составляет $\Delta x = 0,00897$ мм.

По сравнению с кривошипно-ползунным механизмом максимальная величина отклонения траектории точки E от прямой линии увеличилась примерно на 30%. Однако эти характеристики лучше, чем при проектировании по варианту 1.

Алгоритмы 1 и 2 достаточно просто реализуются с помощью математической программной системы Mathcad 2000, которая имеет функции для решения систем линейных уравнений, вычисления интегралов и решения задач оптимизации, используемых в этих алгоритмах. В процессе решения выяснилось, что метод оптимизации, заложенный в системе Mathcad 2000, работает не эффективно при числе варьируемых параметров более 3.

Вариант 3.

Разработана программная система синтеза прямолинейно направляющего механизма в среде Borland C++ Builder. Интерфейс пользователя системы изображен на рис. 4.

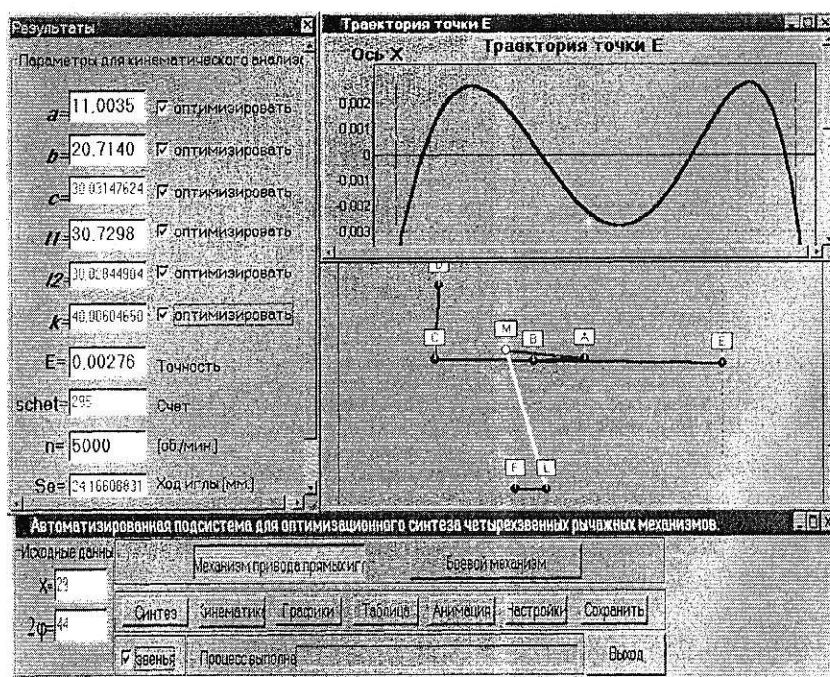


Рис. 4

Программа, в которой использовался оптимизационный метод деформируемого многогранника (метод Нелдера-Мида), позволяет выполнять синтез механизма по шести параметрам, то есть целевая функция имеет вид (3).

Для получения наиболее благоприятного результата синтез необходимо выполнять не менее чем в 2 этапа. Сначала выполнить синтез по трем параметрам a, b, c , оставляя остальные размеры неизменными.

Затем повторить процедуру оптимизации, выполнив ее одновременно по шести параметрам. Увеличение количества этапов более 2 не оказывает заметного влияния на результат синтеза.

С помощью этой программы получен механизм, у которого максимальное отклонение Δx точки E от прямой составляет

$$\Delta x = 0,00651 \text{ мм.}$$

Размеры механизма:

$a = 10,9781$ мм; $b = 20,5465$ мм;
 $c = 29,9262$ мм; $k = 39,9837$ мм;
 $x_D = 30,0912$ мм; $y_D = 29,9207$ мм.

ВЫВОДЫ

1. Разработаны программы для параметрического синтеза рычажного механизма, у которого шатунная точка перемещается по траектории, близкой к прямой линии. При разработке программ использовались методы приближения функций и оптимизации. Проведен численный эксперимент, позволяющий оценить эффективность используемых методов.

2. Установлено, что наиболее эффективным оказался алгоритм синтеза, разработанный на основе метода Нелдера-Мида

в программной системе Borland C++ Builder и позволяющий осуществлять оптимизацию по максимальному числу варьируемых параметров ($k = 6$). Этот алгоритм позволяет получить размеры рычажного механизма, имеющего минимальное отклонение Δx шатунной кривой от заданного прямолинейного отрезка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. и др. Синтез плоских механизмов. – М.: ГИФМЛ, 1959.
2. Полухин В.П. Проектирование механизмов швейно-обметочных машин. – М.: Машиностроение, 1972.

Рекомендована кафедрой теории механизмов, приборов и машин. Поступила 01.09.05