

Автор едр.
Щ, 61

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

И. И. ЩЕРБА

**КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
И ИССЛЕДОВАНИЕ СЕМИЗВЕННОГО
ШАРНИРНОГО МЕХАНИЗМА
ПРЕРЫВИСТОГО ОДНОСТОРОННЕГО ДВИЖЕНИЯ
РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН—АВТОМАТОВ
ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ**

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель — доктор технических наук,
профессор В. Я. БЕЛЕЦКИЙ

Переучет 1957

г. ОДЕССА — 1966 г.

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМ. М. В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

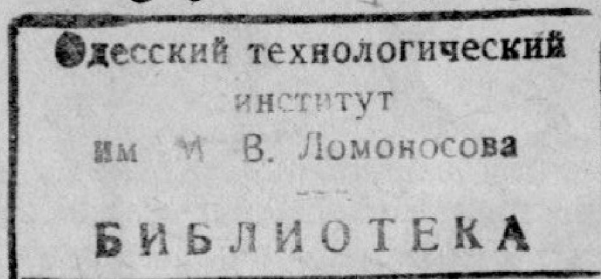
И. И. ЩЕРБА

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
И ИССЛЕДОВАНИЕ СЕМИЗВЕННОГО
ШАРНИРНОГО МЕХАНИЗМА
ПРЕРЫВИСТОГО ОДНОСТОРОННЕГО ДВИЖЕНИЯ
РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН—АВТОМАТОВ
ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель — доктор технических наук,
профессор В. Я. БЕЛЕЦКИЙ

✓ 00.0.959 ✓



г. ОДЕССА — 1966 г.

Одесский технологический институт имени М. В. Ломоносова направляет Вам для ознакомления автореферат диссертационной работы инженера И. И. Шербы на тему: «Кинематическое проектирование и исследование семизвенового шарнирного механизма прерывистого одностороннего движения рабочих органов машины — автоматов пищевых производств», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Защита состоится 24 июня 1966 г.

Ваши отзывы и замечания в 2-х экземплярах просим направлять по адресу: г. Одесса, ул. Свердлова, № 112, Одесский технологический институт.

Работа выполнена в Одесском технологическом институте имени М. В. Ломоносова

Ученый секретарь Совета

Л. А. (ЗАПОРОЖЕЦ Л. А.)

В принятой XXII съездом партии Программе КПСС указывается, что успешное построение материально-технической базы коммунизма требует в первую очередь осуществления комплекс-

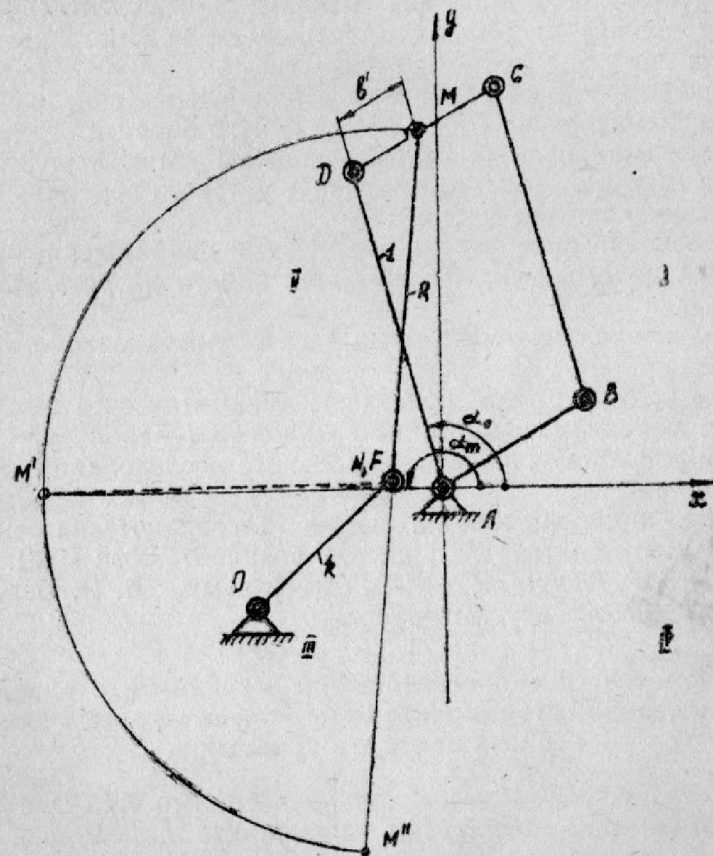


Рис. 1

ной механизации и автоматизации производственных процессов, а это возможно на базе дальнейшего совершенствования существующих и создания новых машин — автоматов.

