

Авторефер.

С 89

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

На правах рукописи

А. С. СУПРУНОВ

Переучет 19.07

**Кинематическое проектирование
и исследование шарнирно-рычажного
механизма периодического
одностороннего движения рабочих
органов пищевых машин—автоматов**

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

ОДЕССА
1965

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

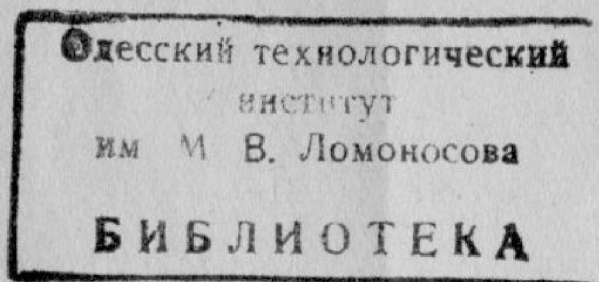
На правах рукописи

А. С. СУПРУНОВ

Кинематическое проектирование
и исследование шарнирно-рычажного
механизма периодического
одностороннего движения рабочих
органов пищевых машин-автоматов

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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



ОДЕССА
1965

Одесский технологический институт имени М. В. Ломоносова направляет Вам для ознакомления автореферат диссертационной работы инженера А. С. Супрунова на тему «Кинематическое проектирование и исследование шарнирно-рычажного механизма периодического одностороннего движения рабочих органов пищевых машин-автоматов», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук.

Защита состоится „21“ Мая 1965 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 (Запорожец Л. А.)

15.04.65г.

Мандру

В Программе КПСС, принятой XXII съездом Партии, подчеркивается особая важность комплексной механизации и автоматизации производственных процессов. Это в свою очередь требует дальнейшего совершенствования машин автоматического действия.

Из приведенного в диссертационной работе обзора литературы по машинам-автоматам пищевой промышленности видно, что в них широко применяются исполнительные механизмы с прерывистым односторонним движением рабочих органов: пространственные кулачковые, мальтийские, храповые и плоские зубчато-рычажные механизмы. Как известно, одним из основных недостатков таких механизмов является наличие в них высших кинематических пар, обуславливающих возникновение высоких удельных давлений на элементах этих пар, вызывающих быстрый износ их.

Механизмы же с низшими кинематическими парами надежны в работе, проще в изготовлении, легко регулируются и не требуют специальных средств для замыкания кинематических пар, что особенно важно в быстроходных механизмах. Поэтому применение механизмов с низшими кинематическими парами для осуществления прерывистого одностороннего движения рабочих органов машин-автоматов позволит значительно повысить надежность и долговечность их работы.

То, что такие механизмы пока не применяются в машинах-автоматах, можно объяснить лишь отсутствием разработанных инженерных методов расчета их. Поэтому в диссертационной работе сделана попытка восполнить этот пробел.

В работе приведено краткое изложение алгебраических методов приближенного синтеза механизмов с низшими кинематическими парами, основоположником которых является П. Л. Чебышев, получивших дальнейшее развитие в работах ряда советских ученых: З. Ш. Блоха, Н. И. Левитского, И. Ш. Пинскера, Е. П. Новодворского, В. А. Зиновьева, С. А. Черкудинова и др., обобщенных в монографии И. И. Артоболевского, Н. И. Левитского и С. А. Черкудинова („Синтез плоских механизмов“, Физматгиз, 1959 г.).

Решены задачи кинематического проектирования двухкривошипного шестизвенного и трехкривошипного восьмизвенного шарнирно-рычажных механизмов четвертого класса (по классификации акад. И. И. Артоболевского) с заданной продолжительностью приближенной остановки ведомого кривошипа. Даны формулы для определения кинематических и динамических характеристик этих механизмов и описаны выполненные аналитические и экспериментальные исследования двухкривошипного шестизвенного и трехкривошипного восьмизвенного механизмов с углами выстоя соответственно 100° и 200° .

Диссертация содержит введение, шесть глав, заключение и приложения.

