

Автор едр.  
К 66

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

---

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

Инженер В. Ф. КОРЕНСКИЙ

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ  
ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ  
ПРЕРЫВИСТОГО ОДНОСТОРОННЕГО ДВИЖЕНИЯ  
РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН — АВТОМАТОВ

(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 В. Ф. КОРЕНСКИЙ

Переучет 1982

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ  
ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ  
ПРЕРЫВИСТОГО ОДНОСТОРОННЕГО ДВИЖЕНИЯ  
РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН — АВТОМАТОВ

(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

✓ 011894

Одесский технологический  
институт пищевой промыш-  
ленности им. М. В. Ломоносова  
**Б И Б Л И О Т Е К А**

ОДЕССА—1971

Работа выполнена на кафедре теории механизмов, машин и автоматических линий Одесского технологического института 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.**

Ведущая организация — УкрНИИПродмаш УССР.

Автореферат разослан «        » 197 г.

Защита диссертации состоится « **4** » **февраля** 1972 г.

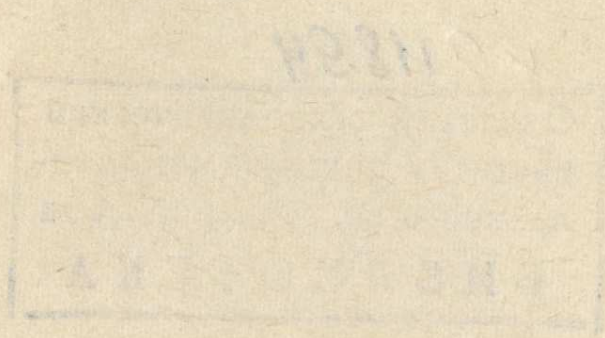
на заседании Совета Одесского технологического института пищевой промышленности имени М. В. Ломоносова.

Просим Вас принять участие в заседании Совета, посвященном защите диссертации, или выслать отзыв в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, по а д р е с у:

г. Одесса, ГСП-510, ул Свердлова, 112, Технологический институт пищевой промышленности имени М. В. Ломоносова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь Совета (Л. А. ЗАПОРОЖЕЦ).



## В В Е Д Е Н И Е

В Директивах XXIV съезда КПСС указывается необходимость дальнейшего развития комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, создания машин-автоматов и автоматических линий. В связи с этим актуальным является развитие методов проектирования различных исполнительных механизмов машин-автоматов.

У большинства машин-автоматов рабочие органы совершают периодическое движение. Такое движение наиболее целесообразно обеспечивать рычажными механизмами. Они бесшумны в работе, надежны и долговечны, просты в изготовлении, легко поддаются наладке и регулировке. Разработке методов их синтеза и анализа в последние годы уделяется большое внимание.

Современный уровень производства и темпы его развития требуют сокращения сроков проектирования, изготовления и внедрения новых машин. Поэтому прежде всего необходимы такие методы синтеза механизмов, которые основываются на широком использовании справочных материалов и быстродействующей вычислительной техники.

В настоящее время обширные справочные материалы для ряда шарнирных и шарнирно-рычажных механизмов уже имеются. В то же время для механизмов одностороннего периодического движения таких материалов пока не существует.

Исходя из изложенного, целью диссертационной работы является разработка метода синтеза шарнирных плоских механизмов одностороннего периодического движения, позволяющего параметры этих механизмов выбирать по имеющимся справочным материалам и уточнять их на ЭЦВМ.

Работа состоит из введения, четырех глав и выводов.

# 1. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ.

Рассматриваемые в работе механизмы состоят из четырех или пятизвенного направляющего механизма и присоединенной двухповодковой группы. Характер движения звеньев присоединенной группы всегда определяется траекторией точки присоединения группы к шатуну направляющего механизма и расположением траектории относительно точки присоединения группы к стойке. В работе определены основные параметры этих траекторий при условии, что полному обороту ведомого кривошипа механизма соответствует один приближенный выстой.