В большинстве машин — автоматов пищевых производств

имеются рабочие органы, совершающие одностороннее прерывистое движение, для получения которого в настоящее время широко используются кулачковые, храповые, мальтийские и зубчато-рычажные механизмы, включающие высшие кинематические пары. Элементы же высших кинематических пар подвержены сильному износу, а это снижает надежность и долговечность работы машин — автоматов. Поэтому одним из основных путей повышения надежности и долговечности является применение механизмов с низшими парами.

Целью диссертационной работы является решение задач кинематического проектирования механизма $ABCDMFO$ (рис. 1) с односторонним прерывистым вращением ведомого звена OF , а именно:

- 1) проектирование механизма с одной приближенной остановкой ведомого звена OF за время одного оборота кривошипа AD в двух вариантах (с наимыгоднейшим углом передачи движения, а также по заданной величине углового перемещения ведомого звена в период выстоя);
- 2) проектирование механизма с двумя приближенными остановками ведомого звена OF за время одного оборота кривошипа AD ;
- 3) проектирование механизма с точной остановкой ведомого звена.

Кроме того, в работе приведены кинематическое исследование двух механизмов, описание экспериментальной установки, методы и результаты экспериментального исследования этих же механизмов.

Решение производится на основе алгебраических методов приближенного синтеза механизмов, разработанных П. Л. Чебышевым, Н. И. Левитским, В. А. Зиновьевым, В. Я. Белецким, И. Ш. Пинскером и другими учеными.

Кинематическое проектирование механизма с одной приближенной остановкой ведомого звена за время одного оборота ведущего кривошипа

В механизме шарнирного параллелограмма $ABCD$ с двумя степенями свободы (рис. 2) при условии, что $l_{AD} = 2l_{AB}$, а $\omega_{AB} = 2\omega_{AD}$ точка C описывает кардииду, а точка M — одноветвистую укороченную эпициклоиду, дуги которой на некоторых участках мало отличаются от дуг окружностей. Поэтому присоединением к точке M двухповодковой трехшарнирной группы MFO с длиной звена MF , равной длине радиуса R одной из окружностей, получим семизвенный шарнирный механизм $ABCDMFO$ (рис. 1), в котором ведомое звено OF при расположении шар-

нира O внутри области $M'NM''$ совершает вращательное движение с приближенной остановкой заданной продолжительности. Область $M'NM''$ ограничена дугой $M'M''$ укороченной эпициклоиды и лучами, проведенными через центр N окружности радиуса R и точки M, M' . Эти точки являются границами дуги укороченной эпициклоиды, имеющей малые отклонения от дуги окружности.

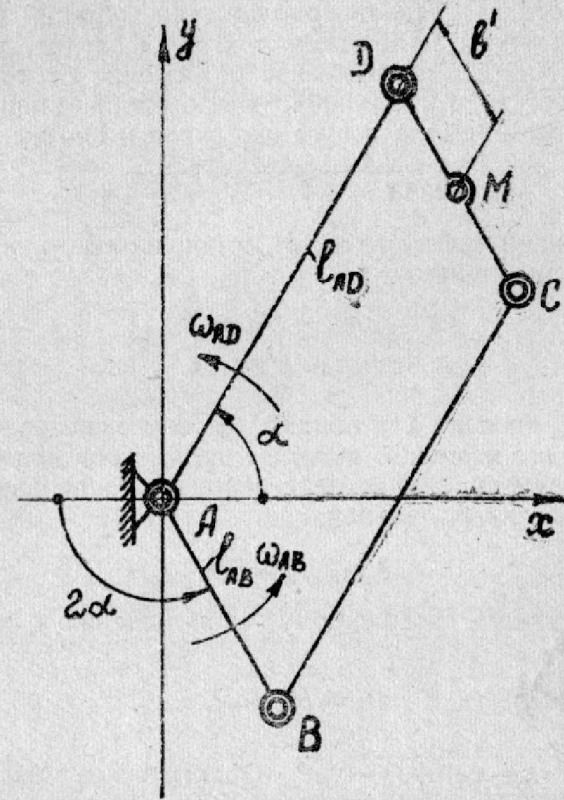


Рис. 2

Механизм $ABCDMFO$ является механизмом с двумя степенями свободы. Однако практически проще введением между кривошипами AB и AD зубчатой передачи преобразовать его в механизм с одной степенью свободы, приняв за ведущее звено кривошип AD .

При проектировании семизвенного механизма неизвестными величинами являются расстояние b' , определяющее положение точки M на шатуне CD ; длина звена MF , равная радиусу R окружности, дуга которой мало отличается от дуги укороченной

эпициклоиды; координаты x_N, y_N центра N этой окружности; длина ведомого звена k и координаты неподвижного шарнира $O(x_0, y_0)$.