Кинематическое проектирование шарнирного шестизвенного механизма с приближенной остановкой ведомого кривошипа

Чтобы шестизвенный шарнирно-рычажный механизм (рис. 1) удовлетворял поставленным требованиям, параметры

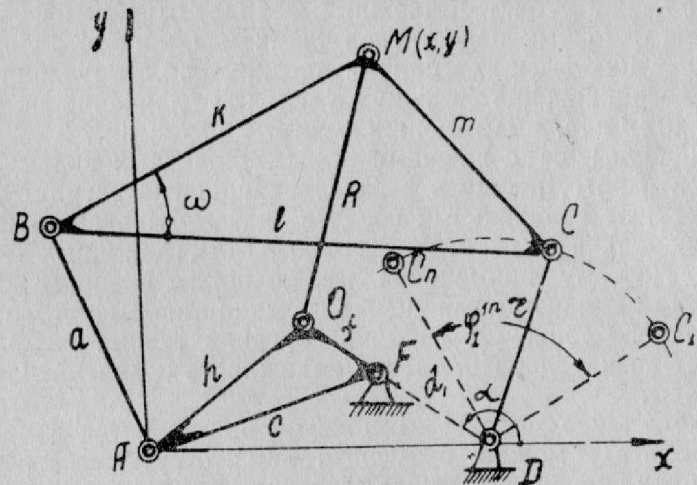


Рис. 1

его кинематической схемы должны быть выбраны таким образом, чтобы за один оборот ведущего кривошипа DC ведомый кривошип AOF также совершал полный оборот и имел остановку (приближенную) при повороте ведущего кривошипа на заданный угол выстоя φ_1^{in} .

Ясно, что остановка ведомого кривошипа AOF будет иметь место, если точки O и M шатуна BMC механизма перемещаются по дугам окружностей с центрами, совпадающими соответственно с шарнирными точками O и A .

В этот период шестизвенный механизм можно рассматривать как пятизвенный с пассивными связями, налагаемыми звеном OM . Удаляя последнее, в конечном счете имеем шарнирный четырехзвенник $ABCD$ (рис. 2), шатунная точка

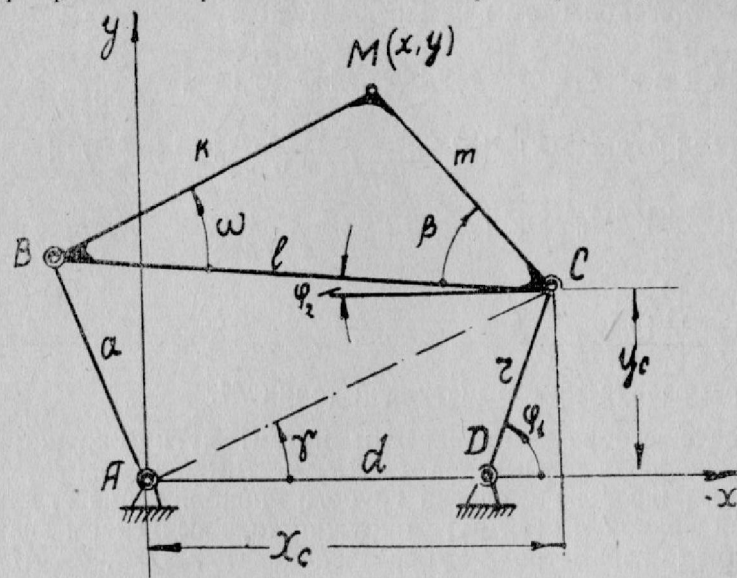


Рис. 2

M которого воспроизводит на участке, соответствующем углу выстоя, дугу окружности. Параметры этого четырехзвенника являются частью искоемых параметров шестизвенного механизма.

Итак, метрические размеры упомянутого четырехзвенника должны быть вычислены таким образом, чтобы его шатунная точка M с достаточной степенью точности воспроизводила дугу окружности при повороте ведущего кривошипа DC на угол выстоя φ_1^{in} .

Эта задача решена методом интерполяционного приближения функций с одним узлом высокой кратности с использованием способа последовательного исключения коэффициентов уравнения кинематической схемы механизма, предложенного В. Я. Белецким.

