

687  
С 89

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
С С С Р

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО  
ЗНАМЕНИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

На правах рукописи

СУНКУЕВ БОРИС СЕМЕНОВИЧ

УДК 687.05.685.31.05#  
677.05.621.01

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ СИНТЕЗ РЕГУЛИРУЕМЫХ РЫЧАЖНЫХ  
МЕХАНИЗМОВ МАШИН ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Специальность 05.02.13

" Машины и агрегаты легкой промышленности "

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Москва, 1984

Работа выполнена в Витебском технологическом институте легкой промышленности.

Официальные оппоненты:

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор Н.И.Левитский,  
доктор технических наук, профессор В.В.Карамышкин,  
доктор технических наук, старший научный сотрудник И.С.Саян.

Водущее предприятие:

Подольский механический завод им.Калинина производственного объединения "Подольскшвеймаш".

Защита состоится "31" октября 1984 г. в II 15 час. на заседании специализированного Совета Д.053.32.02 Московского ордена Трудового Красного Знамени технологического института легкой промышленности.

Адрес института: ПЗ127, г.Москва, ул.Осипенко, 33.

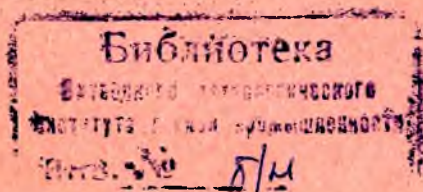
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ваши отзывы и замечания в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять в Ученый Совет института.

Автореферат разослан "25" сентября 1984 г.

Ученый секретарь  
специализированного Совета,  
к.т.н., доц.

*В.В.Гришин* В.В.ГРИШИН



## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность проблемы и состояние вопроса

В основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981–1985 годы и до 1990 года перед работниками машиностроения поставлена задача "Создавать многофункциональные машины и оборудование, переналаживаемые при изменении технологических процессов, видов выпускаемых изделий и производимых работ".

В легкой промышленности необходимость переналадки машин вызывается изменением ассортимента обрабатываемых изделий, нестабильностью их физико-механических свойств и геометрических параметров, специфическими требованиями технологии. В связи с этим в машинах легкой промышленности применяются регулируемые механизмы, т.е. такие механизмы, в которых посредством изменения параметров схемы можно существенно изменять кинематические характеристики ведомых звеньев. Рычажные регулируемые механизмы обладают рядом преимуществ перед другими типами механизмов и широко применяются в швейных, трикотажных, обувных, текстильных машинах.

Параметры обработки изделий в машинах указанных типов определяются кинематикой исполнительных механизмов. Поэтому в исходные условия на проектирование регулируемых механизмов включаются требования к кинематическим характеристикам ведомых звеньев при ограничениях на динамические и конструктивные характеристики.

Особенность проектирования регулируемых механизмов по отношению к нерегулируемым состоит в том, что требуется воспроизводить не одну кинематическую характеристику, а несколько, не одну зависимость, а семейство зависимостей. Поэтому для синтеза регулируемых механизмов должны разрабатываться специальные методы, существенно отличающиеся от известных методов синтеза нерегулируемых механизмов.



руемых механизмов.

Разработкой методов синтеза регулируемых рычажных механизмов занимались Доронин В.И., Рачек Н.М., Еремеев Н.В., Саркисян Ю.Л., Египян К.М., Степанян К.Г., Гулгазарян А.А., Левитский Н.И., Комиссаров А.И., Крош А.Е., Новгородцев В.А., Ермолаев В.Ф., *Hain K., Kraus R., Lohse P., Schnarbach K., Altschul R., Wetzell S.*, Тао, Эмос, Макговерн, Сандор и др. Однако следует признать, что уровень развития методов синтеза регулируемых механизмов еще не удовлетворяет требованиям практики проектирования машин.

В большинстве работ для синтеза регулируемых механизмов применяются традиционные методы синтеза (алгебраические и геометрические), не позволяющие учитывать ограничения на динамические и конструктивные характеристики механизмов. Мало опубликовано работ, решающих конкретные задачи синтеза регулируемых механизмов машин легкой промышленности. Почти полностью отсутствуют работы по структуре регулируемых механизмов, что затрудняет выбор оптимальных схем механизмов.

Поэтому в практике проектирования регулируемых механизмов преобладает эмпирический подход. В результате создаются регулируемые механизмы, неоптимальные по структуре, кинематическим, динамическим и другим характеристикам. В конечном итоге это приводит к потерям времени на технологическую регулировку машин, снижению их производительности и качества обработки изделий.

Разработка методов проектирования регулируемых механизмов машин легкой промышленности является актуальной проблемой. Народное хозяйственное значение этой проблемы определяется большими масштабами производства переналаживаемого оборудования для легкой промышленности (десятки тысяч единиц в год), а также возможностью широкого применения разработанных методов для проектирования пе-

реглаживаемых машин других отраслей промышленности (текстильной, пищевой и др.).

Цель работы. Разработка методов проектирования регулируемых рычажных механизмов машин легкой промышленности на основе использования и дальнейшего развития методов оптимизации механизмов на ЭЦМ и теории графов.

Методы исследований. Синтез структур регулируемых кинематических цепей выполнен с использованием методов теории графов.

Матрический синтез регулируемых механизмов с учетом ограничений на динамические и конструктивные характеристики выполнен методами оптимизации на ЭЦМ. Расчет целевых функций оптимизационного синтеза и функций отклонения выполнен с применением аналитических методов кинематической геометрии конечных положений и аналитического метода треугольников О.Г.Озола. Минимизация целевых функций с учетом ограничений выполнена на ЭЦМ методами нелинейного программирования. Системы нелинейных уравнений синтеза механизмов по настраиваемым параметрам схемы решены на ЭЦМ итерационными методами.