Произведенные нами исследования показали, что для обеспечения проворачиваемости механизма расстоянием b' следует задаваться, принимая его равным $0,25-0,2$ длины ведущего звена AD . Параметры же R, x_N, y_N могут быть найдены с помощью любого из методов приближения функций и, в частности, квадратического приближения. В этом случае, как известно, необходимо найти аналитическое выражение отклонения дуги окружности от дуги заданной укороченной эпициклоиды Δ_n . Измеренное по нормали к дуге окружности оно имеет вид:

$$\Delta_n = \sqrt{(x-x_N)^2 + (y-y_N)^2} - R, \quad (1)$$

где x, y — координаты точки M , вычисляемые, как это следует из рис. 2, по уравнениям

$$\left. \begin{aligned} x &= \cos \alpha - b' \cos 2\alpha, \\ y &= \sin \alpha - b' \sin 2\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Анализ уравнения (1) показывает, что непосредственное определение с его помощью искомых параметров невозможно. Поэтому для решения задачи целесообразно воспользоваться взвешенной разностью Δ_q , равной

$$\Delta_q = R_\phi^2 - R^2, \quad (3)$$

что соответствует взвешенному приближению с параметрическим весом

$$q_p = R_\phi + R, \quad (4)$$

где $R_\phi = \sqrt{(x-x_N)^2 + (y-y_N)^2}$ — фактическое расстояние от центра окружности с параметрами R, x_N, y_N до точек укороченной эпициклоиды.

С учетом системы (2) выражение для взвешенной разности Δ_q после ряда преобразований можно записать так:

$$\Delta_q = p_0 f_0(\alpha) + p_1 f_1(\alpha) + p_2 f_2(\alpha) - F(\alpha), \quad (5)$$

где

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= (d^2 - R^2), \\ p_1 &= x_N, \\ p_2 &= y_N; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} f_0(\alpha) &= 1; \\ f_1(\alpha) &= -2(\cos \alpha - b' \cos 2\alpha), \\ f_2(\alpha) &= -2(\sin \alpha - b' \sin 2\alpha), \\ F(\alpha) &= -(1 - b'^2 - 2b' \cos \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

В системе (6) $d^2 = x_N^2 + y_N^2$.

При квадратическом приближении искомые параметры вычисляются из условия обращения в минимум интеграла:

$$I_q = \int_{\alpha_0}^{\alpha_m} [\Delta_q(\alpha)]^2 d\alpha. \quad (8)$$

Значения коэффициентов p_0, p_1, p_2 , при которых достигается минимум этого интеграла, определяются из известной системы уравнений (см. монографию И. И. Артоболевского, Н. И. Левитского, С. А. Черкудинова «Синтез плоских механизмов», Физматгиз, 1959), а затем параметры x_N, y_N, R — из соотношений (6).

Углы α_0, α_m в выражении (8) ограничивают участок поворота звена AD , соответствующий периоду остановки (рис. 1). Исследования показали, что их значения необходимо выбирать такими, чтобы дуга укороченной эпициклоиды, мало отличающаяся от дуги окружности, располагалась в I или II (III или IV) квадрантах.

Вычисление параметров окружности, дуга которой имеет небольшие отклонения от дуги укороченной эпициклоиды, является первым этапом кинематического проектирования механизма $ABCDMFO$. Второй этап — вычисление координат неподвижного шарнира $O(x_0, y_0)$. Эту задачу следует решать так, чтобы угол передачи движения γ (рис. 3) на заданном участке поворота звена AD был наивыгоднейшим.

Величина угла передачи γ в любом положении звеньев механизма определяется по формуле:

$$\cos \gamma = \frac{R^2 + k^2 - \rho^2}{2Rk}, \quad (9)$$

где

$$\rho^2 = (x - x_0)^2 + (y - y_0)^2. \quad (10)$$

Обозначив через ξ_N, ζ_N координаты центра окружности в системе $\xi O \zeta$, найдем, что

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= x_N - \xi_N, \\ y_0 &= y_N - \zeta_N \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

С учетом зависимостей (2), (10) и (11) уравнение (9) после ряда несложных преобразований принимает вид:

