

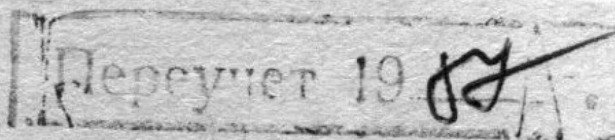
Автор ерр,  
с 14.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

---

Одесский технологический институт  
пищевой промышленности им. М. В. Ломоносова

Инженер Л. К. САМОЙЛЕНКО



**КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
И ИССЛЕДОВАНИЕ ШАРНИРНОГО  
СЕМИЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА  
С НЕСКОЛЬКИМИ ОСТАНОВКАМИ РАБОЧЕГО ОРГАНА  
ЗА ОДИН ОБОРОТ ВЕДУЩЕГО ЗВЕНА**

(05.021, теория механизмов, машин и автоматических линий)

**А в т о р е ф е р а т**  
диссертации, представленной на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

ОДЕССА—1971

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

---

Одесский технологический институт  
пищевой промышленности им. М. В. Ломоносова

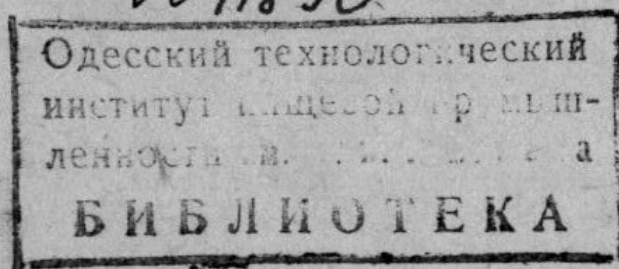
Инженер Л. К. САМОЙЛЕНКО

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
И ИССЛЕДОВАНИЕ ШАРНИРНОГО  
СЕМИЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА  
С НЕСКОЛЬКИМИ ОСТАНОВКАМИ РАБОЧЕГО ОРГАНА  
ЗА ОДИН ОБОРОТ ВЕДУЩЕГО ЗВЕНА

(05.021, теория механизмов, машин и автоматических линий)

А в т о р е ф е р а т  
диссертации, представленной на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

v011896



ОНАХТ 06.06.12  
Кинематическое проек

ОДЕССА—1971



v011896

Диссертационная работа выполнена в Одесском технологическом институте пищевой промышленности имени М. В. Ломоносова.

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор

**В. Я. Белецкий.**

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор **П. А. Лебедев.**

Доктор технических наук, профессор **К. Х. Шахбазян**

Отзыв на диссертацию представляет УКРНИИПродмаш.

Автореферат разослан « 29 » декабря 1971 г.

Защита диссертации состоится « 4 » февраля 1972 г.

на заседании Ученого Совета Одесского технологического института пищевой промышленности им. М. В. Ломоносова.

Отзывы на реферат (в двух экземплярах, скрепленных печатью) просим направлять по адресу: г. Одесса, ул. Свердлова 112, Технологический институт пищевой промышленности им. М. В. Ломоносова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета (Л. А. ЗАПОРОЖЕЦ).

## В В Е Д Е Н И Е

Главная задача девятой пятилетки состоит в том, как записано в Директивах XXIV съезда КПСС по плану развития народного хозяйства на 1971-1975 годы, чтобы обеспечить значительный подъем материального и культурного уровня жизни народа на основе высоких темпов развития социалистического производства, повышения его эффективности, научно-технического прогресса и ускорения роста производительности труда. В Директивах предусматривается неуклонное проведение комплексной механизации производства, увеличение выпуска оборудования, в частности, для пищевой промышленности.

В машинах-автоматах пищевой промышленности часто требуется осуществлять одностороннее прерывистое движение рабочего органа. Такое движение можно получить с помощью мальтийских, кулачковых, зубчатых, храповых, зубчато-рычажных и шарнирных механизмов. Шарнирные механизмы по сравнению с другими, имеют ряд преимуществ, обусловленных износоустойчивостью низших кинематических пар, легкостью изготовления, малым весом и инерционностью, лучшими динамическими свойствами, отсутствием пружин для силового замыкания. Поэтому в последнее время уделяется много внимания методам проектирования шарнирных механизмов.

Шарнирные механизмы, у которых за один оборот ведущего звена ведомое совершает также один оборот с выстоем, исследовались Супруновым А. С., Щербой И. И., Мохнатюком А. И. и др.

Целью диссертационной работы является аналитическое решение задачи синтеза шарнирного семизвенного механизма ABCDEM (рис. 1) с несколькими симметричными равной продолжительности остановки ведомого звена DE за один оборот ведущего звена AD, а также теоретическое и экспериментальное исследование его.