Для решения этой задачи условно «разрушен» шарнир, присоединяющий группу к шатуну направляющего механизма, а затем воспроизведено движение звеньев группы. При этом звену, соединенному со стойкой, сообщается приближенный высотой и полный оборот. Одновременно второму звену сообщается такое движение, при котором величина угла между обоими звеньями за рассматриваемый период имеет один цикл изменения внутри интервала от  $\gamma_{\min}$  до  $\pi - \gamma_{\min}$ , где  $\gamma_{\min}$  — минимально допустимое значение угла передачи движения. Тогда искомую траекторию воспроизводит центр свободного шарнира отсоединенной группы.

Описанным способом в работе получен ряд шатунных кривых направляющего механизма, удовлетворяющих требуемому одностороннему движению присоединенных групп. Каждая из этих кривых на участке, соответствующем высотой ведомого звена, приближается к дуге окружности. Радиус дуги равен длине звена, соединяющего шатун и ведомое звено механизма, а центром является точка, совпадающая с серединой дуги, описываемой внутренним шарниром группы при приближенном выстое ведомого звена. При этом центральный угол, стягиваемый дугой приближения,

$$\sigma_2^* \leq \pi - 2\gamma_{\min}. \quad (1)$$

За пределами рассмотренного участка шатунные кривые располагаются между двумя концентрическими окружностями, описываемыми из центра шарнира, присоединяющего группу к стойке, соответственно радиусами  $\rho_{2\max}$  и  $\rho_{2\min}$ . Если длину звена, соединяющего шатун и ведомый кривошип механизма, принять за единицу, а длину этого кривошипа обозначить через  $t$ , то

$$\rho_{2\max} = \sqrt{1 + t^2 + 2t \cos \gamma_{\min}}; \quad \rho_{2\min} = \sqrt{1 + t^2 - 2t \cos \gamma_{\min}}$$

и интервал относительных отклонений  $\Delta$  шатунных кривых от приближающей окружности определяется как  $\Delta_{\min} \leq \Delta \leq \Delta_{\max}$ , где

$$\Delta_{\max} \geq \rho_{1\min} + t - 1; \quad \Delta_{\min} \leq \rho_{2\max} - t - 1. \quad (2)$$

Изучение справочных материалов по различным шарнирным механизмам показало, что полученные кривые в общем сходны с шатунными кривыми механизмов возвратного периодического движения, но отличаются от них тем, что охватывают центр дуги указанной окружности. Таким образом, если располагать методом трансформации шатунных кривых, не охватывающих центр дуги приближающей окружности в кривые, охватывающие этот центр то имеющиеся справочные материалы для механизмов возвратного периодического движения можно использовать также для синтеза механизмов одностороннего периодического движения.

В диссертации разработан метод трансформации шатунных кривых на основе преобразования механизмов, сущность которого состоит в следующем. В шарнирном четырехзвеннике условно удаляется ведущий кривошип, а некоторая точка шатуна соединяется с полюсом воспроизводимой ею кривой звеном, длина и положение которого изменяются так, как изменяется радиус-вектор  $\rho_1$  рассматриваемой точки шатуна при вращении ведущего кривошипа. Полученный четырехзвенный механизм с указанным звеном точно воспроизводит окружность, описываемую шарнирной точкой отброшенного кривошипа. В работе показано, что этот механизм с помощью теоремы Робертса-Чебышева может быть преобразован в промежуточный направляющий четырехзвенник, у которого при воспроизведении той же окружности пропорционально изменяются стороны треугольника, образованного шатунной и двумя шарнирными точками шатуна.