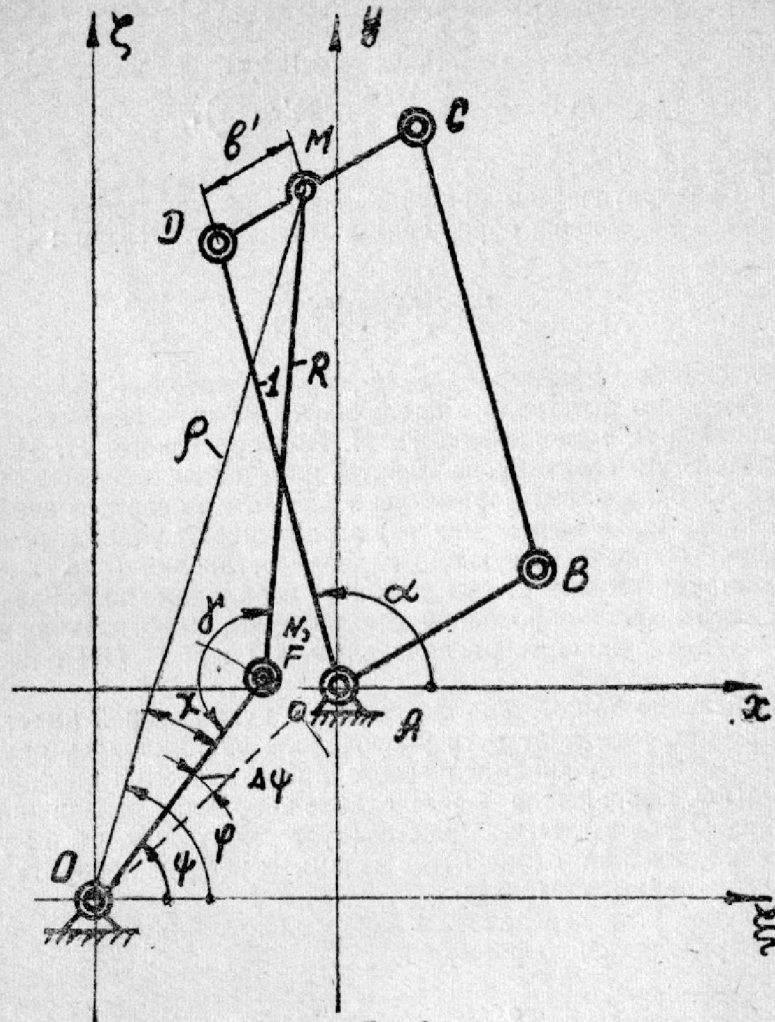


Рис. 3

$$\cos \gamma = A [p_0 f_0(\alpha) + p_1 f_1(\alpha) - F(\alpha)], \quad (12)$$

где

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{1}{2Rk}, \\ p_0 &= \xi_N, \\ p_1 &= \zeta_N; \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} f_0(\alpha) &= 2(x_N + b' \cos 2\alpha - \cos \alpha), \\ f_1(\alpha) &= 2(y_N + b' \sin 2\alpha - \sin \alpha), \\ F(\alpha) &= 1 + b'^2 + d^2 - R^2 - 2(x_N + b'^2) \cos \alpha + \\ &\quad + 2b'x_N \cos 2\alpha - 2y_N \sin \alpha + 2b'y_N \sin 2\alpha. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Значения угла γ наименее уклоняются от 90° при тех значениях коэффициентов p_0, p_1 , при которых правая часть уравнения (12) наименее уклоняется от нуля. Следовательно, для вычисления коэффициентов p_0, p_1 можно использовать метод квадратичного приближения функций.

После вычисления координат x_0, y_0 по уравнениям (11) длину ведомого звена находим из уравнения:

$$k = \sqrt{\xi_N^2 + \zeta_N^2}. \quad (15)$$

С помощью изложенного метода было спроектировано два механизма с углом остановки 75° при значениях $b' = 0,25$ и $0,20$ и участками приближения укороченных эллипсоидов, расположенными в IV квадранте ($\alpha_0 = 285^\circ, \alpha_m = 360^\circ$).

- 1) $R = 1,00940; x_N = -0,25714; y_N = -0,15385;$
 $x_0 = -0,21980; y_0 = 0,00927; k = 0,16734;$
- 2) $R = 1,03678; x_N = -0,23940; y_N = -0,08126;$
 $x_0 = -0,19369; y_0 = -0,00047; k = 0,09282.$

Как в первом, так и во втором механизмах параметры x_0, y_0 вычислены из условия получения наиболее выгодного угла передачи на участке, соответствующем полному обороту звена AD. При этом минимальное значение угла передачи в первом механизме оказалось равным $125^\circ 48'$, а во втором — $60^\circ 03'$.

В период остановки шатунная точка M перемещается по укороченной эллипсоиде, с которой дуга найденной окружности имеет несколько общих точек. Поэтому ведомое звено идеального семизвенного механизма совершает в этот период малые угловые перемещения. Величину их можно определить из следующей зависимости (см. рис. 3):

$$\Delta\psi = \psi - \psi_p. \quad (16)$$

Здесь ψ_p — значение угла поворота звена OF в момент совпадения шарнира F с центром N окружности, причем

$$\left. \begin{aligned} \psi_p &= \text{arc ctg} \frac{\xi_N}{\zeta_N}, \\ \psi &= \varphi - \chi. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

где

$$\varphi = \arctg \frac{\xi}{\zeta}, \quad (18)$$

$$\chi = \arccos \frac{(k^2 - R^2) + \rho^2}{2k\rho}, \quad (19)$$

а ξ, ζ — координаты точки M в системе $\xi O \zeta$.