Проверка разработанных методов синтеза производилась посредством: 1) расчета кинематических и динамических характеристик спроектированных механизмов на ЭЦМ, 2) изготовления механизмов, установки их на машины и производственных испытаний на предприятиях легкой промышленности.

Научная новизна и практическая ценность. Научная новизна работы состоит в следующем

1. Разработан метод перечисления неоднородных структур регулируемых рычажных кинематических цепей с использованием теории графов.

2. Разработан новый оптимизационный метод синтеза плоских рычажных механизмов, учитывающий специфику регулируемых механизмов.



мов. Особенность его состоит в применении специальных целевых функций, отличных от ранее используемых функций отклонения.

3. Для рычажных механизмов с одним регулируемым параметром схемы разработан общий метод решения задач синтеза по заданным условиям регулирования кинематических характеристик крайних положений.

4. Разработаны оптимизационные методы синтеза регулируемых передаточных рычажных механизмов.

5. Разработаны оптимизационные методы синтеза регулируемых направляющих рычажных механизмов.

6. Разработаны численные алгебраические методы синтеза регулируемых механизмов по настраиваемым параметрам схемы.

7. Разработаны методы проектирования типовых регулируемых механизмов машин легкой промышленности.

Внедрение разработанных методов синтеза регулируемых механизмов в практику проектирования технологических машин легкой промышленности и других отраслей народного хозяйства позволит:

- 1) создавать механизмы, реализующие заданные условия регулирования при минимальном числе звеньев и при минимальных затратах времени на технологическую регулировку и за счет этого упростить конструкцию машин и увеличить производительность оборудования,
- 2) создавать оптимальные самонастраивающиеся механизмы, которые с более высокой точностью, чем существующие настраиваются на заданные режимы обработки, и за счет этого повысить качество обработки изделий на машинах,
- 3) создавать регулируемые рычажные механизмы, заменяющие аналогичные по назначению механизмы с вышшими парами (например, кулачковые) и за счет этого значительно повысить скоростной режим оборудования и его производительность,
- 4) автоматизировать проектирование перенастраиваемого технологи-

ческого оборудования, и тем самым сократить сроки его проектирования.

Практическая реализация результатов работ. Результаты работы могут быть рекомендованы для использования конструкторским отделам предприятий и организаций, занимающимся проектированием перенадаваемого оборудования для легкой, текстильной, пищевой и др. отраслей промышленности. Методы проектирования регулируемых механизмов, разработанные автором, использованы в Оршанском СКБ швейного оборудования при разработке механизмов транспортирования материала швейных машин конструктивно-унифицированного ряда, проектировании модернизированного механизма зигзага петельного полуавтомата 525 класса. Конструкция регулируемого дифференциального механизма продвижения материала по авторскому свидетельству № 264908, разработанная автором совместно с работниками объединения "Промшвеймаш" (г. Орла), внедрена в швейную машину 697 класса, серийно выпускаемому объединением "Промшвеймаш". С 1973 по 1982 год выпущено 11158 машин. Годовой экономический эффект на 1100 машин составил 400 тысяч рублей.

Механизм дифференциальной подачи материала, разработанный автором совместно с В.М.Моничем и А.П.Непряхиным, внедрен в конструкцию машины 233 класса (авторское свидетельство № 160421). Машина выпускается серийно объединением "Подольскишвеймаш". С 1968 по 1980 год выпущено 75 машин. Экономический эффект от выпуска этих машин составил 30 тысяч руб.

Конструкция механизма подачи проволоки (авторское свидетельство № 867367) принята к внедрению в серийно выпускаемую обувную машину ПШС-С на машиностроительном объединении "Вперед" (г. Ленинград). Годовой экономический эффект от внедрения механизма на серию 250 машин составит 26 тысяч руб.

Способ технологической регулировки механизма зигзага петель-

ного полуавтомата 25-I класса включен в паспорт полуавтомата, выпускаемого серийно на производственном объединении "Подольск-швеймаш". Выпущено 25 полуавтоматов с новым паспортом. Ожидаемый годовой выпуск полуавтоматов 25-I класса - 4 тысячи штук. Годовой экономический эффект от внедрения способа регулировки на швейных предприятиях составит 36 тысяч руб.

Механизм регистрации линейной плотности ленты, разработанный автором совместно с сотрудниками кафедры проектирования машин ВЗТИИП (Авдин И.И. и др.) принят для внедрения в ленточную машину ЛМШ-220-ТАТЛ.62, разработанную в СКБ текстильных машин (г.Орел).

Расчет регулируемых параметров преобразующего механизма импульсивного вариатора скорости использован при проектировании регулировочных устройств дозатора для зерна А1-БГД во ВНИЭКИ-продмаш. Дозатор принят к серийному производству.

Методы расчета и проектирования регулируемых механизмов швейных машин на ЭЦМ внедрены в учебный процесс в Витебском технологическом институте легкой промышленности (дипломное и курсовое проектирование, лекции, практические занятия).

Материалы работы использованы в учебнике "Проектирование и расчет машин обувных и швейных производств", написанного авторским коллективом МТИИП под руководством проф. Комиссарова А.И.

Апробация. Материалы диссертации докладывались и получили положительную оценку на Всесоюзных совещаниях и съездах по теории механизмов и машин в 1967 г. (г.Сухуми), 1974 г. (г.Тбилиси), 1977 г. (г.Алма-Ата), на семинаре по ТММ в ИМАШе (1978 г. и 1979 г. - дважды), на Всесоюзном совещании "Современные методы синтеза машин автоматов и их систем" (г.Тамбов) в 1981 г., на Всесоюзной научно-технической конференции "Автоматизация технологических процессов легкой промышленности" в 1982 г. (г.Москва),



на Всесоюзных семинарах: "Применение математических методов и вычислительной техники при разработке и исследовании машин и аппаратов текстильной и легкой промышленности" в 1974 г. (г.Тбилиси), "Исследование и проектирование машин и агрегатов легкой промышленности" в г.Москве (1978 г.), на научно-технических конференциях ВСТИ (1967 - 1971 г.г.), на научных конференциях преподавателей ВТИИП (1972 - 1982 г.г.), на республиканском семинаре преподавателей ТИИМ, деталей машин и ШУ в БПИ г.Минск (1973, 1974 г.г.).