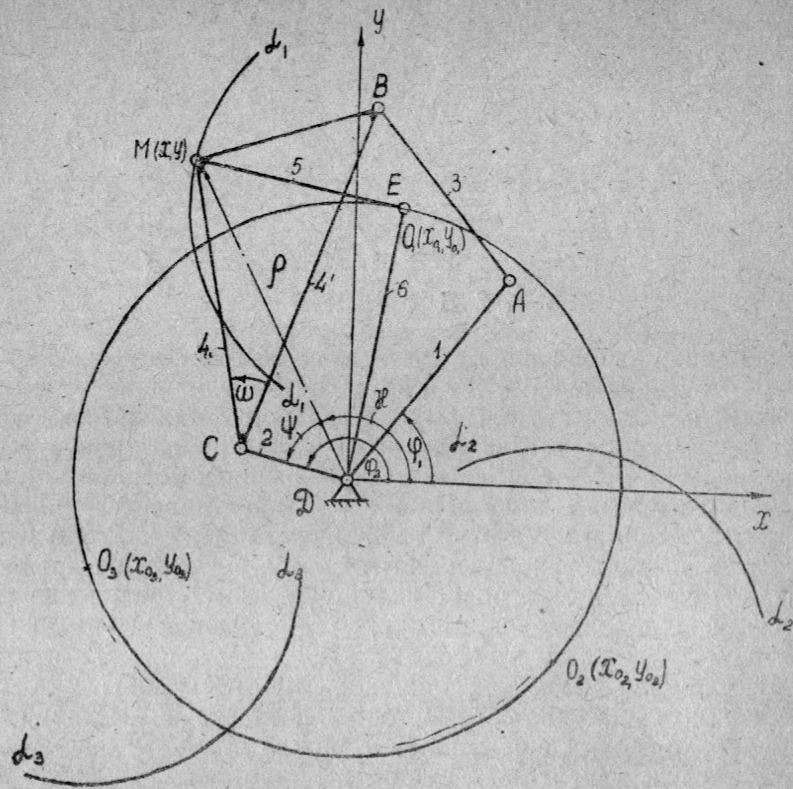


Рис. 1

В работе приведены сведения о механизмах с остановками и дан обзор литературы по приближенным алгебраическим методам синтеза шарнирных механизмов, основоположником которых является П. Л. Чебышев, и развитых В. Я. Белецким, З. Ш. Блохом, В. А. Зиновьевым, П. А. Лебедевым, Н. И. Левитским, Е. П. Новодворским, И. Ш. Пинскером, С. А. Черкудиновым, К. Х. Шахбазяном и др.; разработаны методы кинематического проектирования шарнирного семизвенного механизма, приведены результаты кинематического и экспериментального исследования двух механизмов; получены формулы для определения ошибки положения ведомого звена.

Работа состоит из введения, пяти глав, выводов, приложения. Она изложена на 173 страницах машинописного текста, содержит 69 рисунков. Список использованной литературы содержит 145 наименований.

## КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

Семизвенный механизм ABCDEM (рис. 1) образован присоединением к шарнирному пятизвеннику ABCD, с нулевой стойкой трехшарнирной двухповодковой группы DEM. Если в шарнирном пятизвенном механизме звенья AD и CD кривошипы и вращаются в противоположных направлениях, длина кривошипа AD больше длины кривошипа CD, угловая скорость кривошипа CD в целое число раз больше угловой скорости кривошипа AD, то при соответствующем выборе параметров кинематической схемы механизма шарнирная точка M описывает траекторию, имеющую ряд симметричных участков, приближающихся к дугам окружностей  $\alpha_1$ , описанных радиусом  $l_6$  из центров  $O_i$ , которые расположены на окружности радиуса  $l_6$  с центром в точке D и делят эту окружность на равное число частей. Причем число указанных симметричных участков  $e$  и передаточное отношение между кривошипами AD и CD связаны между собой следующим образом.

$$i_{12} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2}$$

$$e = 1 - i_{21}$$

Присоединив к такому пятизвеннику трехшарнирную группу DEM с длиной звена EM, равной  $l_5$ , и длиной звена DE, равной  $l_6$ , получим семизвенный механизм с ведомым кривошипом DE, имеющим  $e$  симметричных равной продолжительности остановок за один оборот ведущего кривошипа AD.

В первом приближении параметры кинематической схемы механизма ABCDEM можно найти графическим путем из условия движения точки M по одной из дуг окружностей  $\alpha_1$ .

Чтобы повысить степень приближения траектории точки M к дугам окружности, а, следовательно, чтобы повысить точность выстоя ведомого звена, следует уточнить значения части параметров кинематической схемы механизма ABCDEM аналитическим методом.

Для этой цели в работе использованы уравнения Н. И. Левитского для синтеза шарнирного четырехзвенного направля-

ющего механизма, считая в них угол наклона стойки к оси иксов не параметром схемы механизма, а известной функцией независимой переменной — абсциссы точки М.

Принимая длину кривошипа CD равной единице, для вычисления длин звеньев 1, 3, 4' ( $l_1, l_3, l_4'$ ) и  $\angle BCM = \omega$  — получено следующее уравнение взвешенной разности

$$\Delta q = P_0 f_0(x) + P_1 f_1(x) + P_2 f_2(x) + P_3 f_3(x) + P_0 P_1 f_4(x) - F(x), \quad (2)$$

где  $F(x) = \rho^2,$

$$f_0(x) = U,$$

$$f_1(x) = (Vx + Wy)\sin\varphi_1 - (Vy - Wx)\cos\varphi_1, \quad (3)$$

$$f_2(x) = (2y - Vx - Wy)\sin\varphi_1 + (2x + Vy - Wx)\cos\varphi_1,$$

$$f_3(x) = 1,$$

$$f_4(x) = (Vx + Wy)\cos\varphi_1 + (Vy - Wx)\sin\varphi_1,$$

$$U = \pm \sqrt{4l_4^2\rho^2 - (\rho^2 + l_4^2 - 1)^2}, \quad V = \frac{U}{\rho^2}$$

$$W = \frac{\rho^2 + l_4^2 - 1}{\rho^2}, \quad \rho^2 = x^2 + y^2, \quad (4)$$

$$d\varphi_1 = i_{12} d\varphi_2, \quad \varphi_2 = H + \psi = \arccos \frac{x}{\rho} + \arccos \frac{1 + \rho^2 - l_4^2}{2\rho},$$

$$P_0 = \operatorname{tg}\omega, \quad P_1 = \frac{l_1 l_4}{l_4^2 \cos\omega},$$

$$P_2 = l_1, \quad P_3 = 1 + l_4^2 - \frac{l_4^2}{l_4^2 \cos\omega} (1 + l_4'^2 + l_1^2 - l_3). \quad (5)$$

Параметры  $l_1, l_3, l_4'$  и  $\omega$  могут быть найдены любым из известных методов приближения функций.