Далее в результате ввода в схему промежуточного четырехзвенника отброшенного ранее кривошипа исходного механизма, налагающего пассивную связь, получены два четырехзвенных контура. Они образованы тремя общими для них звеньями: кривошипом исходного механизма, стойкой и двумя изменяющимися сторонами треугольника-шатуна промежуточного четырехзвенника. Рассматривая эти контуры как автономные и изменяя абсолютные размеры сторон одного из них таким образом, чтобы звено переменной длины стало равным

длине аналогичного звена другого контура, поворотом его вокруг шатунной точки промежуточного четырехзвенника до совмещения указанных звеньев получена новая кинематическая цепь. Если звеньям этой цепи, образованным из стойки промежуточного четырехзвенника, сообщить одинаковые угловые скорости, то передача движения от одного контура к другому будет той, что и прежде и звено переменной длины будет попрежнему налагать пассивную связь. Поэтому после обращения движения и удаления звена переменной длины из указанной цепи может быть получен пятизвенник с передаточным отношением между ведущими кривошипами, равным единице, и радиус-вектором шатунной кривой  $\rho_2$ , являющимся той же функцией угла поворота ведущего кривошипа  $\alpha$  от начального положения, что и у исходного четырехзвенника:

$$\rho_2 = \rho_1 = f(\alpha) . \quad (3)$$

Однако, как показано в работе, при одинаковых приращениях  $\Delta\alpha$  углов поворота ведущих кривошипов механизмов

$$\Delta\alpha_2 = \Delta\alpha \pm \Delta\alpha_1, \quad (4)$$

где  $\Delta\alpha_2$  и  $\Delta\alpha_1$  — приращения углов поворотов радиус-векторов  $\rho_2$  и  $\rho_1$ , причем в уравнении (4) знак минус удерживается при совпадении направлений вращения радиус-вектора  $\rho_1$  и ведущего кривошипа, а знак плюс — когда эти направления противоположны. Поэтому преобразованный механизм описывает шатунную кривую исходного механизма лишь в такой плоскости, которая вращается вокруг полюса шатунной кривой с угловой скоростью ведущих кривошипов (при этом  $\Delta\alpha_2 = \Delta\alpha \pm \Delta\alpha_1 - \Delta\alpha = \pm \Delta\alpha_1$ , а соотношение (3) остается прежним).

Таким образом, на вращающейся плоскости преобразованный механизм описывает шатунную кривую исходного четырехзвенника. Этим свойством преобразования можно воспользоваться при проектировании машин карусельного типа. В то же время на неподвижной плоскости указанным преобразованием можно воспользоваться для изменения условий охвата шатунной кривой ее полюса. Так, если распространить соотношение (4) на случай конечного изменения переменной  $\alpha$ , то

$$\sigma_2 = \sigma \pm \sigma_1, \quad (5)$$

где  $\sigma_2$ ,  $\sigma_1$  и  $\sigma$  суммы соответствующих приращений углов. Из соотношения (4) следует, что за полный оборот ведущего кривошипа ( $\sigma=2\pi$ ) траектория шатунной точки преобразованного механизма всегда охватывает полюс ( $\sigma_1=2\pi$ ) если шатунная кривая исходного четырехзвенника не охватывает полюс ( $\sigma_1=0$ ). Поэтому шатунные кривые механизмов одностороннего периодического движения можно получать по круговым шатунным кривым несимметричных механизмов — генераторов возвратного периодического движения. У этих кривых полюс должен быть выбран в центре дуги приближающей окружности. Тогда в силу равенства (3) и у преобразованных шатунных кривых центр приближающей окружности совпадает с полюсом шатунной кривой; относительные отклонения шатунных кривых от приближающих окружностей при одинаковых  $\alpha$  у исходного и преобразованного механизмов одинаковы.

Из соотношения (5) видно, что при  $\sigma=2\pi$ ,  $\sigma_1=2\pi$  и совпадении направлений вращения ведущего кривошипа с радиус-вектором шатунной кривой  $\sigma_2=4\pi$ . Поэтому из симметричного четырехзвенного механизма с наилучшим приближением шатунной кривой к полной окружности после преобразования получаем удвоитель вращения.

Из преобразованного пятизвенника на основе точных методов преобразования — Ренкерса, а затем Робертса-Чебышева, получен четырехзвенник, у которого зависимость параметров шатунной кривой от угла поворота ведущего кривошипа та же, что и у пятизвенника. Определены относительные размеры преобразованных механизмов в функции размеров исходного четырехзвенника. Установлено, что основу кинематических схем преобразованных механизмов как четырехзвенного, так и пятизвенного, составляет кинематическая схема исходного четырехзвенника, при этом углы поворота ведущих кривошипов, соответствующие участкам приближения, и углы передачи движения у тех и других механизмов одинаковы.