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы и приложений. Работа (без приложений, таблиц, рисунков, списка литературы) изложена на 299 страницах машинописного текста, содержит 176 рисунков, 32 таблицы. Список литературы включает 179 наименований. Приложения выполнены в виде отдельного тома.

#### СО Д Е Р Ж А Н И Е   Р А Б О Т Ы

В первой главе рассмотрены возможные неоднородные структуры плоских регулируемых кинематических цепей с вращательными кинематическими парами. Структура некоторых типов плоских регулируемых механизмов рассмотрена в работах Саркисяна Ю.Л., Египяна К.М., *Kraus R.*, *Altshul R.*, *Lohse P.*, *Wetzell S.* . Схемы регулируемых механизмов приведены в справочниках по механизмам, диссертациях, специальной технической литературе. Регулируемые механизмы применяются в машинах легкой, текстильной, полиграфической, пищевой, нефтехимической промышленности, в металлорежущих станках, штамповочных автоматах и в другом оборудовании.

В настоящей работе рассмотрены регулируемые кинематические цепи, получаемые путем преобразования нерегулируемых кинематических цепей. Преобразование состоит в том, что одна или несколько

пар звеньев исходной нерегулируемой кинематической цепи преобразуется в регулируемые звенья.

Введено понятие жесткой регулируемой связи между двумя звеньями. Это — такая жесткая связь, которая может накладываться на определенный период времени и устраняться с целью изменения относительного положения звеньев. В общем случае регулируемое звено представляет собой простую (то есть не содержащую замкнутых контуров) кинематическую цепь, на все кинематические пары которой наложены жесткие регулируемые связи.

Простейшее регулируемое звено (рис. I б) получено наложением жесткой регулируемой связи на кинематическую пару простейшей кинематической цепи, состоящей из двух звеньев (рис. Ia).

Задача перечисления неоднородных структур регулируемых кинематических цепей с числом звеньев  $n'$ , подвижности  $W'$  и числом жестких регулируемых связей  $m$  может быть разделена на две самостоятельные задачи:

1) перечисление неоднородных структур нерегулируемых кинематических цепей с числом звеньев  $n = n' + m$  и степенью подвижности  $W = W' + m$ ,

2) перечисление неоднородных структур регулируемых кинематических цепей, получаемых наложением  $m$  жестких регулируемых связей на кинематические пары полученных нерегулируемых цепей.

Решением задач перечисления плоских кинематических цепей с вращательными парами и степенью подвижности  $W = 1$  занимались *Alt H., Crossley F., Davies T., Franke R.*, Бу Л., Тышкевич В.А., Добрянский, Фрейдештейн и др. В последние годы опубликованы работы, в которых для перечисления кинематических цепей используется их представление в виде графов и методы комбинаторного анализа. Систематическое изложение метода перечисления плоских кинематических цепей с помощью графов дано Бу Л.

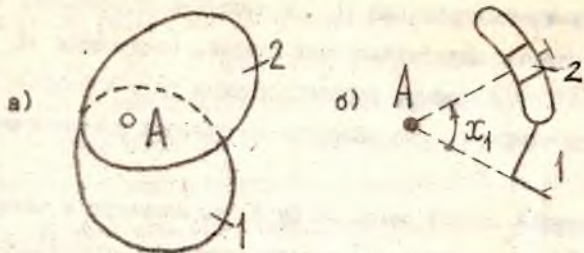


Рис. 1. а - вращательная кинематическая пара, б - схема простейшего регулируемого звена.

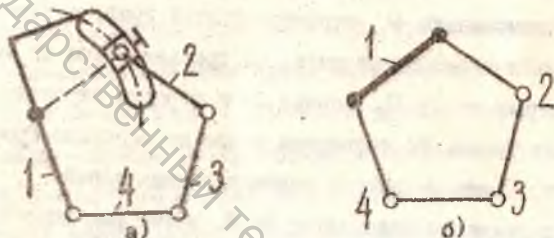


Рис. 2. Регулируемая кинематическая цепь: а - схема, б - граф.

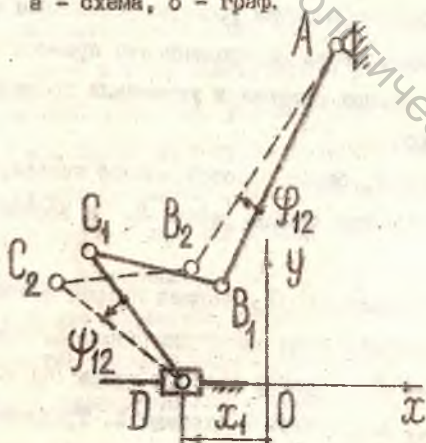


Рис. 3. Схема регулируемого механизма подачи проволоки обувной машины ПИС-С.



Задача структурного синтеза плоской кинематической цепи с заданными числами звеньев  $n$  и степеней подвижности  $W$  сводится к отысканию неэквивалентных графов, содержащих  $n$  вершин и  $p_3 = (3n - W)/2$  ребер, удовлетворяющих ряду дополнительных условий, связанных с особенностями построения кинематических цепей.

Структурный синтез согласно Бу Д. выполняется в четыре этапа. На первом этапе составляется список возможных комбинаций  $n_i$  звеньев различных порядков  $i$ . Порядок  $i$  звена равен числу кинематических пар, в которые входит звено. На втором этапе для каждой комбинации  $n_i$  строится скатый граф, содержащий только вершины степени больше двух. На третьем этапе по заданному графу и заданному числу  $n_2$  вершин 2-го порядка строятся графы кинематических цепей. На четвертом этапе по заданным графам определяются схемы соответствующих кинематических цепей.