В период выстоя ведомого звена DE точка М перемещается по шатунной кривой, которая имеет с окружностью радиуса  $l_5$  несколько общих точек, поэтому ведомый кривошип DE не остается в покое, а совершает малые угловые перемещения, называемые отклонениями.

Значение отклонения  $\Delta\varphi_6$  определяем из выражения

$$\Delta\varphi_6 = \varphi_6^0 - \varphi_6 \quad (6)$$

где  $\varphi_6$  — угол между осью иксов и осью звена DE;  
 $\varphi_6^0$  — идеальное значение угла  $\varphi_6$

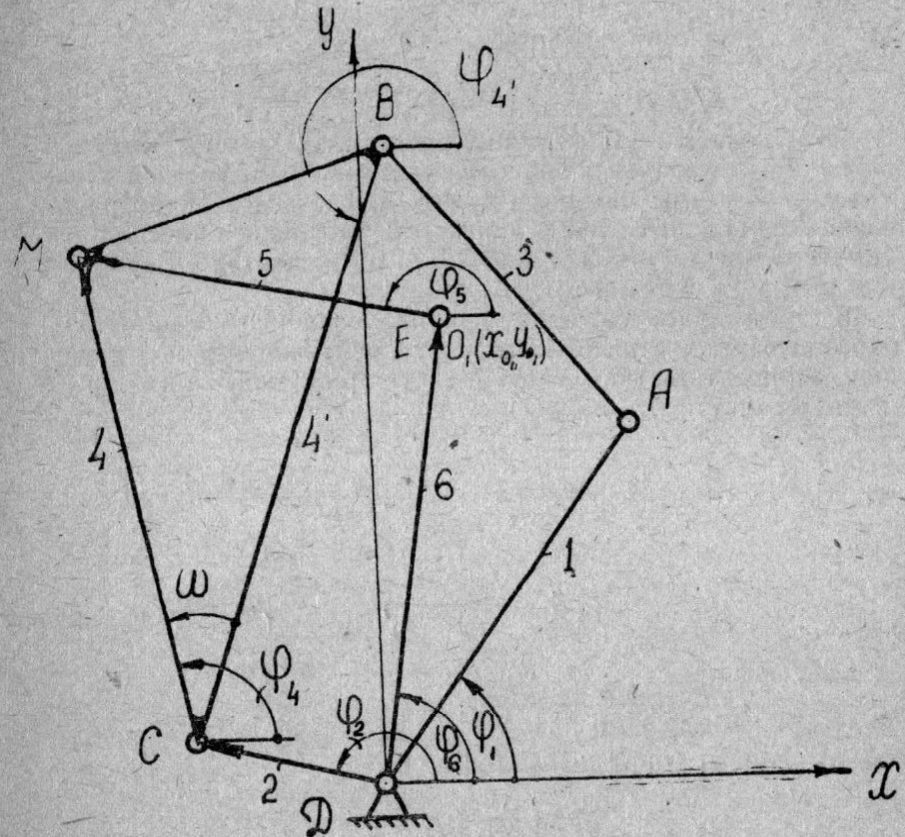


Рис. 2

Из рис. 2 видно, что

$$\varphi_6 = \arccos \frac{x_{01}}{l_6}. \quad (7)$$

С помощью метода замкнутых контуров, предложенного для кинематического анализа механизмов В. А. Зиновьевым, находим:

$$\varphi_6 = \varphi_{DM} - \arccos \frac{l_{DM}^2 + l_6^2 - l_5^2}{2l_{DM}l_6}, \quad (8)$$

где  $\varphi_{DM} = \arctg \frac{\sin \varphi_2 + l_4 \sin \varphi_4}{\cos \varphi_2 + l_4 \cos \varphi_4}$

и  $l_{DM} = \frac{\sin \varphi_2 + l_4 \sin \varphi_4}{\sin \varphi_{DM}}$

Как показали выполненные расчеты, в некоторых случаях в результате уточнения значений указанных параметров кинематической схемы механизм может оказаться непроворачивающимся. Тогда следует произвести уточнение значений параметров  $l_4$ ,  $l_5$ ,  $\omega$  и координат  $X_{O_i}$  и  $Y_{O_i}$  центра  $O_i$  приближающей дуги окружности.

В таком случае в качестве приближающей функции целесообразно взять взвешенную разность, полученную на основании рекуррентных соотношений Н. И. Левитского для трехшарнирной группы, а именно

$$\Delta q = l_6^2 - l_5^2 - 2(x_{O_1} x_B + y_{O_1} y_B) + \frac{V_B Q_B + W_B T_B}{l_4'} (x_B - x_{O_1} + \frac{V_B Q_B + W_B T_B}{4l_4'}) + \frac{V_B T_B - W_B Q_B}{l_4'} (y_B - y_{O_1} + \frac{V_B T_B - W_B Q_B}{4l_4'}), \quad (9)$$

где  $x_B$  и  $y_B$  — координаты точки В,

$$\left. \begin{aligned} V_B &= \frac{U_B}{\rho^2_B}, \quad U_B = \pm \sqrt{4l_4'^2 \rho^2_B - (\rho^2_B + l_4'^2 - 1)^2}, \\ W_B &= \frac{\rho^2_B + l_4'^2 - 1}{\rho^2_B}, \quad \rho^2_B = x_B^2 + y_B^2, \\ Q_B &= -x_B l_4 \sin \omega - y_B (l_4 \cos \omega - l_4'), \\ T_B &= -y_B l_4 \sin \omega + x_B (l_4 \cos \omega - l_4'). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Для вычисления значений трех, четырех и пяти параметров кинематической схемы механизма члены в выражении взвешенной разности (9) группировались так, чтобы она принима-