В этом случае дуга окружности и шатунная кривая четырехзвенника имеют одну общую точку (расчетную), в которой также совпадают значения первых, вторых и т. д. производных по независимой переменной x (в зависимости от числа вычисляемых параметров четырехзвенника) шатунной кривой и дуги окружности. Согласно Н. И. Левитскому эту расчетную точку выбираем посередине длины дуги окружности приближения.

Если начало системы координат xAy (рис. 2) совпадает с центром вращения A звена AB и ось Ax направлена по прямой AD , то, воспользовавшись рекуррентными соотношениями Н. И. Левитского, получим следующее уравнение кинематической схемы четырехзвенника:

$$\rho^2 + u \operatorname{tg} \omega - d[\omega \cdot x - v \cdot y + (v \cdot x + \omega \cdot y) \cdot \operatorname{tg} \omega] - \frac{d \cdot \kappa}{l \cos \omega} \times \\ \times (2x + v \cdot y - \omega \cdot x) - [a^2 - \kappa^2 - \frac{\kappa}{l \cdot \cos \omega} \cdot (l^2 + a^2 + d^2 - r^2)] = 0,$$

где $u = \pm \sqrt{4\kappa^2 \rho^2 - (\rho^2 + \kappa^2 - a^2)^2}$,

$$v = \frac{u}{\rho^2},$$

$$\omega = \frac{\rho^2 + \kappa^2 - a^2}{\rho^2},$$

ρ — радиус-вектор шатунной точки M .

После выбора эмпирическим путем: дуги окружности приближения и параметров $a=AB$, $r=BM$ и $\omega = \angle CBM$ четырехзвенника из условия грубого приближения его шатунной кривой к этой дуге окружности, вычисляем значения трех параметров четырехзвенника: $r=DC$, $d=AD$ и $l=BC$. Для этого уравнение (1) запишем в виде следующего обобщенного полинома:

$$F(x) - P_0 \varphi_0(x) - P_1 \varphi_1(x) = P_2, \quad (2)$$

где

$F(x)$, $\varphi_0(x)$ и $\varphi_1(x)$ — известные функции переменного аргумента x ;

P_0 , P_1 и P_2 — постоянные коэффициенты, зависящие от искомых параметров.

Дифференцируя уравнение (2) по независимой переменной x и произведя несложные преобразования, получим формулу для определения коэффициента P_0 . Для вычисления входящего в эту формулу неизвестного коэффициента P_1 дифференцируем ее по той же независимой переменной x . Вычисленные по этим формулам значения коэффициентов P_1 , P_0 и P_2 и определяют искомые три параметра четырехзвенника. Таким образом будет найдена часть параметров шестизвенного механизма.

Приняв длину звена OM шестизвенного механизма (рис. 1), равной радиусу выбранной дуги окружности, можно затем определить параметры стойки DF и размеры ведомого кривошипа AOF механизма. Однако, для повышения кинематической точности механизма в период выстоя упомянутые параметры целесообразно вычислить следующим образом.

Определяем радиус R и координаты x_0, y_0 центра O новой окружности (рис. 3), к дуге $\psi-\psi$ которой полученная шатунная кривая $\beta-\beta$ приближается лучше, чем к первоначально выбранной дуге окружности $\alpha-\alpha$. Параметры R, x_0 и y_0 окружности приближения $\psi-\psi$ в свою очередь зависят от радиуса R' и координат x_0, y_0 центра O' окружности