По этим формулам было установлено, что наибольшее значение углового перемещения ведомого звена в период остановки для первого спроектированного механизма равно $3^\circ 26'$, а второго — $4^\circ 18'$.

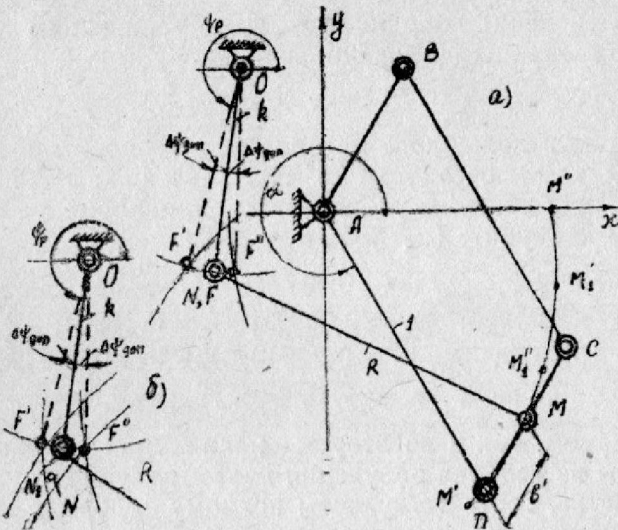


Рис. 4

При проектировании рассматриваемого механизма по наименьшему углу передачи максимальное значение углового перемещения ведомого звена от расчетного положения, определяемого углом ψ_p , может оказаться довольно большим. В этом случае параметры x_0, y_0 целесообразно вычислять таким образом, чтобы максимальное значение указанного углового перемещения не превышало допустимой величины $\Delta\psi_{\text{дон}}$.

Определить значения параметров x_0, y_0 , удовлетворяющие поставленному условию, можно путем совместного решения двух уравнений окружностей радиусов R с центрами в точках шатунной кривой M', M'' (рис. 4, а), в которых отклонение Δ_n , определяемое по формуле (1), принимает наибольшие по модулю значения.

Как показали расчеты, укороченная эпициклоида и дуга ок-

ружности при вычислении параметров R, x_N, y_N совпадают на участке приближения в трех точках. Поэтому Δ_n принимает наибольшие по модулю значения четыре раза последовательно меняя знак. Следовательно, угловое перемещение $\Delta\psi$ в период остановки также принимает наибольшие значения четыре раза, а шарнир F в эти моменты находится на дугах окружностей радиусов R с центрами в точках шатунной кривой M', M', M'', M'' (рис. 4а, б).

На основании этого параметры x_0, y_0 можно определить из условия, что точки F' и F'' принадлежат окружности, описываемой шарниром F (рис. 4б). В этом случае центр окружности, дуга которой мало отличается от дуги укороченной эпициклоиды, будет занимать новое положение, совпадающее со средней точкой дуги $F'F''$ (точка N_1 на рис. 4б).

При использовании второго из описанных способов для вычисления параметров x_0, y_0 при каком-либо ином значении $\Delta\psi_{\text{дон}}$ достаточно определить новое значение длины ведомого звена по формуле:

$$k = \frac{S}{2\sin \Delta\psi_{\text{дон}}}, \quad (20)$$

где S — хорда $F'F''$, равная

$$S = \sqrt{(x' - x'')^2 + (y' - y'')^2} \quad (21)$$

Для механизма с параметрами $R=1,00940; x_N=-0,25714; y_N=-0,15385; b'=0,25$ по полученным формулам были найдены значения x_0, y_0, k при $\Delta\psi_{\text{дон}}$, равном соответственно 2° и 1° ;

$$\begin{aligned} x_0^I &= -0,32998; & y_0^I &= 0,10908; & k^I &= 0,27283; \\ x_0^{II} &= -0,36894; & y_0^{II} &= 0,19477; & k^{II} &= 0,36151. \end{aligned}$$

Кинематическое проектирование семизвенного шарнирного механизма с двумя остановками ведомого звена за время одного оборота ведущего кривошипа

Семизвенный шарнирный механизм $ABCDMFO$ (рис. 1) можно спроектировать таким образом, что за время одного оборота кривошипа AD ведомое звено OF будет иметь две остановки равной или различной продолжительности с интервалом в 180° . Для этого, в отличие от механизма с одной остановкой, необходимо иметь два участка приближения, располагающиеся во II и IV или в III и I квадрантах.

Проектирование названного механизма осуществляют в следующей последовательности:

1) вычисляют радиус и координаты центра дуги окружности, имеющей небольшие отклонения от дуги укороченной эпициклои-

ды на первом участке приближения (во II или III квадрантах);

2) вычисляют координаты центра дуги окружности радиуса, равного ранее найденному, имеющей небольшие отклонения от дуги укороченной эпициклоиды на втором участке приближения;

3) определяют координаты неподвижного шарнира $O(x_0, y_0)$ и длину ведомого звена.