ла соответственно вид:

$$\Delta q = P_0 f_0(x_B) + P_1 f_1(x_B) + P_2 f_2(x_B) - F(x_B), \quad (11)$$

$$\Delta q = P_0 f_0(x_B) + P_1 f_1(x_B) + P_2 f_2(x_B) + P_3 f_3(x_B) + P_4 P_0 f_4(x_B) + P_2 P_0 f_5(x_B), \quad (12)$$

$$\Delta q = P_0 f_0(x_B) + P_1 f_1(x_B) + P_2 f_2(x_B) + P_3 f_3(x_B) + P_4 f_4(x_B) - (P_0 P_2 - P_1 P_3) f_5(x_B) + (P_1 P_2 - P_0 P_3) f_6(x_B), \quad (13)$$

где  $F(x_B)$ ,  $f_0(x_B)$ ,  $f_1(x_B)$ , ...,  $f_6(x_B)$  — известные функции переменного аргумента  $x_B$ , а  $P_0, P_1, P_2, P_3, P_4$  — постоянные коэффициенты, зависящие от искомых параметров.

Вычисление значений параметров кинематической схемы механизма может быть произведено и при ином виде приближающей функции, а именно, когда она равна разности первых степеней длин действительного и фиктивного звеньев механизма и линейна относительно уточняемых параметров. В диссертации приведены методы уточнения значений трех и четырех параметров кинематической схемы механизма.

Чтобы вычислить значение трех и четырех параметров кинематической схемы механизма из условий безударной остановки ведомого звена, использован метод последовательного исключения коэффициентов, предложенный В. Я. Белецким.

Если для привода рассматриваемого шарнирного механизма применить неполные зубчатые колеса  $Z_1$  и  $Z_8$  (рис. 3), то можно получить движение ведомого звена с наперед заданным коэффициентом времени поворота  $\varphi_2$  ведущего звена CD. В данном случае неполные зубчатые колеса будут работать в сравнительно благоприятных условиях:

1. Начало и окончание зацепления совершаются в период остановки ведомого звена. Следовательно, в эти моменты перекатывающиеся рычаги не нагружены рабочей нагрузкой.

2. Так как число остановок в механизме больше числа оборотов ведущего звена AD в  $\epsilon$  раз, то неполные зубчатые колеса могут работать на малых оборотах.

Дополнительный угол  $\varphi_n$  остановки ведомого звена DE, получаемый с помощью неполных зубчатых колес и необходимый для обеспечения требуемого коэффициента времени работы K определяется по формуле:

$$\varphi_6 = \varphi_{DM} - \arccos \frac{l_{DM}^2 + l_6^2 - l_5^2}{2l_{DM}l_6}, \quad (8)$$

где  $\varphi_{DM} = \arctg \frac{\sin \varphi_2 + l_4 \sin \varphi_4}{\cos \varphi_2 + l_4 \cos \varphi_4}$

и  $l_{DM} = \frac{\sin \varphi_2 + l_4 \sin \varphi_4}{\sin \varphi_{DM}}$

Как показали выполненные расчеты, в некоторых случаях в результате уточнения значений указанных параметров кинематической схемы механизм может оказаться непроворачиваемым. Тогда следует произвести уточнение значений параметров  $l_4, l_5, \omega$  и координат  $X_{O_i}$  и  $Y_{O_i}$  центра  $O_i$  приближающей дуги окружности.

В таком случае в качестве приближающей функции целесообразно взять взвешенную разность, полученную на основании рекуррентных соотношений Н. И. Левитского для трехшарнирной группы, а именно

$$\Delta q = l_6^2 - l_5^2 - 2(x_{O_1} x_B + y_{O_1} y_B) + \frac{V_B Q_B + W_B T_B}{l_4'} (x_B - x_{O_1} + \frac{+V_B Q_B + W_B T_B}{4l_4'}) + \frac{V_B T_B - W_B Q_B}{l_4'} (y_B - y_{O_1} + \frac{+V_B T_B - W_B Q_B}{4l_4'}), \quad (9)$$

где  $x_B$  и  $y_B$  — координаты точки В,

$$\left. \begin{aligned} V_B &= \frac{U_B}{\rho_B^2}, \quad U_B = \pm \sqrt{4l_4'^2 \rho_B^2 - (\rho_B^2 + l_4'^2 - 1)^2}, \\ W_B &= \frac{\rho_B^2 + l_4'^2 - 1}{\rho_B^2}, \quad \rho_B^2 = x_B^2 + y_B^2, \\ Q_B &= -x_B l_4' \sin \omega - y_B (l_4' \cos \omega - l_4'), \\ T_B &= -y_B l_4' \sin \omega + x_B (l_4' \cos \omega - l_4'). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Для вычисления значений трех, четырех и пяти параметров кинематической схемы механизма члены в выражении взвешенной разности (9) группировались так, чтобы она принима-

ла соответственно вид:

$$\Delta q = P_0 f_0(x_B) + P_1 f_1(x_B) + P_2 f_2(x_B) - F(x_B), \quad (11)$$

$$\Delta q = P_0 f_0(x_B) + P_1 f_1(x_B) + P_2 f_2(x_B) + P_3 f_3(x_B) + P_4 P_0 f_4(x_B) + P_2 P_0 f_5(x_B), \quad (12)$$

$$\Delta q = P_0 f_0(x_B) + P_1 f_1(x_B) + P_2 f_2(x_B) + P_3 f_3(x_B) + P_4 f_4(x_B) - (P_0 P_2 - P_1 P_3) f_5(x_B) + (P_1 P_2 - P_0 P_3) f_6(x_B), \quad (13)$$

где  $F(x_B), f_0(x_B), f_1(x_B), \dots, f_6(x_B)$  — известные функции переменного аргумента  $x_B$ , а  $P_0, P_1, P_2, P_3, P_4$  — постоянные коэффициенты, зависящие от искомых параметров.