В изложенном виде метод Бу Д. имеет ряд недостатков, затрудняющих его использование для перечисления новых структур. В настоящей работе сделана попытка усовершенствования этого метода с целью достижения большей определенности приемов синтеза на втором и третьем этапах синтеза и упрощения процедур, применяемых на этих этапах.

Разработан новый, более простой способ генерирования скатых графов  $G_S$  по заданным числам ребер  $e_S$  и вершин степени больше двух  $U_S$ .

Задача распределения  $n_2$  вершин второй степени среди ребер скатого графа формулируется следующим образом. Имеется множество  $(e_1, e_2, \dots, e_S)$  ребер скатого графа  $G_S$  и множество  $(a_1, a_2, \dots, a_{n_2})$  вершин степени 2. Требуется так распределить вершины среди ребер, чтобы получить множество  $(G_1, G_2, \dots, G_m)$  неизоморфных графов кинематической цепи. В настоящей

работе предлагается способ решения этой задачи, отличающийся от способа Ву Л. Сущность способа состоит в том, что множество ребер ( $e_1, e_2, \dots, e_s$ ) сжатого графа разбивается на подмножества подобных ребер. Это дает возможность задачу распределения ( $a_1, a_2, \dots, a_{n_2}$ ) среди ( $e_1, e_2, \dots, e_s$ ) рассматривать как ряд более простых задач распределения ( $a_1, a_2, \dots, a_{n_2}$ ) среди подмножества ребер сжатого графа.

По аналогии с нерегулируемой кинематической цепью условимся регулируемую кинематическую цепь (рис. 2а) изображать в виде графа (рис. 2б).

Нерегулируемые звенья изображаются также, как и в графах нерегулируемых кинематических цепей - в виде кружков или вершин, инцидентных ребрам, а регулируемое - в виде графа соответствующей открытой кинематической цепи (рис. 2б). Звенья открытой кинематической цепи по-прежнему изображаются в виде вершин, а кинематические пары - в виде ребер, однако, в отличие от изображения, принятого в графах кинематических цепей, вершины графа регулируемого звена показываются в виде зачерненных кружков, а ребра - в виде утолщенных линий, им инцидентных. Часть графа регулируемой кинематической цепи, которая содержит изображение регулируемого звена в виде совокупности зачерненных кружков, соединенных утолщенными линиями, рассматривается как одна вершина.

Процедура преобразования графа исходной кинематической цепи в граф регулируемой кинематической цепи представлена как раскраска  $m$  ребер и инцидентных им вершин графа. Выбирая для раскраски все возможные сочетания из  $p_s$  ребер по  $m$  и инцидентные им вершины, получим множество графов. Задача состоит в том, чтобы из всего множества раскрашенных графов выбрать неизоморфные и удовлетворяющие кинематическим требованиям. При проверке раскрашенного графа на соответствие кинематическим требованиям, входящий

в него подграф регулируемого звена рассматривается как одна вершина.

С использованием изложенного метода получены возможные структуры регулируемых четырех-, шести- и восьмизвенных кинематических цепей. Рассмотрены четырехзвенные регулируемые кинематические цепи с числом  $m$  жестких регулируемых связей, равным 1, 2 и 3, шестизвенные регулируемые кинематические цепи с числом  $m$ , равным 1 и 2, и восьмизвенные регулируемые кинематические цепи с  $m=1$ . Полученные числа вариантов этих цепей указаны в табл. I. Приведен атлас структурных схем указанных регулируемых кинематических цепей.

Таблица I

Параметры структуры регулируемых кинематических цепей

$w$	$l$	$n$	$m$	Общее число вариантов
I		4	I	I
I		4	2	3
I		4	3	4
I		6	I	7
I		6	2	38
I		8	I	285

Приведены рекомендации по выбору кинематических схем регулируемых механизмов с помощью атласа структурных схем регулируемых кинематических цепей.

Во второй главе изложены оптимизационные методы синтеза плоских рычажных механизмов с использованием специальных целевых функций. Эти методы применяются затем для синтеза регулируемых механизмов.

Общая теория синтеза механизмов изложена в работах П.Л.Чебышева, И.И.Артоболевского, Э.Ш.Блоха, Н.И.Левитского,



С.А.Черкудинова, Г.Альта, Л.Бурместера, Р.Бейера, В.Лихтенхельдта, В.П.Зиновьева, О.Г. Озола, В.И.Дорошина, Ю.Л.Саркисяна и др.

В трудах этих ученых изложены алгебраические и геометрические методы синтеза. В последние 15 лет широкое развитие получили методы оптимизации механизмов на ЭЦМ. За этими методами закрепилось название: оптимизационные методы. Основным преимуществом оптимизационных методов является возможность учета ограничений на кинематические, динамические, конструктивные и другие характеристики механизмов.

Решение задач синтеза регулируемых механизмов целесообразно выполнять с применением оптимизационных методов.

Оптимизационные методы синтеза механизмов развиваются в работах *Han-Chi Yeh*, Гаррета Р.Е., Хелли А.С., *Tomas J.*, Саркисяна Ю.Л. и Гекяна Р.С., Али-Заде Р.И. и Гусейнова Н.М., Андрейченко Г.П., Гельмана Л.Р., Пейсаха Э.Е., Гупти, Фокса, Уилмерта, Моэн Рао, Сандора, Бармина Ю.И., Нурминского Е.А. и Кулика В.К., *Golinski J.* и др. В этих работах в качестве целевой функции используются различные функции отклонения, либо линейные комбинации этих функций с функционалами ограничений.

В настоящей работе предлагается при синтезе плоских рычажных механизмов использовать специальные целевые функции.