Вычисление координат центров и радиусов окружностей можно произвести с помощью метода квадратического приближения функций. Однако схема решения в этом случае получается довольно сложной, так как аналитическое выражение для взвешенной разности на втором участке приближения не имеет вид обобщенного полинома.

Задача значительно упрощается при использовании метода интерполирования функций. Исследования показали, что при выборе узлов интерполирования по формуле Н. И. Левитского получаемая точность приближения дуг укороченных эпициклоид к дугам окружностей достаточна для осуществления двух приближенных остановок ведомого звена.

Длину ведомого звена k после вычисления параметров R , x_{N_1} , y_{N_1} , x_{N_2} , y_{N_2} определяют как половину расстояния между найденными центрами дуг окружностей, а координаты неподвижного шарнира O — по формулам:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= \frac{x_{N_1} + x_{N_2}}{2}, \\ y_0 &= \frac{y_{N_1} + y_{N_2}}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Таким путем был получен семизвенный механизм с двумя остановками ведомого звена равной продолжительности, соответствующей повороту кривошипа AD на 75° , со следующими значениями параметров:

$$\begin{aligned} R &= 1,08337; & x_{N_1} &= -0,16436; & y_{N_1} &= 0,01753; \\ x_{N_2} &= -0,33395; & y_{N_2} &= -0,13431; & x_0 &= -0,24916; \\ y_0 &= -0,05839; & k &= 0,11381; & b &= 0,25. \end{aligned}$$

Кинематическое проектирование механизма с точной остановкой ведомого звена

В тех случаях, когда к точности остановки предъявляются высокие требования, можно применить семизвенный шарнирный механизм $ABCDMFO$ (рис. 5), у которого ведомое звено в период выстоя жестко фиксируется.

Из схемы (рис. 5) видно, что характер движения механизма не изменится, если заменить звено BC равным и параллельным ему звеном EM . Тогда при жестком фиксировании ведомого звена семизвенный механизм $ABCDMFO$ с двумя степенями свободы преобразуется в шестизвенный $AEMFMDA$ с одной степенью

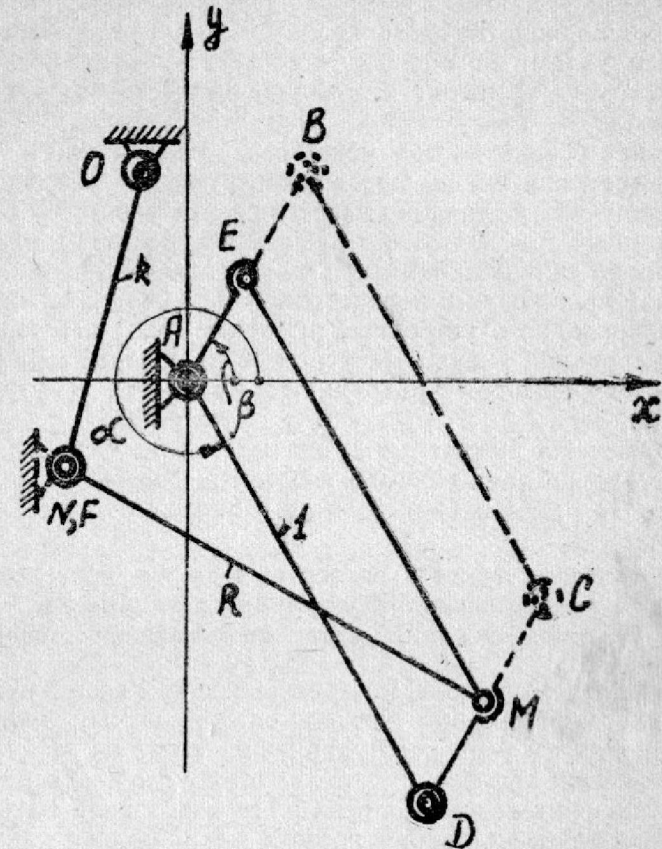


Рис. 5

свободы, а, следовательно, с одним ведущим звеном. Движение второго ведущего звена будет определяться кинематической схемой шестизвенного механизма. Поэтому в период остановки связь между ним и приводным устройством должна отсутствовать, что достигается применением пары неполных зубчатых колес.

Для устранения «жестких» ударов в начале и конце остановки укороченная эпициклоида в точках начала и конца участка приближения должна иметь с дугой окружности касания первого

порядка. Поэтому параметры R , x_N , y_N и b' следует вычислять с помощью интерполяционного приближения с двумя двукратными узлами в указанных точках. Но при вычислении четырех параметров получить проворачивающийся механизм нельзя. Следовательно, одним из четырех параметров (расстоянием b') необходимо задаваться, а оставшиеся три вычислять с помощью интерполяционного приближения с одним двукратным и одним простым узлами по способу проф. В. Я. Белецкого. Наличие простого узла приводит к появлению «жесткого» удара в конце остановки.

