

теля; при увеличении коэффициентов  $K_1$ ,  $K_{T1}$ ,  $C_{m1}$  и  $C_{\sigma 1}$  и уменьшении  $R_1$  отношение  $\frac{\Delta \pi_1}{\Delta \tau_1}$  уменьшается.

В системах электропривода чистовых клеток непрерывных станов горячей прокатки применяется жесткая отрицательная обратная связь по току прокатного двигателя. При наличии этой связи в уравнениях (6), (8), (10) и (12) величину эквивалентного сопротивления главной цепи следует определять как  $R_1 + K_2 K_{\sigma 1}$ . Значит, введение жесткой отрицательной обратной связи по току двигателя приводит к увеличению следующих отношений:

$$\left| \frac{\Delta \pi_1}{\Delta \tau_1} \right|, \left| \frac{\Delta \pi_1}{\Delta \tau_{01}} \right|, \left| \frac{\Delta \tau_1}{\Delta h_0} \right| \text{ и } \left| \frac{\Delta \pi_1}{\Delta \tau_0} \right|.$$

Ереванский политехнический ин-т им. К. Маркса

Поступило 27.III.1963

М. Б. ЭДИЛЯН

## КРУГОВЫЕ НАПРАВЛЯЮЩИЕ ШАРНИРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

III Всесоюзное собрание по основным проблемам теории механизмов и машин в своем решении отметило, что на ближайшие годы внимание ученых в области теории машин и механизмов необходимо сосредоточить на разработку программ для решения основных задач анализа и синтеза механизмов на электронных цифровых машинах и составление справочных данных по проектированию механизмов. Опыт отечественного и зарубежного машиностроения показывает, что используя шарнирные механизмы удается создавать более быстроходные, производительные, долговечные и устойчивые в работе машины. Например, в наиболее быстроходных швейных машинах промышленных типов, кулачковые исполнительные механизмы целиком выполнены шарнирными, ввиду конструктивной простоты последних, их динамическим достоинствам, дешевизны. Шарнирные механизмы обладают еще и тем преимуществом, что, во-первых, представляется возможность шатунную кривую приблизить практически почти к любой траектории, и, во-вторых, продолжительность выстоя ведомого звена шарнирного механизма с остановкой меняется в широких пределах. Теоретически угол поворота кривошипа, соответствующий продолжительности выстоя ведомого звена, меняется от 0° до 360°. В 1888 г. П. Л. Чебышевым в работе „О простой суставчатой системе, доставляющей движения симметрические около оси“ разработана теория симметричного кругового направляющего механизма и выведены формулы, выражающие соотношения между его параметрами. Однако при произвольном выборе свободных параметров часто не может быть найдено действительное решение. Это означает, что только некоторые области значений свободных параметров могут быть использованы при

проектировании. Такие области не были построены ни П. Л. Чебышевым, ни теми авторами, которые после него занимались вопросами синтеза кругового направляющего механизма. По видимому, это обстоятельство явилось причиной того, что практическое применение полученных П. Л. Чебышевым результатов, представляющих большую научную ценность, задержалось.

Эта проблема доведена до инженерного решения в работе Л. Р. Гродзенской [2], дившей методику проектирования симметричных шарнирных шестизвенных механизмов по заданной продолжительности остановки ведомого звена и применявшей разработанную методику для проектирования механизма проталкивателя гильзыabinного автомата ЭК. Синтез механизма с остановкой складывается из проектирования базисной части — шарнирного четырехзвенника  $ABCD$  и проектирования присоединенной группы  $MOF$  (рис. 1). Шарнирный

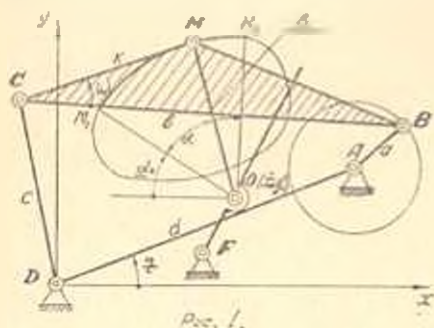


Рис. 1.

четырёхзвенник  $ABCD$  является круговым направляющим механизмом, т. е. имеет на шатуне точку  $M$ , траектория которой на некотором своем участке (дуга  $M_1M_2$ ) приближена к дуге окружности. Двухповодковая группа одной внешней кинематической парой присоединяется к этой точке механизма, а второй — к стойке. Длина звена, присоединяемого к шатуновой

точке, равна радиусу приближающей окружности. Длина второго звена и положение его неподвижного шарнира  $F$  выбраны так, что пнутренний шарнир присоединенной группы за время прохождения шатуновой точкой участка, близкого к окружности, будет совпадать с центром этой окружности. Вследствие этого второе звено  $OF$  группы  $MOF$ , являющееся ведомым звеном механизма, имеет выстой, продолжительность, которого равна времени прохождения точкой шатуна участка траектории, близкого к дуге окружности.

Вопросам проектирования присоединенной группы посвящена работа [5]. В симметричном круговом направляющем механизме выдержано:  $AB = BC = BM$ . Синтез несимметричного кругового направляющего механизма представляет собой более общую задачу. Области существования механизмов расширяются, кроме того, при симметричном механизме значения последнего очень часто получаются неконструктивными и т. д.