Рассмотрим характер специальной функции при синтезе передаточных механизмов. Любое хорошее приближение функции положения механизма  $\varphi = f(\varphi, a_1, a_2, \dots, a_S)$  к заданной зависимости  $\psi = F(\varphi)$  при соответствующем положении оси отсчета  $\varphi$  оказывается интерполяционным. Здесь:  $a_1, a_2, \dots, a_S$  - параметры схемы механизма;  $\varphi$  и  $\psi$  - угловые координаты ведущего и ведомого звеньев. Известно, что число  $\Gamma$  узлов интерполирования на отрезке приближения  $[\varphi_0, \varphi_m]$  не должно превышать числа  $S$  параметров его кинематической схемы. Если заданное

число узлов интерполирования  $r$  меньше  $S$ , то имеется множество решений задачи синтеза. При этом число определяемых параметров схемы равно  $r$ . Обозначим эти искомые параметры схемы:  $a_1, a_2, \dots, a_r$ . Остальные параметры:  $a_{r+1}, a_{r+2}, \dots, a_S$  могут выбираться произвольно. Последние назовем свободными параметрами.

Выберем на отрезке  $[\varphi_0, \varphi_m]$   $S$  узлов интерполирования:  $1, 2, \dots, S$ . Пусть имеется такой метод синтеза механизма по условию интерполяционного приближения воспроизводимой зависимости к заданной с  $r$  узлами ( $r < S$ ), который сводит решение задачи к отысканию некоторого неподвижного шарнира, однозначно определяющего искомые параметры схемы  $a_1, a_2, \dots, a_r$ . Можно составить  $C_S^r$  сочетаний из  $S$  узлов по  $r$ . Из этих сочетаний выберем  $K$  таких, что один из узлов, например 1, входит в каждое сочетание, а остальные узлы 2, 3, ...,  $S$  входят только в одно из них по одному разу. Если при решении задачи синтеза по условиям интерполяционного приближения выбирать одни и те же значения свободных параметров  $a_{r+1}, a_{r+2}, \dots, a_S$  и разные сочетания узлов интерполирования, то для указанных  $K$  сочетаний получим  $K$  различных положений искомого неподвижного шарнира. Этим положениям соответствуют различные наборы искомых параметров схемы  $a_1, a_2, \dots, a_r$ . Множество  $K$  положений искомого неподвижного шарнира можно характеризовать какой-либо геометрической величиной  $Q$ . В качестве такой величины можно выбрать, например, диагональ прямоугольника, описывающего это множество и имеющего стороны, параллельные осям неподвижной системы координат:

$$Q = \sqrt{(x_{\max} - x_{\min})^2 + (y_{\max} - y_{\min})^2},$$

где:  $X_{стак}$ ,  $X_{стпл}$ ,  $Y_{стак}$ ,  $Y_{стпл}$  - экстремальные значения координат множества положений искомого шарнира.

$Q$  является функцией свободных параметров схемы:  $Q = Q(a_{r+1}, a_{r+2}, \dots, a_s)$ . Может существовать такой набор свободных параметров схемы  $a_{r+1}, a_{r+2}, \dots, a_s$ , для которого множество положений неподвижного шарнира преобразуется в одну точку, при этом  $Q = 0$ . Соответствующий механизм будет удовлетворять интерполяционному приближению воспроизводимой зависимости к заданной с  $S$  узлами. В общем случае  $Q \neq 0$ . Поэтому поставим задачу найти такой набор значений свободных параметров схемы  $a_{r+1}, a_{r+2}, \dots, a_s$ , для которого  $Q$  достигает минимума и выполняются ограничения на динамические и конструктивные характеристики механизма. Это есть задача минимизации целевой функции  $Q(a_{r+1}, a_{r+2}, \dots, a_s)$  с учетом ограничений. Она может быть решена методами нелинейного программирования с применением ЭЦМ. При достижении минимума  $Q$  получим некоторое множество неподвижных шарниров, характеризующее величиной  $Q_{min}$ . Неподвижный шарнир оптимального механизма может быть выбран внутри этого множества, например, в середине диагонали описывающего прямоугольника. Можно также выполнить поиск такого положения неподвижного шарнира внутри множества, ограниченного  $Q_{min}$ , при котором имеет место минимальное отклонение от заданной зависимости. При известном положении неподвижного шарнира определяются оптимальные значения искомого параметров схемы  $a_1, a_2, \dots, a_r$  механизма. Оптимальный механизм воспроизводит заданную зависимость в  $q$  точках, где  $1 \leq q \leq S$ . Таким образом, задача интерполяционного синтеза формулируется как задача оптимизационного синтеза с целевой функцией  $Q$ . Из сравнения целевых функций отклонения и специальной можно сделать следующие выводы.



1. При использовании специальной целевой функции  $Q$  поиск оптимального механизма выполняется в области механизмов, удовлетворяющих приближение воспроизводимой зависимости к заданной с  $\Gamma$  узлами (обычно  $\Gamma = 2; 3$ ). Так как любое приближение (квадратическое, наилучшее) может быть представлено как интерполиционное, то указанная область должна содержать все хорошие механизмы. При использовании целевой функции отклонения поиск оптимального механизма осуществляется в неограниченной области и является эффективным лишь при наличии хорошего начального механизма, определяемого с помощью геометрических или алгебраических методов синтеза. Таким образом, применение специальной целевой функции значительно ограничивает область поиска и этим существенно облегчает отыскание хорошего начального механизма. Это преимущество является особенно ценным при синтезе регулируемых механизмов, для которых задача отыскания начального решения является значительно более сложной, чем для нерегулируемых.

2. В многомерном пространстве параметров для одного и того же механизма специальная целевая функция определяется меньшим на  $\Gamma$  числом параметров, чем функция отклонения за счет исключения из числа варьируемых искомым параметров ( $a_1, a_2, \dots, a_r$ ), что следует считать преимуществом первой, так как с увеличением числа параметров ухудшается сходимость к минимуму при оптимизации. Примеры синтеза, приведенные в главах 2, 3, 4 и 5, показывают, что специальные целевые функции хорошо минимизируются методами нелинейного программирования и в результате оптимизации получаются механизмы, воспроизводящие заданные зависимости с достаточно высокой точностью, более высокой, чем механизмы, получаемые при тех же исходных условиях минимизацией функций отклонения.