Кроме того, получены и другие критерии, с помощью которых основные параметры механизмов одностороннего периодического движения могут выбираться непосредственно по справочным материалам для несимметричного кругового шарнирного четырехзвенника. Так, анализ уравнения шатунной кривой преобразованного механизма, в котором параметром служит угол поворота ведущего кривошипа  $\alpha$  а коэффициенты выражены через параметры исходного четырехзвенника, позволил определить критерии, по которым эта кривая не имеет особых точек. При анализе введено допущение об идентичнос-

ти влияния параметров несимметричного и симметричного механизмов на общую форму преобразованной шатунной кривой. Подробное исследование указанного уравнения для симметричного преобразованного механизма позволило установить, что шатунная кривая механизма одностороннего периодического движения не имеет особых точек, если исходный четырехзвенник однокривошипный и кривизна участка приближения у него того же знака, что и у дуги, описываемой шарнирной точкой коромысла. При этом дополнительно выявлены свойства шатунных кривых двухкривошипных круговых симметричных механизмов, которые в задаче о наилучшем приближении шатунной кривой симметричного четырехзвенника к дуге окружности П. Л. Чебышевым не рассматривались.

В некоторых случаях может оказаться, что у шатунной кривой преобразованного механизма, выбранного по справочным материалам, величина центрального угла дуги приближения превысит максимально допустимую по (1). Если величина этого угла слишком мала, то при той же продолжительности выстоя могут оказаться значительными ускорения ведомого звена механизма. Наконец, если на участке приближения радиус-вектор шатунной кривой вращается противоположно вращению ведущего кривошипа, то это означает, что у этой кривой имеется точка самопересечения. Вследствие этого возникла необходимость проведения дополнительных исследований по выбору механизмов.

Центральный угол дуги приближения у преобразованного механизма  $\sigma_2^*$  можно представить в следующем виде

$$\sigma_2^* = \sigma^* : i_2, \quad (6)$$

где  $\sigma^*$  — угол выстоя, а  $i_2$  — среднее значение передаточной функции от ведущего кривошипа к радиусу-вектору шатунной точки на участке дуги. Функция  $i_2$  связана с аналогичной передаточной функцией исходного четырехзвенника  $i_1$  так

$$i_2 = \frac{i_1}{i_1 - 1}. \quad (7)$$

С помощью соотношений (1), (6) и (7) установлено, что величина центрального угла дуги приближения у исходного четырехзвенника должна находиться в интервале

$$\sigma^* > \sigma_1^* \geq \sigma^* \pm 2\gamma_{\min} - \pi \quad (8)$$

по возможности ближе к правому пределу.

При синтезе механизмов одностороннего периодического

движения важно получить углы выстоя, значительно превышающие величину  $\sigma_2^*$ , так как эти углы определяют производительность машин-автоматов. Условие этой задачи может быть сформулировано следующим образом: среди каких исходных четырехзвенников находятся такие, с помощью которых для механизмов одностороннего периодического движения можно получить заданные углы выстоя? Отличительные свойства этих четырехзвенников устанавливались с помощью соотношения (6), которое на основании (7) может быть записано в виде

$$\sigma^* = \sigma_2^* \frac{i_1}{i_1 - 1} \quad (9)$$

Так как величина  $\sigma_2^*$ , заранее выбирается согласно соотношению (1), то величина  $\sigma^*$  есть функция аргумента  $i_1$ .