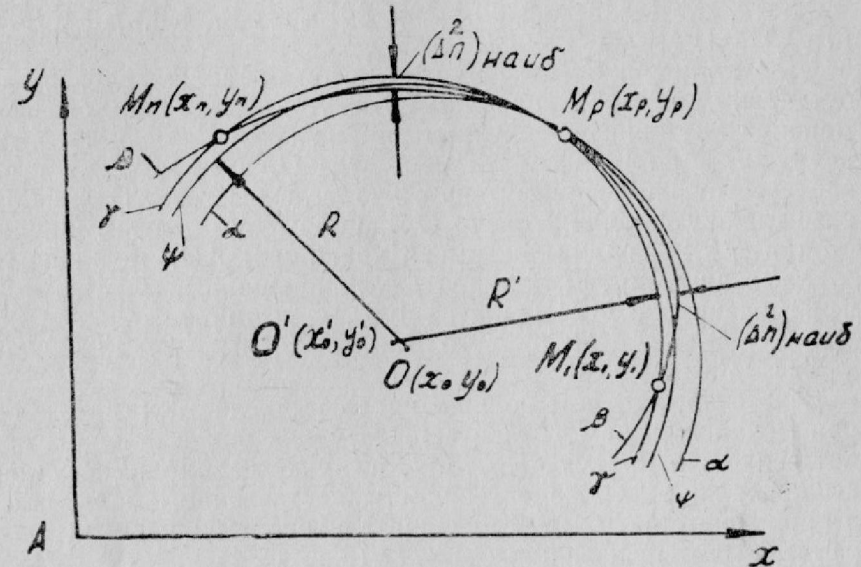


Рис. 3

$\gamma-\gamma$, проходящей через расчетную точку M_p и две крайние точки M_1 и M_n приближаемого участка шатунной кривой $\beta-\beta$ полученного четырехзвенника, и наибольших абсолютных величин отклонений $(\Delta n^1)_{\text{наиб}}$ и $(\Delta n^2)_{\text{наиб}}$ шатунной кривой $\beta-\beta$ от дуги окружности $\gamma-\gamma$, измеренных по радиусу этой окружности.

Значения отклонений Δn_i для ряда положений механизма определялись по формуле:

$$\Delta n_i = \sqrt{(x_i - x_0')^2 + (y_i - y_0')^2} - R', \quad (3)$$

где x_i и y_i — координаты точек шатунной кривой M четырехзвенника, которые в свою очередь вычислялись по полученным в работе уравнениям.

Эмпирическим путем установлено, что шестизвенный механизм будет двухкривошипным, если длина его стойки DF (рис. 1) будет равна $0,5 \div 0,8$ длины ведущего кривошипа DC и осевая линия стойки проходит через центр O дуги окружности $\psi-\psi$ и шарнирную точку D ведущего криво-

Кинематическое проектирование шарнирного восьмизвенного механизма с приближенной остановкой ведомого кривошипа

В машинах-автоматах пищевой промышленности в качестве исполнительных механизмов с большим значением угла выстоя можно использовать трехкривошипный восьмизвенный механизм (рис. 4), образуемый присоединением к шестизвенному механизму с остановкой двухповодковой трех-

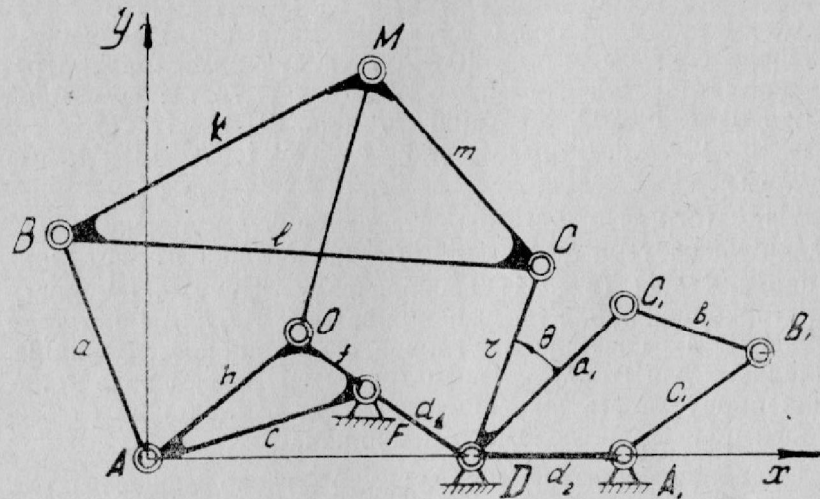


Рис. 4

шарнирной группы $A_1B_1C_1$, при этом ведущим должно быть звено A_1B_1 .

Решение задачи проектирования двухповодковой группы $A_1B_1C_1$ сводится к синтезу двухкривошипного шарнирного четырехзвенника $A_1B_1C_1D$, ведомым кривошипом которого является ведущий кривошип CDC_1 шестизвенного механизма.