3. Вычисление одного значения специальной целевой функции включает в себя расчет  $S$  положений механизма, вычисление же одного значения отклонения (максимального по модулю, средне-квадратического) требует расчета  $N$  положений, как правило, в несколько раз большего, чем  $S$ . Если предположить одинаковую трудоемкость расчета одного положения и равное число шагов, выполняемых для достижения минимума обеих функций, то следует ожидать меньших затрат машинного времени на оптимизацию специальной целевой функции  $Q$ .

Разработаны алгоритмы расчета специальных целевых функций при синтезе шарнирных четырехзвенного и шестизвенного механизмов. Эти алгоритмы используются в последующем при синтезе регулируемых механизмов. Приведены примеры оптимизационного синтеза указанных механизмов с использованием специальных целевых функций.

Для направляющих механизмов рассмотрены три группы задач синтеза.

1. Задача приближенного воспроизведения кривой  $y = F(x)$  на отрезке  $[x_0, x_m]$  посредством шатунной кривой  $y = f(a_1, a_2, \dots, a_s, x)$  рычажного механизма, где  $a_1, a_2, \dots, a_s$  - параметры схемы механизма,  $x, y$  - координаты шатунной точки в системе координат  $xOy$ .

2. Задача приближенного воспроизведения двух заданных зависимостей, представляющих кривую и закон движения точки по этой кривой. Например, могут быть заданы зависимости  $x = F_x(\varphi)$  и  $y = F_y(\varphi)$  на отрезке  $[\varphi_0, \varphi_m]$ . Требуется воспроизводить эти зависимости посредством зависимостей  $x = f_x(\varphi, a_1, a_2, \dots, a_s)$  и  $y = f_y(\varphi, a_1, a_2, \dots, a_s)$ . Уравнения задачной и шатунной кривой получаются исключением из



соответствующих зависимостей переменной  $\varphi$ .

3. Задача приближенного воспроизведения заданной зависимости  $L = L(\varphi)$  на отрезке  $[\varphi_0, \varphi_m]$  посредством зависимости  $L = L(\varphi, a_1, a_2, a_3, \dots, a_s)$ , где  $L$  - расстояние между подвижной (шатунной) точкой и заданной неподвижной точкой,  $L = f(x, y)$ , где  $x, y$  - координаты подвижной точки.

Оптимизационные методы синтеза задач первой группы разработаны *Golinsky J.*, задач второй группы - *Maiwald, Ervin* и *Nguen Huu, Han-Chi Yeh, Tomas J., Wachler K.* и др. Для задач третьей группы методы оптимизационного синтеза не разрабатывались.

В опубликованных работах в качестве целевой функции применяются различные функции отклонений воспроизводимых механизмом зависимостей (в том числе шатунной кривой) от заданных зависимостей. В настоящей работе предлагается в качестве целевой функции использовать специальные функции.

Специальная целевая функция  $A$  может быть представлена в виде геометрического параметра множества положений одного и того же неподвижного шарнира механизма. Каждое из этих положений определяется в результате синтеза механизма по условию интерполяционного приближения заданной зависимости (или траектории) с двумя или тремя узлами. При этом часть параметров схемы (свободные параметры) механизма считаются заданными, а остальные - определяются в результате синтеза. Каждое положение искомого шарнира соответствует определенному сочетанию узлов интерполирования, выбранных на интервале приближения.

Все рассуждения, приведенные ранее относительно минимизации специальной целевой функции передаточных механизмов, выбора оптимального положения искомого неподвижного шарнира после получе-



ния  $Q_{min}$ , преимуществ этой целевой функции перед целевой функцией отклонения, остаются справедливыми и для специальной целевой функции  $Q$  направляющих механизмов.

В работе приведены алгоритмы оптимизационного синтеза шарнирного четырехзвенника по условиям трех типов задач. Эти алгоритмы используются в главе 5 для синтеза регулируемых направляющих механизмов. Даны примеры оптимизационного синтеза по условиям трех типов задач.

В третьей главе рассмотрен синтез механизмов по заданным условиям регулирования кинематических характеристик крайних положений. Основное внимание уделяется синтезу механизмов с одним регулируемым параметром схемы.

В проворачивающихся механизмах в процессе регулирования могут изменяться четыре кинематические характеристики крайних положений: координаты  $\psi_1$  и  $\psi_2$  крайних положений ведомого звена и координаты  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  соответствующих им положений ведущего звена. Одна из этих координат может быть выбрана в качестве независимой. Условия регулирования кинематических характеристик (координат) формулируются из анализа операции обработки, для которой проектируется механизм, и условий его взаимодействия с другими механизмами машины. При этом к координатам могут предъявляться следующие требования: 1) регулирование координаты в заданных пределах; 2) функциональная связь координаты с другой координатой при регулировании; 3) постоянство координаты при регулировании другой координаты.

В табл. 2 приведен перечень задач и требований, предъявляемых в этих задачах к регулированию координат  $\varphi_1$ ,  $\psi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\psi_2$  составленных из анализа типовых операций обработки, выполняемых в машинах легкой промышленности. Вертикальные столбцы соответствуют: первый - номеру задачи, второй, третий, четвертый и пятый -

Витебский государственный технологический университет

Таблица 2.  
Условия регулирования кинематических характеристик проворачивающихся механизмов.

NN пп	$\varphi_1$	$\psi_1$	$\varphi_2$	$\psi_2$	$\alpha_1$	$\psi_{12}$
1						var
2	const	const		var		
3		f		f		
4	const	const	var	const		
5	const	f	const	f		
6	const	const	const	var		
7	var	const				
8	const	var				
9	f	f				
10	f	f			f	
11	f	const			f	
12	const	f			f	
13		f		f	f	

Таблица 2.  
(продолжение)

14	const	const		f	f	
15	const	const	const	f	f	
16					f	f
17		const		f	f	

Таблица 3.  
Условия регулирования кинематических характеристик неповорачивающихся механизмов.