Вычисление значений параметров кинематической схемы механизма может быть произведено и при ином виде приближающей функции, а именно, когда она равна разности первых степеней длин действительного и фиктивного звеньев механизма и линейна относительно уточняемых параметров. В диссертации приведены методы уточнения значений трех и четырех параметров кинематической схемы механизма.

Чтобы вычислить значение трех и четырех параметров кинематической схемы механизма из условий безударной остановки ведомого звена, использован метод последовательного исключения коэффициентов, предложенный В. Я. Белецким.

Если для привода рассматриваемого шарнирного механизма применить неполные зубчатые колеса  $Z_1$  и  $Z_8$  (рис. 3), то можно получить движение ведомого звена с наперед заданным коэффициентом времени работы и с точной остановкой на определенной части угла поворота  $\varphi_2$  ведущего звена CD. В данном случае неполные зубчатые колеса будут работать в сравнительно благоприятных условиях:

1. Начало и окончание зацепления совершаются в период остановки ведомого звена. Следовательно, в эти моменты перекатывающиеся рычаги не нагружены рабочей нагрузкой.

2. Так как число остановок в механизме больше числа оборотов ведущего звена AD в  $e$  раз, то неполные зубчатые колеса могут работать на малых оборотах. Дополнительный угол  $\varphi_n$  остановки ведомого звена DE, получаемый с помощью неполных зубчатых колес и необходимый для обеспечения требуемого коэффициента времени работы  $K$  определяется по формуле:

$$\varphi_n = \frac{\varphi_{дв}}{K} - \varphi_{ост}, \quad (14)$$

где  
 $\varphi_{дв}$  — угол поворота ведущего звена CD, соответствующий углу поворота ведомого звена DE между двумя соседними остановками;  
 $\varphi_{ост}$  — угол поворота ведущего звена DE, соответствующий остановке ведомого звена DE.

Передаточное отношение неполных зубчатых колес

$$i_{s1} = -\frac{2\pi z}{\varphi_n e + 2\pi} \quad (15)$$

где

$z$  — число оборотов ведущего неполного зубчатого колеса за один оборот ведомого колеса.

Таким образом условие, обеспечивающее благоприятную работу неполных зубчатых колес можно реализовать следующим образом: осуществлять начало и окончание остановки ведомого звена DE шарнирного семизвенного механизма использованием кинематических свойств самого шарнирного механизма и осуществлять основную высоту при помощи неполных зубчатых колес.

Так, например, для семизвенного шарнирного механизма, у которого  $\varphi_{ост} = 40^\circ$ ,  $i_{12} = -\frac{1}{3}$ ,  $l_6 = 4,3126$ ,  $l_5 = 6,1180$ ,  $l_4 = 5,0519$ ,  $l_4' = 2,3000$ ,  $l_3 = 1,7000$ ,  $l_2 = 1,0000$ ,  $l_1 = 2,0000$ ,

$\omega = 19^\circ 56'$ ,  $|\Delta\varphi_6|_{\max} = 1^\circ 10'$ ,  $\varphi_{дв} = 50^\circ$   
из условия равенства коэффициента времени работы механизма с приводом от неполных зубчатых колес коэффициенту времени четырехпазового мальтийского механизма с внешним зацеплением, т. е.  $K = 0,33$  найдено

$$\varphi_n = 111^\circ, \quad i_{s1} = -0,895.$$

### КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

На рис. 4 кинематическая схема шарнирного семизвенного механизма представлена в виде двух векторных контуров DCMED и ABCD. Из уравнения замкнутости этих контуров