При синтезе двухкривошипного четырехзвенника необходимо обеспечить, чтобы предельное значение угла передачи движения от шатуна B_1C_1 к ведомому кривошипу CDC_1 было бы не менее определенной величины и чтобы заданному углу поворота ведущего кривошипа A_1B_1 соответствовал требуемый угол поворота ведомого кривошипа CDC_1 .

Современная теория синтеза еще не позволяет определить параметры двухкривошипного четырехзвенника, отвечающие одновременно вышеуказанным требованиям. Поэтому К. Хейн решает эту задачу двумя этапами.

В первом этапе путем эмпирического подбора длин звеньев находятся семейства двухкривошипных четырехзвенных механизмов, удовлетворяющих заданному предельному значению угла передачи движения.

Во втором этапе—из этих семейств выбирается механизм, обеспечивающий заданное отношение между углами поворота ведущего и ведомого кривошипов.

Нами первый этап задачи решался при помощи аналитического метода, предложенного В. Я. Белецким, который отличается простотой вычисления с любой точностью искомым параметром двухкривошипного четырехзвенника и освобождает от кропотливой работы по подбору длин звеньев путем многочисленных проб. В результате получены семейства двухкривошипных четырехзвенных механизмов с углами передачи движения 20° , 25° , 30° , 35° и 40° . Для механизмов этих семейств построены кривые зависимостей угла поворота ведомого кривошипа в функции от угла поворота ведущего кривошипа. Эти кривые позволяют выбрать требуемую двухповодковую группу $A_1B_1C_1$ (рис. 4) и определить параметры кривошипа CDC_1 восьмизвенного механизма (угол θ и размер DC_1).

В результате произведенного выбора из семейства двухкривошипных четырехзвенников двухповодковой группы $A_1B_1C_1$ и параметров кривошипа CDC_1 для шестизвенного механизма с углом выстоя 100° получен трехкривошипный восьмизвенный механизм с углом выстоя 200° .

Кинематическое исследование шестизвенного и восьмизвенного шарнирно-рычажных механизмов с приближенной остановкой

Для получения полной характеристики рассматриваемого шестизвенного механизма с помощью векторных уравнений (5) и (6) выведены зависимости для определения положений ведомых звеньев, передаточных отношений и производных этих передаточных отношений по углу поворота ведущего кривошипа.

В шестизвенном механизме нужно учитывать значения двух углов передачи движения, так как его ведомому кривошипу AOF передаются усилия от двух шатунов: OM и AB . При этом, как показали проведенные эксперименты, для удовлетворительной работы механизма необходимо, чтобы в любом положении его звеньев, по крайней мере, хотя бы один из углов передачи движения не принимал значения меньше предельно допустимого.

При кинематическом исследовании восьмизвенного механизма необходимо прежде всего для каждого положения звеньев шестизвенного механизма вычислить по выведенным для шарнирного четырехзвенника формулам величины углов поворота звеньев B_1C_1 и A_1B_1 двухповодковой группы $A_1B_1C_1$ (рис. 4).

Уравнения же передаточных отношений и их производных по углу поворота ведущего кривошипа A_1B_1 получе-

ны путем дифференцирования векторного уравнения замкнутости четырехзвенного контура $A_1B_1C_1DA_1$ и выведенных ранее зависимостей передаточных отношений и их производных для шестизвенного механизма.

Из построенных на основании выполненных расчетов-графиков упомянутых величин в функции угла поворота ведущего кривошипа механизмов видно, что ведомый кривошип в период выстоя теоретически имеет две мгновенные остановки, причем передаточные отношения и их производные изменяются плавно, без скачков, что выгодно отличает эти механизмы от мальтийских и храповых. Кроме того, сравнение динамических характеристик двухкривошипного шестизвенного и мальтийского механизмов при одинаковых условиях их работы показывает, что в первом механизме максимальные динамические нагрузки в два раза меньше, чем во втором.