В осях  $\sigma^* - i_1$  асимптоты гиперболы (9) представляют прямые  $i_1 = 1$  и  $\sigma^* = \sigma_2^*$ , поэтому в большинстве случаев синтеза  $i_2 = \frac{\sigma^*}{\sigma_2^*} \approx 1$ . Возрастание  $i_2$  происходит по мере

приближения величины  $i_1$  к единице со стороны больших значений. Так, при  $i_1 = 2$  и  $i_2 = 2$ , а при  $i_1 = 1$   $i_2 = \infty$ . В последнем случае даже при  $\sigma_2^* = 0$  величина  $\sigma^*$  может достигать  $2\pi$  (случай преобразования механизма шарнирного параллелограмма в механизм шарнирного ромбоида). Следовательно, тот из исходных четырехзвенников обеспечит преобразованному механизму больший угол выстоя, у которого большим окажется коэффициент изменения средней скорости хода.

Установленные критерии позволяют для выбора параметров механизмов одностороннего периодического движения воспользоваться атласом шатунных кривых. \*) Для этого необходимо:

1. Задаться относительной длиной ведомого звена  $t$ , выбрать минимальный угол передачи  $\gamma_{\min}$ ; по (2) определить границы интервала относительных отклонений  $y$  шатунной кривой исходного четырехзвенника;

2. По формуле  $z = \frac{\sigma^*}{5}$  где  $\sigma^*$  — в градусах, определить количество штрихов шатунной кривой  $z$ , которое у исход-

\*) Hrones J. and Nelson G., Analysis of the Four-Bar Linkage, New York, 1951.

ного четырехзвенника должно вмещаться на участке приближения;

3. По числу  $z$ , интервалу отклонений  $\Delta$  и конструктивным требованиям к основным размерам звеньев синтезируемого механизма из атласа шатунных кривых выбрать исходный четырехзвенник с величиной дуги приближения, расположенной в интервале (9), и с требуемым знаком ее кривизны;

4. Определить размеры звеньев преобразованного механизма, к нему присоединить двухповодковую шарнирную группу с относительной длиной ведомого звена  $t$ .

Границы угла выстоя получаемых механизмов определяются при выборе исходного четырехзвенника по порядковым номерам штрихов шатунной кривой, соответствующих концу и началу участка приближения.

В диссертации рассмотрен также порядок выбора механизмов для случая, когда задается функция положения ведомого звена.

## II. УТОЧНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ ОДНОСТОРОННЕГО ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ

Изложенным способом подбираются основные параметры механизмов одностороннего периодического движения. Вспомогательные величины, такие как радиус и координаты центра приближающей окружности определяются по приведенным в работе зависимостям: центр вращения ведомого звена механизма относительно стойки находится на дуге радиуса  $t$ , описанной из центра дуги приближающей окружности, вблизи точки пересечения ее биссектрисой угла, дополняющего угол дуги приближения до  $180^\circ$ . Получаемые механизмы по основным показателям близки к искомым. Лишь вследствие неизбежных погрешностей при ориентировочной оценке параметров шатунных кривых точность выстоя и интервал угла между звеньями присоединенных к направляющим механизмам двухповодковых шарнирных групп в ряде случаев могут быть неприемлемыми.

В диссертации приведен алгоритм уточнения параметров указанных механизмов при приближении их к значениям, обеспечивающим практически достаточную точность выстоя. Согласно этому алгоритму предварительно определяются свойства выбранной шатунной кривой. Для этого вслед за выбором исходного четырехзвенника по справочным материалам мето-

дами приближения функций находятся радиус и координаты центра окружности, к которой на участке заданного угла высота приближается шатунная кривая. Далее по полученным в работе зависимостям между параметрами исходного и преобразованного механизмов определяются размеры звеньев преобразованного механизма.

Разработан метод синтеза присоединяемой двухповодковой шарнирной группы по заданному интервалу угла между ее звеньями. Он заключается в том, что косинус указанного угла представлен в виде функции неизвестных координат точки присоединения группы к стойке и параметрических координат шатунной точки. В полученное выражение подставлены предельные значения угла между звеньями группы при некоторых искомым значениях угла поворота ведущего кривошипа механизма, а так как пределы указанного угла совпадают с экстремумами функции его косинуса, те же значения искомым углов подставлены в отождествленную с нулем первую производную от этой функции по углу поворота ведущего кривошипа механизма. Полученная в результате система четырех уравнений служит для определения указанных неизвестных. В работе показано, что первые приближенные значения искомым углов поворота ведущего кривошипа механизма, соответствуют тем участкам преобразованной шатунной кривой, которые наиболее удалены от приближающей окружности. Поэтому они определяются при выборе исходного четырехзвенника по порядковым номерам штрихов шатунной кривой, наиболее удаленных от участка приближения.