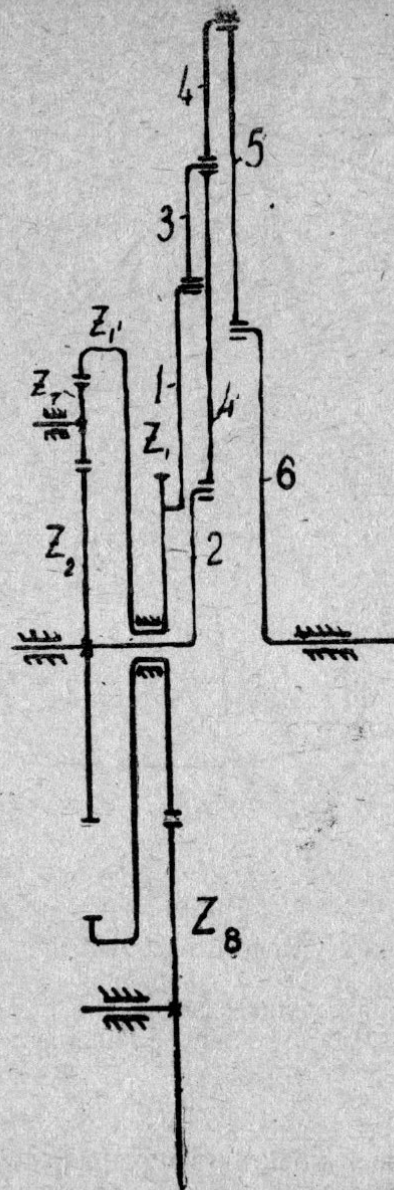


Рис. 3

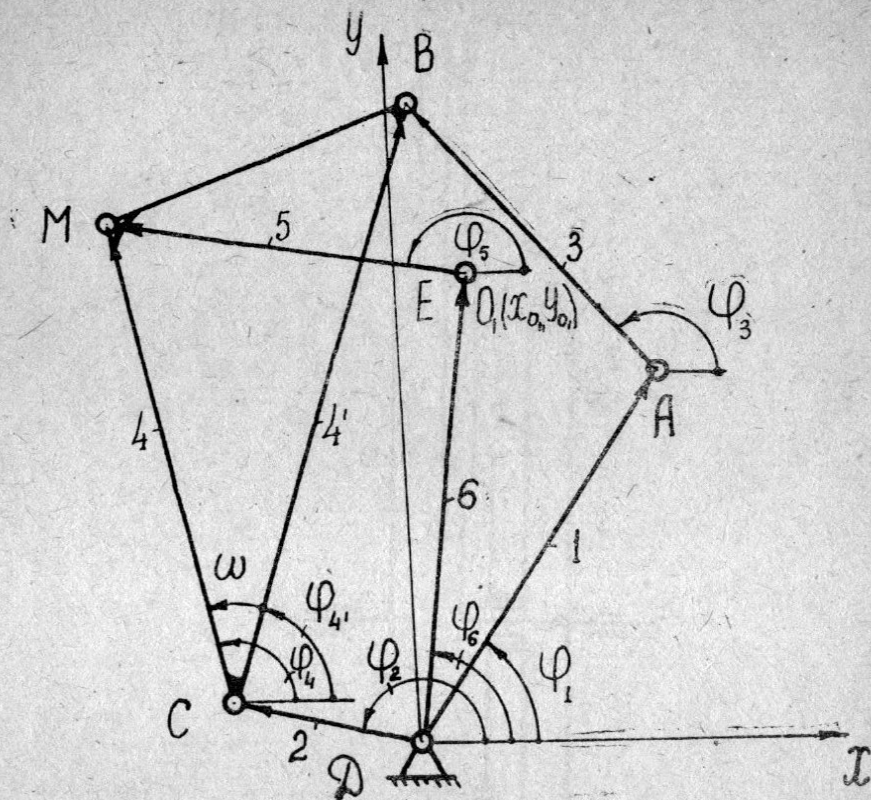


Рис. 4

найлены зависимости углового перемещения, аналога угловой скорости и аналога углового ускорения ведомого звена в функции положения ведущего звена для фиксированных положений механизма. Для выполнения кинематического и кинетостатического анализа механизма получены уравнения, по которым можно вычислить значения углового перемещения, угловой скорости и ускорения для любого положения механизма.

Такую удобную в практическом приложении формулу получим, составив тригонометрический ряд для выражения угловой скорости ведомого звена.

- При любой скорости ведущего звена угловая скорость ведомого звена является периодической функцией угла поворо-

та ведущего звена и удовлетворяет условиям Дирихле, а поэтому может быть выражена сходящимся тригонометрическим рядом вида:

$$\omega_6(t) = \frac{a_0}{2} + a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t + b_1 \sin \omega t + \dots + a_2 \cos 2\omega t + b_2 \sin 2\omega t + \dots \quad (16)$$

Уравнение (16) легко дифференцируется и интегрируется, следовательно, при известном законе изменения угловой скорости, можно получить соответствующие уравнения для угла поворота звена и для углового ускорения.

Приближенное вычисление значений коэффициентов ряда Фурье производилось методом трапеций.

Выполнен кинематический анализ двух механизмов и установлено, что ведомое звено имеет приближенные остановки, кривые аналогов угловой скорости и углового ускорения его изменяются плавно, не имеют скачков и разрывов. Значит в механизме отсутствуют «жесткие» и «мягкие» удары.

Результаты кинематического анализа механизма с параметрами

$$\varphi_{\text{ост}} = 40^\circ, i_{12} = -\frac{1}{3}, l_6 = 4,8857, l_5 = 7,3165, l_4 = 5,5000, l_3 = 1,8800, l_2 = 1,0000, l_1 = 2,6667, \omega = 0$$

представлены на рис. 5, 6, 7. В этом механизме ускорение ведомого звена меньше ускорения четырехпазового мальтийского механизма с двумя цевками в 6,25 раза.

При кинематическом исследовании рассматриваемого шарнирного механизма предполагалось, что угловая скорость ведущего звена CD постоянна, звенья абсолютно жесткие, их размеры выполнены точно и отсутствуют зазоры в кинематических парах. Такие допущения приводят к тому, что расчетные значения углового перемещения, угловой скорости и углового ускорения будут отличаться от действительных.

Для определения действительных значений была создана экспериментальная установка. Она состоит из испытуемого механизма, приводимого в движение от электродвигателя через редуктор. Ведомое звено механизма жестко соединено с валом нагрузочной головки. Все узлы установлены на общей раме. Кинематические пары исследуемых механизмов выполнены на