Экспериментальное исследование шестизвенного и восьмизвенного шарнирно-рычажных механизмов с приближенной остановкой

Целью исследования являлось экспериментальное определение положений ведомых кривошипов шестизвенного

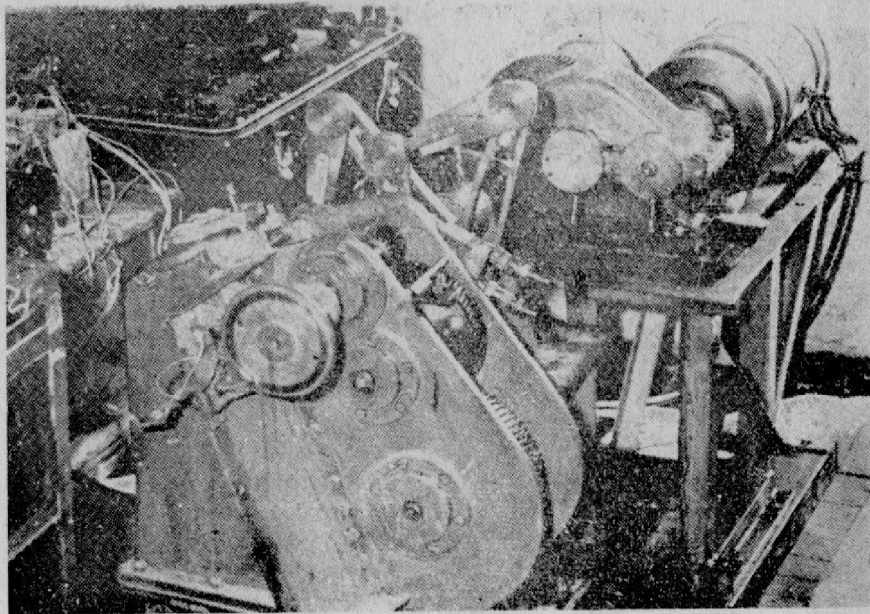


Рис. 5

и восьмизвенного механизмов, параметры которых вычислены по приведенным в работе формулам, в функции от угла поворота ведущего кривошипа.

Для этого были изготовлены шестизвенный механизм с углом выстоя 100° и восьмизвенный механизм с углом выстоя 200° (рис. 5), которые приводились в движение трехфазным электродвигателем через зубчатый передаточный механизм.

Измерение угловых перемещений ведомых кривошипов осуществлялось с помощью реохордного датчика, а ведущих кривошипов — посредством электроконтактного датчика. Питание датчиков производилось отдельными источниками постоянного тока напряжением 2,5 вольта. Импульсы тока с обоих датчиков поступали на шлейфы осциллографа МПО-2.

Полученные осциллограммы (рис. 6 и 7) показывают, что за один оборот ведущего кривошипа ведомый кривошип

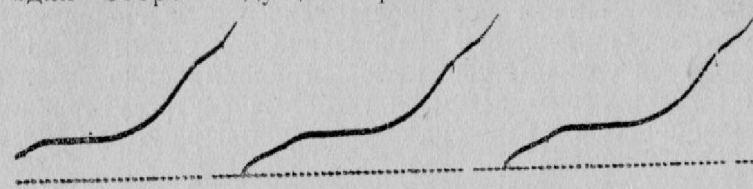


Рис. 6

каждого механизма совершает полный оборот и практически остается неподвижным в пределах поворота ведущего кривошипа на заданный угол выстоя. Следовательно, такие

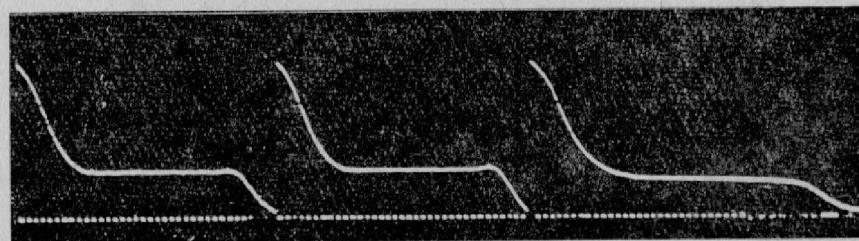


Рис. 7

механизмы можно рекомендовать использовать в качестве исполнительных механизмов периодического одностороннего движения машин-автоматов пищевых производств.