В работе исследованы условия проворачиваемости звеньев получаемых механизмов. Показано, что для удовлетворения этим условиям необходимо иметь приворачивающийся исходный четырехзвенник и расположение неподвижного шарнира присоединенной к преобразованному механизму двухповодковой шарнирной группы внутри некоторой области, охватываемой шатунной кривой. В то же время, как установлено при решении конкретных задач синтеза механизмов, при условиях, наложенных на присоединенную группу, неподвижный шарнир группы не всегда располагается указанным образом. Расположение этого шарнира зависит от распределения отклонений на различных участках шатунной кривой. Поскольку достаточной простоты этой зависимости по-видимому не существует, а с помощью атласа шатунных кривых распределение отклонений у шатунной кривой преобразованного механизма может быть оценено лишь приближено, в общем слу-

чае проворачиваемость механизмов достигается путем перераспределения отклонений. Для этого производится интерполирование с малыми приращениями координат шатунной точки исходного четырехзвенника до тех пор, пока указанный шарнир расположится внутри допускаемой области. Расчет продолжается далее, пока длина ведомого звена механизма становится максимальной. После этого определяется точность выстоя этого звена.

Рассмотренный этап расчета дает первое приближение значений параметров синтезируемого механизма, поэтому точность выстоя ведомого звена может быть еще меньше требуемой. Для её увеличения используются методы приближения функций.

Порядок применения указанных методов в работе установлен с учетом того, что точность выстоя ведомого звена механизма определяется как величиной отклонений шатунной кривой от дуги приближающей окружности, так длиной этого звена, что для механизма одностороннего периодического движения означает распределение отклонений по всем участкам шатунной кривой (см. соотношения (2)). Для увеличения точности выстоя, при заданных границах интервала угла между звеньями присоединяемой группы, необходимо уменьшать отклонения на участке приближения и увеличивать за пределами этого участка. Однако, как показано в работе, оба эти процесса являются взаимоисключающими. Поэтому в каждом случае синтеза механизмов имеется наиболее удовлетворительное по точности выстоя решение. Для получения решений, близких к наиболее удовлетворительным, применяется метод последовательных приближений. При этом с помощью методов приближения функций уточняется положение шатунной точки исходного четырехзвенника, определяются параметры приближающей окружности, параметры преобразованного механизма и присоединенной группы, рассчитывается точность выстоя ведомого звена, а затем снова уточняется положение шатунной точки исходного четырехзвенника. Расчет повторяется до тех пор, пока точность выстоя возрастает.

В работе исследован процесс приближения шатунной кривой исходного четырехзвенника к дуге окружности при последовательном уточнении пяти параметров методами интерполирования (простого и с одним узлом высокой краткости) и квадратического приближения. Для решения задачи выбран последний метод, поскольку он обеспечивает монотонное умень-

шение отклонений при возрастании числа циклов последовательных приближений.

Последовательное уточнение параметров механизма обеспечивает асимптотическое уменьшение максимальной величины отклонений шатунной кривой от дуги приближения. Поэтому, когда на рассмотренном этапе расчета точность выстоя возрастать перестает, изменения параметров механизма становятся более плавными. Появляются благоприятные условия для перехода ко второму этапу — последовательному уточнению тех параметров исходного четырехзвенника, которые определяют величину угла передачи движения направляющего механизма. Для уточнения длин шатуна, коромысла, стойки четырехзвенника, угла между радиус-вектором центра приближающей окружности и осевой линией стойки, угла между радиус-вектором шатунной точки и осевой линией шатуна используются соответствующие выражения взвешенной разности.

Переход от одной части алгоритма к другой осуществляется при достижении внутри них максимальной точности выстоя ведомого звена синтезируемого механизма или границ интервалов, допускаемых на изменение его параметров. При невозможности увеличения точности выстоя ни в той, ни в другой части алгоритма производится подробное кинематическое исследование того варианта механизма, у которого точность была максимальной.