Точная остановка ведомого звена семизвеного механизма без применения специальных фиксирующих устройств может быть получена, если требуемое движение звена AD осуществить с помощью пары некруглых зубчатых колес, центроиды которых отличны от окружностей лишь на участке остановки. Значения функций положения и передаточного отношения между ведомым валом приводного устройства и звеном AD , необходимые при проектировании указанных участков профилей центроид, легко находятся решением уравнения замкнутости контура $AEMFA$ (рис. 5).

Применение некруглых зубчатых колес для получения точной остановки дает возможность путем соответствующего выбора участка приближения полностью устранить «жесткие» удары.

Кинематическое и экспериментальное исследование семизвеного шарнирного механизма с приближенной остановкой ведомого звена

Для получения полной характеристики рассматриваемого семизвеного шарнирного механизма двукратным дифференцированием по углу α второго уравнения системы (17) получены аналитические выражения для аналогов угловой скорости и углового ускорения ведомого звена. Произведенное с их помощью кинематическое исследование двух механизмов с углами выстоя 75° свидетельствует о том, что ведомое звено имеет теоретически две мгновенные остановки, причем кривые аналогов угловой скорости и углового ускорения не имеют разрывов. Последнее говорит об отсутствии как «жестких», так и «мягких» ударов.

Безударное движение ведомого звена при уменьшении динамических нагрузок является одним из важнейших преимуществ шарнирных механизмов по сравнению с храповыми и мальтийскими.

При кинематическом исследовании механизма не учитывался целый ряд факторов (неравномерность вращения ведущего звена, упругость звеньев, зазоры в кинематических парах).

Поэтому действительные значения ускорения отличаются от расчетных, т. е.

$$\epsilon_{\max}^0 = K \epsilon_{\max}^p. \quad (23)$$

Определение значения поправочного коэффициента K и явилось целью экспериментального исследования.

Экспериментальная установка, на которой произведено исследование двух механизмов с углами выстоя 75° и расчетными максимальными значениями угловых перемещений в период остановки 2° и 1° , состоит из электродвигателя, редуктора с пере-

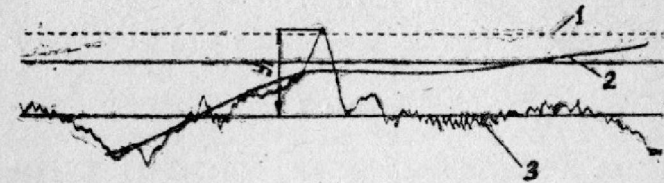


Рис. 6

даточным отношением $i=16$, исследуемого механизма и нагружающего элемента. Ведущий вал редуктора соединен с валом электродвигателя посредством втулочно-пальцевой муфты МУВП, являющейся одновременно и маховиком. Электродвигатель и все перечисленные узлы установлены на раме сварной конструкции.

Угловое ускорение ведомых звеньев замерялось двухбалочным датчиком инерционного типа. Тарировка этого датчика производилась с помощью падающего груза. Для питания и усиления показаний датчика угловых ускорений был применен трехканальный тензометрический усилитель. Запись показаний производилась восьмишлейфовым осциллографом типа МПО-2.

В процессе исследования одновременно записывались угловые перемещения ведомого и ведущего звеньев.

Для записи углового перемещения ведомого звена использовался реохордный датчик, а углового перемещения ведущего — импульсный датчик с ценой деления одного импульса, равной $7^\circ 30'$. Перечисленные датчики разработаны в лаборатории динамики машин института машиноведения АН СССР (см. книгу Н. П. Раевского «Методы экспериментальных исследований механических параметров машин», изд. АН СССР, 1952).

Тарировка датчика углового перемещения ведомого звена не производилась. Цена деления определялась непосредственно по значению максимального перемещения и величине максимальной ординаты кривой, взятой с осциллограммы.

На рис. 6 и 7 приведены осциллограммы двух исследуемых механизмов. На них обозначены: 1 — кривая углового перемещения ведущего звена; 2 — кривая углового перемещения ведомого звена; 3 — кривая углового ускорения, а y — максимальная ордината этой кривой. Ось времени на осциллограммах направлена вправо, ось углового перемещения ведомого звена — вверх, а ось углового ускорения — вниз.