NN пп	$\varphi_1$	$\psi_2$	$\alpha_1$	$\psi_{12}$
1	const	var		
2	f	f		
3	f		f	
4	const	f	f	
5	f	f	f	
6			f	f

координатам  $\varphi_1$ ,  $\psi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\psi_2$ . Требования, предъявляемые к регулированию указанных координат, обозначены в соответствующих клетках символами: *var* - регулирование координаты в заданных пределах, *f* - функциональная связь координаты с другой координатой при регулировании, *const* - постоянство координаты при регулировании другой координаты. Отсутствие какого-либо символа означает, что характер изменения соответствующей координаты несущественен для выполняемой механизмом операции.

Регулирование координат  $\psi_1$  и  $\psi_2$  в общем случае приводит к изменению зависимой от них величины размаха  $\psi_{12} = \psi_2 - \psi_1$ . Часто к величине  $\psi_{12}$  предъявляются те же требования, что и к координатам: регулирование в заданных пределах, функциональная связь с другой кинематической характеристикой (координатой), постоянство. В том случае, когда закон изменения  $\psi_1$  и  $\psi_2$  не задан и требуется иметь заданное изменение  $\psi_{12}$ , приходится вводить  $\psi_{12}$  как независимую регулируемую кинематическую характеристику. В табл. 2 для  $\psi_{12}$  отведен седьмой столбец. Требования, предъявляемые к регулированию  $\psi_{12}$ , обозначены теми же символами, что и при регулировании координат.

В табл. 2 введена еще одна регулируемая величина - регулируемый параметр схемы механизма -  $x_1$ . К регулированию  $x_1$  могут предъявляться два требования:

- 1) регулирование  $x_1$  в заданных пределах (*var*),
- 2) функциональная связь  $x_1$  с другой характеристикой (координатой или размахом) при регулировании. Для  $x_1$  в табл. 2 отведен шестой столбец.

В непротиворечивых регулируемых механизмах координаты  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  неизменны, регулируются координаты  $\psi_1$  и  $\psi_2$  крайних положений ведомого звена. В исходных условиях синтеза могут предъявляться требования к регулированию размаха  $\psi_{12}$  и регулируемого



параметра схемы  $X_1$ . Основные задачи синтеза и требования, предъявляемые к характеру регулирования  $\psi_1, \psi_2, X_1$  и  $\psi_{12}$ , внесены в табл. 3. Таблица составлена на основе анализа технологических операций, выполняемых в машинах легкой промышленности.

Частичные методы решения задач № 1-6 табл. 2 и № 1-3 табл. 3 изложены в работах Kraus R., Lohse P., Altschule R., Preusser E., и Hoise H., Hain K., Хандра Лука, Комиссарова А.И. и др.

Для решения задач синтеза механизмов по заданным условиям регулирования крайних положений предлагается общий метод. Сущность метода состоит в том, что синтез регулируемого механизма сводится к синтезу нерегулируемого вспомогательного, получаемого преобразованием кинематических цепей, образуемых регулируемым механизмом в его крайних положениях.

Даны решения ряда задач оптимизационного синтеза регулируемых проворачивающихся и непроворачивающихся механизмов машин легкой промышленности с использованием вспомогательных механизмов. Для синтеза вспомогательных механизмов использованы оптимизационные методы, изложенные в главе 2.

По условиям задачи № 3 табл. 2 выполнен синтез четырехзвенного и шестизвенного механизмов горизонтального перемещения транспортирующей рейки швейных машин. Для шестизвенного механизма дано решение задачи динамического синтеза по условию получения оптимальных углов передачи. Решение рассмотрено применительно к базовой швейной машине конструктивно-унифицированного ряда, разрабатываемой в Оршанском СКБ швейного оборудования.

По условиям задачи № 5 табл. 3 выполнен оптимизационный синтез регулируемого четырехзвенного шарнирного механизма с изменяемым на ходу размахом ведомого звена. Этот ме-

ханизм применяется в хлопчатых машинах трикотажного производства для автоматического регулирования размаха конька в соответствии с шириной вязания. Дан численный пример оптимизационного синтеза механизма применительно к хлопчатой машине фирмы "Монк". В оптимальном механизме максимальное отклонение от заданной линейной зависимости в 12 раз меньше, чем в механизме существующей машины. В результате появляется возможность увеличения производительности на определенном диапазоне ширины вязания.

По условиям задачи № 6 табл. 3 выполнен оптимизационный синтез нового механизма подачи проволоки для обувной машины ППС-С (рис. 3). В новом механизме технологическая регулировка длины скобы производится одним регулятором (в существующем - двумя регуляторами), что упростило процесс регулировки. Дан численный пример синтеза применительно к машине ППС-С.

В заключительной части третьей главы приведен синтез механизмов с несколькими регулируемыми параметрами схемы по условию независимого регулирования кинематических характеристик крайних положений. Эти механизмы разделены на две группы:

- 1) механизмы с двумя ведомыми звеньями,
- 2) механизмы с одним ведомым звеном.

К механизмам первой группы относятся дифференциальные механизмы подачи материала швейных машин. В этих механизмах имеется два режущих транспортера, перемежающихся с разными величинами размаха, это позволяет получать разную величину подачи различных участков или слоев сшиваемых материалов. В первом случае получается посадка или растяжение участка материала, во втором - посадка одного материала относительно другого. Рассмотрен оптимизационный синтез механизма дифференциальной подачи материала.