Применение электронно-вычислительных машин дает возможность учесть все перечисленные выше факторы и отбор механизмов в самой машине производить по ряду признаков, как-то: обеспечение поворота звена  $AB$  на  $2\pi$ , обеспечение минимального угла передачи, конструктивного соотношения длин звеньев механизма, малых уклонов ме-

жду шатунной кривой и аппроксимирующей окружностью. Перечисленные условия в виде логических являлись в вычислительную машину.

Автором разработана методика общего случая синтеза несимметричных круговых направляющих механизмов. По составленной для этих механизмов универсальной программе в Вычислительном центре АН Армянской ССР на электронной цифровой машине просчитано свыше 1100 механизмов и отобраны удовлетворяющие определенным логическим условиям, сформулированным в [3]. Задача о воспроизведении заданной траектории при помощи шарнирного механизма может быть сведена к задаче о нахождении искоемых параметров из условия малого отклонения от нуля величины взвешенной разности  $\Delta_1$ . Аналитическое выражение взвешенной разности  $\Delta_0$  при  $x_D = y_D = 0$  (рис. 1) имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} \Delta_0 = & -\frac{bc \cos \omega}{k} (v^2 + k^2 - c^2) - \frac{b \sin \omega}{k} U + \frac{db \sin (\omega + \eta)}{k} (V_x + W_y) + \\ & + \frac{db \cos (\omega + \eta)}{k} (W_x - V_y) - d \sin \eta (V_x + W_y - 2y) - \\ & - d \cos \eta (W_x - V_y - 2x) - c^2 - b^2 + a^2. \end{aligned} \quad (1)$$

Для определения пяти параметров ( $a, b, d, \omega, \eta$ ) группируем члены в выражении (1) так, чтобы оно имело вид

$$\Delta_0 = p_0 f_0(x) + p_1 f_1(x) + \dots + p_5 f_5(x), \quad (2)$$

где  $f_i(x)$  — функции переменного аргумента  $x$ , не содержащие неизвестных параметров;  $p_i$  — коэффициенты, зависящие от искоемых параметров. Вариации параметров —  $k, c, R, x_0, y_0, a_0, \alpha$  (рис. 1), где  $x_0, y_0$  — координаты центра аппроксимирующей окружности  $\alpha$  — центральный угол дуги аппроксимации и  $a_0$  — угол фиксирующий положение дуги аппроксимации относительно оси  $x$ , позволяет синтезировать механизм по максимальному числу параметров равным 9 (см. [1], стр. 702).

Решение системы уравнений типа (2) методами интерполирования, квадратического и наилучшего приближения дано в [3], [4]. Влияние точности изготовления звеньев механизма на точность воспроизведения точкой  $M$  (рис. 1) шатунной кривой и точность выстоя ведомого звена рассмотрены в [6]. Например, при выполнении звеньев механизма по второму классу точности, ошибка положения точки  $M$  составляет в наихудшем механизме 0,4 мм, а колебание ведомого звена  $0,1^\circ - 10^\circ$ . В связи с этим представляется целесообразным и перспективным замена кулачковых механизмов ряда схем шарнирными.

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Арсдоболгаский И. И., Левитский И. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов. М., 1959.
2. Гродзинская Л. С. Проектирование шарнирных механизмов по заданной продолжительности остановки ведомого звена (Диссертация), М., 1958.
3. Эдильян М. Б. Применение электронно-вычислительных машин для синтеза направляющего механизма. Известия АН Армянской ССР, т. XIV, № 5, 1961.
4. Эдильян М. Б. Синтез кругового направляющего механизма методами квадратичного и излучшего приближения. Сб. Комитета по координации НИИР, серия маш. № 2, Ереван, 1962.
5. Эдильян М. Б. Проектирование валие шестизвеного шарнирного механизма с остановкой. Сб. Комитета по координации НИИР, серия маш. № 1, Ереван, 1962.
6. Эдильян М. Б. Исследование тошотги шарнирно-шестизвеного механизма. Изв. АН Армянской ССР, т. XV, № 3, 1962.

И. Н. АДЖАН

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ  
С ДВИГАТЕЛЕМ

В заметке приводятся результаты исследования автора совместной работы двигателя внутреннего сгорания с гидромеханической передачей при установившихся и неустановившихся режимах работы. Внешние характеристики гидромеханической передачи (ГМП) при совместной работе с двигателем внутреннего сгорания (ДВС) при разгонном режиме снимались в лабораторных условиях на инерционном стенде для следующих двух случаев.

Случай 1. Перед началом разгона вторичный вал ГМП заторможен, дроссель открывается медленно до определенного положения и на нем фиксируется. Положения дросселя принимались равным  $\varphi = 100\%$ , 80, 55, 40, 20, 10%. Процесс разгона начинается после мгновенного освобождения вторичного вала.

Случай 2. Двигатель работает на холостых оборотах ( $n_0 = 760 \text{ об/мин.}$ ). Процесс разгона начинается с резкого открывания дросселя до определенного положения (соответствующие положения дросселя указаны выше), которое остается постоянным до конца разгона.

Случай 2 является более близким к действительным условиям эксплуатации автомобиля с ГМП. По результатам испытаний для случаев 1 и 2, а также для случая равномерного открывания дросселя до полного (в течение 10 сек) построены кривые внешних и безразмерных характеристик ГМП, как функции от времени, для двух приведенных инерционных масс  $J = 1,06 \text{ кг м сек}^2$  и  $J = 1,55 \text{ кг м сек}^2$ . Безразмерные характеристики строились на основе усредненных кривых. Коэффициент трансформации  $K = M_2/M_1$  вычислялся по значе-