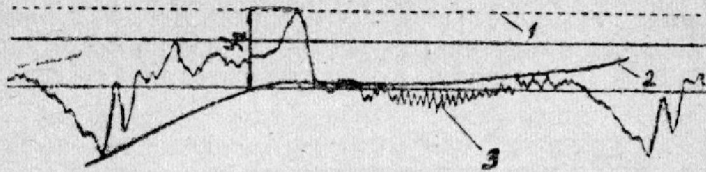


Рис. 7

Расчетные и действительные максимальные значения угловых ускорений, а также значения коэффициента K (см. уравнение 23) исследуемых механизмов приведены в таблице.

Таблица

Измеряемая величина	I механизм		II механизм	
	расчетное значение	действительное значение	расчетное значение	действительное значение
$\epsilon_{\max} \left[\frac{\text{рад}}{\text{сек}^2} \right]$	94,6	161,4	89,3	147,0
K	1,7		1,6	

По данным таблицы и анализа осциллограмм видно, что в рассматриваемом семизвенном шарнирном механизме действительные ускорения больше расчетных приблизительно в 1,6—1,7 раза, а ведомое звено в период остановки практически остается неподвижным.

На основании материалов выполненной диссертации сделаны следующие выводы.

Выводы

1. Кинематическое проектирование семизвенного шарнирного механизма с приближенной остановкой ведомого звена заданной продолжительности (рис. 1) необходимо начинать с решения за-

дачи определения параметров окружности, имеющей на требуемом участке малые отклонения от дуги укороченной эпициклоиды, описываемой точкой M . При этом для того, чтобы ведомое звено OF было кривошипом, необходимо расстояние b' принимать равным 0,2—0,25 длины кривошипа AD .

2. Координаты точки присоединения ведомого звена семизвенного механизма к стойке можно вычислять по заданной величине допускаемого в период остановки углового отклонения либо с учетом угла передачи движения, что обеспечивает достаточно высокие значения этого угла, а, следовательно, уменьшает потери энергии на трение.

3. При проектировании семизвенного механизма с двумя остановками ведомого звена за время одного оборота кривошипа AD необходимо выбрать два участка приближения, располагая их в квадрантах II и IV или III и I (рис. 1). Радиусы же дуг окружностей нужно вычислять из условия приближения одной из них к дуге укороченной эпициклоиды, расположенной во II или III квадрантах.

4. Предлагаемое включение в состав привода кривошипов пары неполных или некруглых зубчатых колес позволяет получить точную остановку ведомого звена семизвенного шарнирного механизма. В этом случае вычисление искомых параметров целесообразно производить с помощью кратного интерполирования по методу последовательного исключения коэффициентов уравнения кинематической схемы механизма.

Из двух названных способов получения точной остановки предпочтение следует отдать второму, так как он не требует применения специальных фиксирующих устройств и устраняет «жесткие» удары при движении звеньев механизма.

5. Получены формулы для определения значений углового перемещения, аналогов угловой скорости и ускорения ведомого звена семизвенного шарнирного механизма с приближенной остановкой. Произведенное с их помощью кинематическое исследование двух механизмов с углами выстоя 75° показало, что ведомое звено имеет две мгновенные остановки, а угловые скорости и ускорения изменяются плавно, без скачков. Кроме этого, максимальные динамические нагрузки исследуемых механизмов меньше чем в мальтийском механизме с той же продолжительностью остановки при одинаковых условиях работы.

6. Выполненные экспериментальные исследования показывают, что в реальном механизме ведомое звено в пределах заданного угла остановки остается практически неподвижным и максимальные значения ускорений в 1,6—1,7 раза больше расчетных.

✓00.0.959

Таким образом, применение семизвенного шарнирного механизма с односторонним прерывистым вращением ведомого звена для привода рабочих органов машин-автоматов пищевых производств обеспечит долговечную и надежную работу этих машин.

Содержание диссертационной работы доложено автором на XXV, XXVI, XXVII и XXVIII научных конференциях Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова в 1963, 1964, 1965 и 1966 гг.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ СТАТЬЯХ:

1. И. И. Щерба. Кинематическое проектирование семизвенного рычажного механизма с круговым прерывистым движением ведомого звена. Сб. «Теория механизмов и машин». Изд. «Машиностроение», 1965.

2. И. И. Щерба. Проектирование семизвенного рычажного механизма с круговым прерывистым движением ведомого звена, имеющего заданную величину углового отклонения в период выстоя. «Известия высших учебных заведений. Машиностроение». № 8, 1965.

3. И. И. Щерба. Проектирование семизвенного рычажного механизма с круговым прерывистым движением ведомого звена и наивыгоднейшим углом передачи. «Известия высших учебных заведений. Машиностроение», № 10, 1965.

4. И. И. Щерба. Пути повышения кинематической точности остановки в шарнирном механизме с односторонним периодическим вращением ведомого звена. Тезисы докладов XXVIII научной конференции Одесского технологического института им. М. В. Ломоносова, февраль 1966 г.