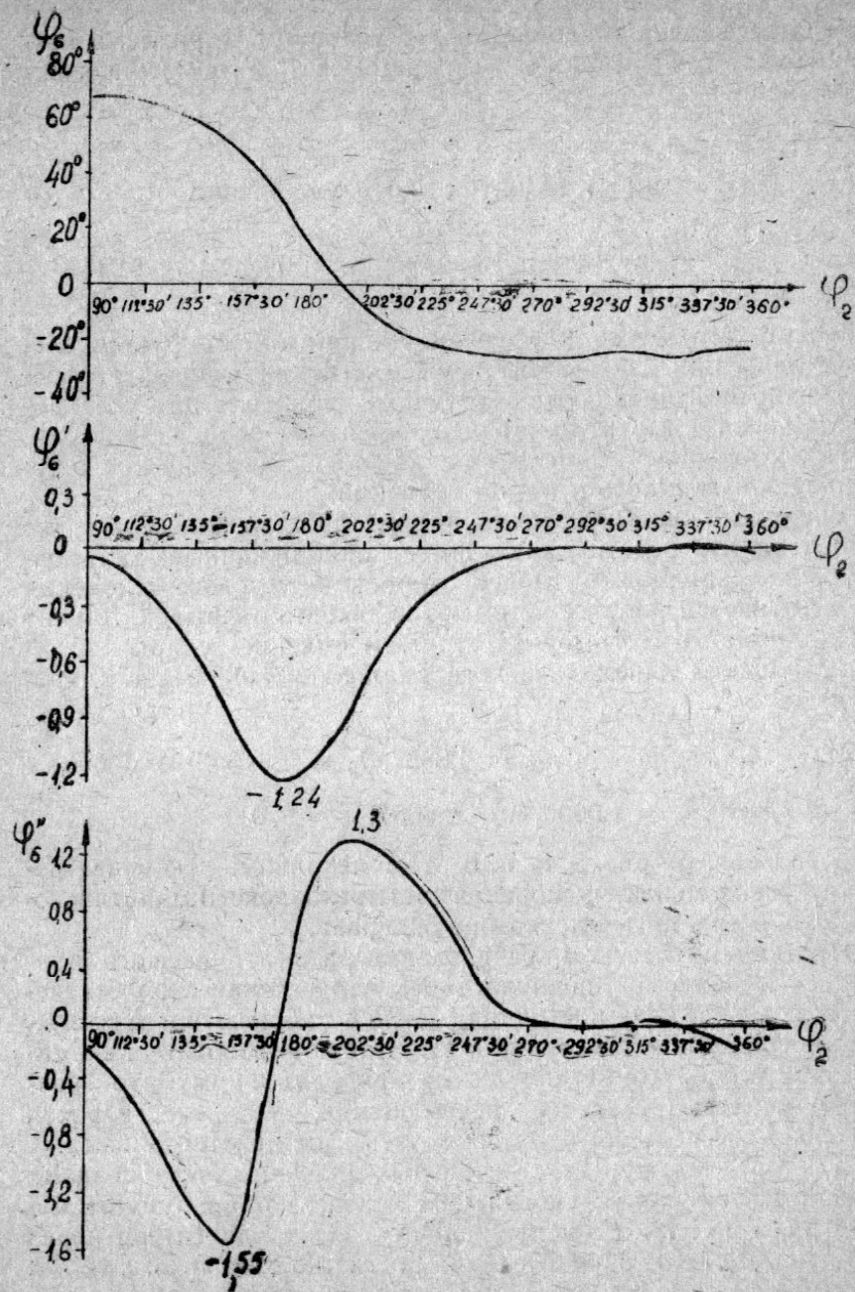


Рис. 5, 6, 7,

шарикоподшипниках. К свободному концу вала нагрузочной головки присоединялись датчики. Угловое перемещение измеряли датчиком угловых перемещений с двумя реохордами, причем замер максимальной угловой скорости производили импульсным магнито-электрическим датчиком, а углового ускорения — датчиком инерционного типа.

Датчик углового ускорения тарировался методом падающего груза (см. Н. П. Раевский «Методы экспериментального исследования механических параметров машин» изд. АН СССР, 1952 г.). Запись углового перемещения ведущего звена осуществляли импульсным электроконтактным датчиком, представляющим собою соединенный с вращающимся валом диск из органического стекла, в радиальных прорезях которого через  $7^{\circ} 30'$  установлены контактные пластинки, которые при соприкосновении со щетками замыкают электрическую цепь.

Для усиления показаний датчика угловых ускорений применен восьмиканальный усилитель 8АНЧ. Питание датчиков угловых перемещений ведомого и ведущего звеньев производилось от аккумуляторных батарей.

Сигналы от всех датчиков и от отметчика времени записывались на светочувствительную пленку осциллографом МПО-2.

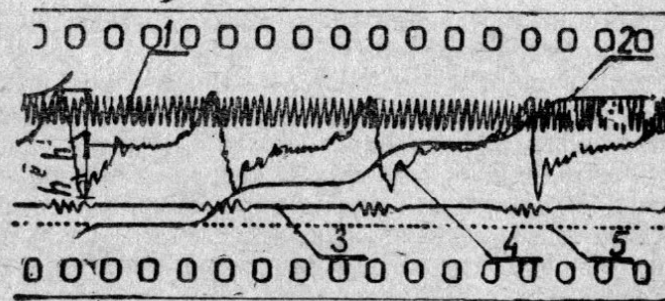


Рис. 8

Осциллограмма, записанная для исследования механизма, показана на рис. 8, где 1 — кривая отметчика времени, 2 — кривая углового перемещения ведомого звена, 3 — кривая угловой скорости ведомого звена, 4 — кривая углового уско-

рения ведомого звена,  $h_1$  и  $h_2$  — максимальные ординаты этой кривой,  $\delta$  — пунктирная кривая углового перемещения ведущего звена.

Анализ осциллограмм показывает, что ведомое звено имеет расчетные четыре остановки одинаковой продолжительности.

Диаграммы углового перемещения не имеют разрывов и скачков. Действительная максимальная угловая скорость незначительно отличается от расчетной, а действительные угловые ускорения больше расчетных в 1.42 раза.