Заключение

В работе приведено аналитическое решение задач синтеза двухкривошипного шестизвенного и трехкривошипного восьмизвенного шарнирно-рычажных механизмов четвертого класса (по классификации акад. И. И. Артоболевского) с заданной длительностью остановки ведомого кривошипа,

а также выполнены аналитические и экспериментальные исследования шестизвального механизма с углом выстоя 100° и восьмизвального механизма с углом выстоя 200° .

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. При кинематическом проектировании двухкривошипного шестизвального механизма четвертого класса с заданной длительностью приближенной остановки ведомого кривошипа нужно сперва решить задачу синтеза приближенно-направляющего по дуге окружности шарнирного четырехзвенника, параметры которого являются частью искомых параметров шестизвального механизма.

Вычисления параметров четырехзвенника целесообразно производить методом последовательного исключения коэффициентов уравнения его кинематической схемы, характеризующегося сравнительно малой трудоемкостью вычислений и позволяющего затем легко вычислить уточненные значения остальных (кроме длины стойки) параметров шестизвального механизма.

Для этого по наибольшим абсолютным величинам вычисляемых отклонений и приведенным в работе уравнениям находятся радиус и координаты центра дуги окружности, являющиеся параметрами шестизвального механизма. Длина стойки механизма должна быть равна $0,5 \div 0,8$ длины его ведущего кривошипа.

2. В рассматриваемом шестизвальном механизме ведомому кривошипу передаются усилия от двух шатунов и поэтому необходимо учитывать два угла передачи движения, причем для удовлетворительной работы механизма необходимо, чтобы в любом положении его звеньев, по крайней мере, хотя бы один из углов передачи не принимал значения меньше предельно допустимого.

3. Параметры двухповодковой группы, присоединяемой к шестизвальному механизму с остановкой для получения трехкривошипного восьмизвального механизма с большими значениями угла выстоя при той же кинематической точности остановки ведомого кривошипа, что и у шестизвального механизма, определяются по приведенным в работе графикам и таблице.

4. Получены формулы для определения угловых перемещений ведомых звеньев рассматриваемых механизмов, оценки их кинематической точности в период выстоя, передаточных отношений и производных передаточных отношений по углу поворота ведущего кривошипа.

5. Численное решение задач синтеза двухкривошипного и трехкривошипного механизмов с заданными значениями углов выстоя соответственно 100° и 200° и последующее

кинематическое исследование этих механизмов показывают, что в период выстоя ведомый кривошип имеет две мгновенные остановки, а его угловые скорости и ускорения изменяются плавно, без скачков. Кроме того, из приведенного сравнения динамических характеристик двухкривошипного шестизвального и мальтийского механизмов при одинаковых условиях работы видно, что в первом механизме максимальные динамические нагрузки в два раза меньше, чем во втором.

6. Определение положений ведомых кривошипов шестизвального и восьмизвального механизмов с углами выстоя соответственно 100° и 200° в функции от угла поворота ведущего кривошипа производилось на специальной опытной установке. Полученные осциллограммы показывают, что в пределах заданных углов выстоя ведомый кривошип исследуемых механизмов практически остается неподвижным.

Таким образом, использование предлагаемых механизмов вместо широко применяющихся в настоящее время в машинах-автоматах пищевой промышленности механизмов с вышними кинематическими парами обеспечит более плавную, спокойную и долговечную работу этих машин.

Содержание диссертационной работы доложено автором на XXV научной конференции Одесского технологического института имени М. В. Ломоносова в 1963 году.

Основные результаты работы опубликованы в следующих статьях:

1. В. Я. Белецкий, А. С. Супрунов. Вычисление трех параметров шарнирного четырехзвенника, приближенно воспроизводящего заданную траекторию. Известия высших учебных заведений, Машиностроение, № 10, 1960.

2. А. С. Супрунов. Вычисление четырех параметров шарнирного четырехзвенника, приближенно воспроизводящего заданную траекторию. Труды Одесского технологического института, т. XIII, 1960.

3. А. С. Супрунов. К синтезу двухкривошипного шарнирного шестизвального механизма с остановкой. Известия высших учебных заведений, Машиностроение, № 7, 1963.

—o—

✓ 000716