Разработанный алгоритм положен в основу программы уточнения параметров механизмов на ЭЦВМ. Составленная вначале операторная схема программы переведена в автокод «Инженер» и использована при расчете на ЭЦВМ «Минск-22» ряда механизмов, подобранных с помощью атласа шатунных кривых. В работе приводится таблица параметров четырех механизмов, рассматривается пример использования одного из них для привода стола автомата зиговки (гофрирования) обечаек жестяных консервных банок на Херсонском ордена Ленина консервном комбинате.

## ВЫВОДЫ

На основе проведенных исследований в работе получены следующие результаты:

1. Для шестизвенного и семизвенного шарнирных механизмов в аналитической форме определены основные свойства

шатунных кривых, удовлетворяющих требуемому одностороннему периодическому движению ведомого звена.

2. На основе полученных формул составлены удобные для использования в конструкторской практике таблицы границ минимальных интервалов отклонений шатунных кривых механизмов одностороннего периодического движения от приближающей окружности единичного радиуса;

5. Разработан метод и определены критерии преобразования, с помощью которых параметры механизмов одностороннего периодического движения выбираются непосредственно по справочным материалам для механизмов возвратного периодического движения;

4. Для последующего уточнения параметров выбранных механизмов проведены исследования в области их синтеза с заданными значениями углов выстоя и минимальных углов передачи движения. Исследованы условия проворачиваемости звеньев механизмов. Разработан алгоритм уточнения и составлена операторная схема программы для реализации этого алгоритма на ЭЦВМ.

5. Проведенные исследования процессов синтеза механизмов одностороннего периодического движения с помощью атласа шатунных кривых и ЭЦВМ показали эффективность изложенного метода. Получаемые механизмы удовлетворяют требованиям, предъявленным к ним практикой. Поэтому этот метод может найти применение при проектировании машин-автоматов. Разработанная на его основе конструкция механизма предложена для внедрения на Херсонском ордена Ленина консервном комбинате.

6. При разработке метода преобразования механизмов решены также следующие частные задачи:

а) определены условия воспроизведения известных шатунных кривых направляющего четырехзвенника на вращающейся плоскости;

б) получены двухкривошипные симметричные направляющие механизмы, которые по условиям приближения шатунных кривых к дугам окружности могут быть отнесены к круговым механизмам Чебышева;

в) на примере синтеза удвоителя вращения показана возможность получения с помощью четырехзвенника больших участков приближения к дуге окружности;

г) установлена взаимосвязь угла выстоя механизма одностороннего периодического движения с коэффициентом изменения средней скорости хода исходного четырехзвенника;

д) теорема Робертса-Чебышева распространена на направляющий четырехзвенник со звеном переменной длины.

Содержание диссертационной работы доложено автором на XXIX Юбилейной научной конференции Одесского технологического института пищевой промышленности им. М. В. Ломоносова в 1967 году, на первой научно-технической конференции механиков Юга Украины по прочности элементов судовых конструкций и машин, на межкафедральных семинарах в Одесском технологическом институте пищевой промышленности им. М. В. Ломоносова и его филиале в городе Херсоне в 1971 году.

Основные результаты работы опубликованы в следующих статьях автора:

1. К синтезу плоских шестизвенных шарнирных механизмов с односторонним прерывистым вращением ведомого звена., Респ. межвед. научно-техн. сб. «Теория механизмов и машин», вып. 9, изд-во Харьковского ун-та, 1970 г.

2. К синтезу симметричного шарнирного пятизвенника, направляющего по дуге окружности., Респ. межвед. научно-техн. сб. «Теория механизмов и машин», вып. 3, изд-во Харьковского университета 1967 г.

3. Кинематический анализ семизвенного шарнирного механизма., Респ. межвед. научно-техн. сб. «Теория механизмов и машин», вып. 2, изд-во Харьковск. ун-та, 1967.

✓ 011894