### ВЛИЯНИЕ НЕТОЧНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РАЗМЕРОВ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА НА ТОЧНОСТЬ ВЫСТОЯ ВЕДОМОГО ЗВЕНА

Найденные расчетным путем значения параметров схемы механизмов являются идеальными, так как получены в предположении, что все элементы кинематических пар выполнены геометрически точно, в них отсутствуют зазоры, размеры всех звеньев не отклоняются от требуемых, отсутствуют упругие и тепловые деформации звеньев.

В осуществленных механизмах имеются первичные ошибки и они влияют на угловое отклонение ведомого звена. По теории точности механизмов, разработанной Н. Г. Бруевичем, величина отклонения  $\Delta\varphi_6$  ведомого звена реального механизма состоит из ошибки схемы механизма и ошибок, вызываемых наличием первичных ошибок.

В рассматриваемом механизме аналитическое выражение положения ведомого звена является довольно сложным, поэтому для определения ошибки положения ведомого звена использован метод планов малых перемещений преобразованных механизмов. Выполненные расчеты показали, что для уменьшения влияния модулей первичных ошибок механизма на ошибку положения ведомого звена в период выстоя необходимо на все размеры кинематической схемы назначать одноступенчатое распоряжение допусков.

Выполненная работа позволяет сделать следующие выводы.

### ВЫВОДЫ

В диссертационной работе приведено решение задач кинематического проектирования шарнирного семизвального механизма с несколькими симметричными и равной продолжи-

тельности остановки ведомого звена за один оборот ведущего и приведены результаты кинематического и экспериментального исследования двух таких механизмов.

1. При кинематическом проектировании шарнирного семизвального механизма надо предварительно найти эмпирическим путем параметры пятизвального механизма, шатунная точка которого на заданном угле поворота ведущего звена описывает приближенно траекторию, мало отличающуюся от дуги окружности. При этом должны удовлетворяться требования в отношении ограничения угла передачи.

Для повышения точности выстоя ведомого звена, необходимо уточнить значения параметров механизма по одной из предложенных методик в зависимости от конкретных требований, предъявленных к механизму. При этом при вычислении значений пяти параметров шарнирный семизвальный механизм может превратиться в неконструктивный. В этом случае рекомендуется уточнять меньшее число параметров.

2. Ведомые звенья шарнирных семизвальных механизмов после уточнения значений одних и тех параметров, на основании условия разности первых степеней длин действительного и фиктивного звена или из выражения взвешенной разности механизма, имеют почти одинаковую точность выстоя ведомого звена.

3. Кинематическое исследование механизмов подтвердило, что ведомое звено имеет приближенные симметричные остановки равной продолжительности; его угловая скорость и ускорение меняются плавно, без скачков.

Максимальные динамические нагрузки исследованных механизмов с приводом от неполных зубчатых колес меньше, чем в мальтийских механизмах при том же коэффициенте времени работы.

Действительное ускорение в шарнирном механизме даже при равенстве его аналогов ускорений с аналогами ускорения мальтийского механизма меньше в  $(\frac{e_{пр}}{e-1})^2$  раз. ( $e$  — число остановок ведомого звена DE за один оборот ведущего AD).

4. Решение задачи кинематического синтеза и анализа шарнирного семизвального механизма приведено в таком виде, что для его реализации легко применить электронно-вычислительные машины.

5. Для уменьшения влияния модулей коэффициентов первичных ошибок на ошибку положения ведомого звена меха-

✓011896

низма в период остановки необходимо на все параметры кинематической схемы механизма назначать одностороннее расположение поля допуска.

6. В рассмотренном механизме можно изменять в широких пределах продолжительность выстоя ведомого звена путем замены одного неполного зубчатого колеса.

7. Экспериментальные исследования показали, что в пределах заданного угла выстоя ведомое звено остается практически неподвижным, максимальное действительное значение его угловой скорости незначительно отличается от расчетного, а максимальное действительное значение углового ускорения может быть больше расчетного в 1,42 раза.

8. Шарнирный семизвенный механизм с симметричными остановками равной продолжительности ведомого звена можно применить, например, для привода горизонтального транспортера вертикальных холодильных камер для шоколада, а механизм с приводом от неполного зубчатого колеса — для привода рычагов перевертывания рамок с формами в отливочной машине полуавтомата для шоколадных фигурок. В применяемых в настоящее время полуавтоматах указанные рычаги приводятся в движение механизмом, состоящим из комбинации пары неполных зубчатых колес и мальтийского креста.

Материалы диссертационной работы доложены автором на XXIX научной конференции Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова в 1967 г.

Основное содержание выполненного исследования опубликовано в следующих работах:

1. В. Я. Белецкий, А. И. Мохнатюк, Л. К. Самойленко, А. С. Супрунов, И. И. Щерба — Проектирование рычажных механизмов с односторонним вращением ведомого звена. Юбилейная Республиканская межвузовская научно-техническая конференция по вопросам машиностроения, посвященная 50-летию Октябрьской социалистической революции. Тезисы докладов. Сборник № 1. Издательство Запорожского машиностроительного института имени В. Я. Чубаря, 1967 г.

2. Самойленко Л. К. — К синтезу шарнирного семизвенного механизма с несколькими выстоями ведомого звена. Республиканский межведомственный тематический научно-технический сборник «Теория механизмов и машин», № 3, Харьков, 1967 г.

3. Самойленко Л. К. — О синтезе шарнирного семизвенного механизма с несколькими симметричными равной продолжительности остановками ведомого звена за один оборот ведущего. Республиканский межведомственный тематический научно-технический сборник «Теория механизмов и машин», № 8, Харьков, 1970 г.