К механизмам второй группы относятся механизмы отклонения иглы петельных полуавтоматов. В этих механизмах требуется регу-

лизовать независимо две кинематические характеристики ведомого звена: величины размаха при обметывании кромок и изготовлении закрепок. Недостаток существующих механизмов состоит в сложности их технологической регулировки, связанной с тем, что каждый из регулируемых параметров схемы влияет на обе регулируемые характеристики. Рассмотрен синтез нового механизма отклонения иглы (рис. 4) по условию независимого регулирования двух кинематических характеристик ведомого звена.

В четвертой главе рассмотрен оптимизационный синтез механизмов по условию воспроизведению семейства функций положения.

При проектировании исполнительных механизмов технологических машин-автоматов легкой промышленности может возникнуть задача воспроизведения семейства функций положения с помощью одного и того же механизма. В общем случае требуется воспроизвести заданное семейство зависимостей  $\psi = F^{(j)}(\varphi)$ ,  $j = 1, 2, \dots, p$  на заданных отрезках  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$ .

Известные методы синтеза регулируемых механизмов по указанным условиям основаны на элементарных геометрических построениях (Лозе П., Гулгазарян А.А. и др.), кинематической геометрии конечных положений плоскости (автор, Солдаткин Л.П., Египин К.М., Саркисян Ю.Л.), теории приближения функций (Бонелл, Кофер, Макговерн, Доронин В.И.).

В работе изложен оптимизационный синтез передаточных регулируемых механизмов с использованием специальных целевых функций, алгоритмы вычисления которых представлены во второй главе.

В регулируемом четырехзвеннике (рис. 5) искомыми являются параметры схемы  $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_7$  и дискретные значения  $x_j^{(j)}$  регулируемого параметра  $x_j$ ,  $j = 1, 2, \dots, p$ . Задача синтеза решается в два этапа. На первом этапе определяются параметры схемы  $a_1, a_2, a_4$ . На графике



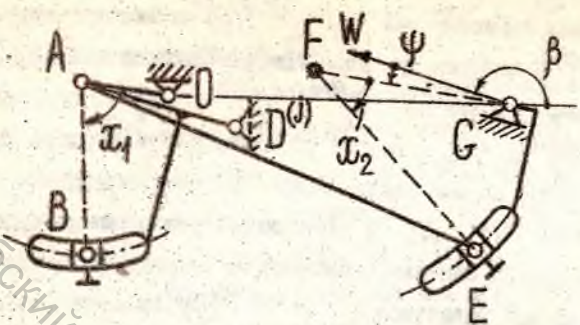


Рис. 4. Схема механизма отклонения пучка петельного полуавтомата.

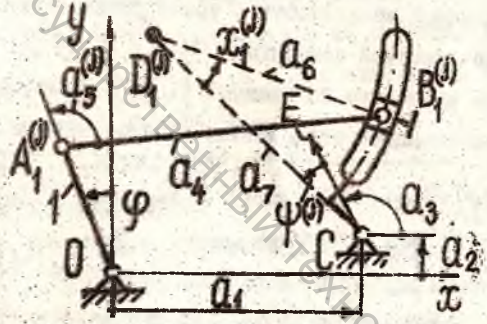


Рис. 5. Схема регулируемого четырехзвенника.

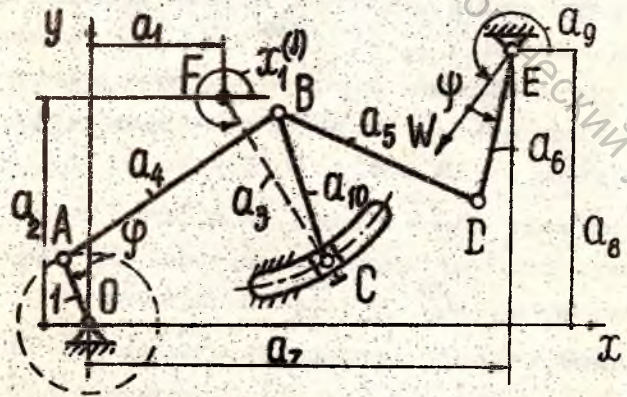


Рис. 6. Схема регулируемого шестизвенника.

каждой из заданных зависимостей  $\psi = F^{(j)}(\varphi)$  на соответствующем отрезке  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$  выберем три узла интерполирования: 1, 2, 3. Абсциссы этих узлов обозначим  $\varphi_1^{(j)}, \varphi_2^{(j)}, \varphi_3^{(j)}$ , а ординаты -  $\psi_1^{(j)}, \psi_2^{(j)}, \psi_3^{(j)}$ . Введем обозначение  $\alpha_5^{(j)}$  угла между  $A_1^{(j)} B_1^{(j)}$  и  $OA_1^{(j)}$  в положении механизма, соответствующем  $\varphi_1^{(j)}$ . Тогда при заданных  $\alpha_5^{(j)}, \alpha_4$  и координатах узлов интерполирования с помощью метода синтеза, изложенного в главе 2-ой, можем определить для каждой зависимости  $\psi = F^{(j)}(\varphi)$  такое положение  $C_{123}^{(j)}$  шарнира  $C$ , при котором имеет место интерполяционное приближение к заданной зависимости с тремя узлами: 1, 2 и 3. Для всех заданных зависимостей семейства  $\psi = F^{(j)}(\varphi), j = 1, 2, \dots, \rho$ , получим множество положений  $\{C_{123}^{(j)}\}$ . В качестве целевой функции оптимизационного синтеза выберем величину

$$Q(\alpha_4, \alpha_5^{(j)}) = \sqrt{(x_{c123max} - x_{c123min})^2 + (y_{c123max} - y_{c123min})^2},$$

где:  $x_{c123max}, x_{c123min}, y_{c123max}, y_{c123min}$  - экстремальные значения координат множества положений  $\{C_{123}^{(j)}\}$ . Количество узлов интерполирования для каждой зависимости может быть и не равным трем. В этом случае, множество положений включает в себя положения  $C_{145}^{(j)}, C_{167}^{(j)}$  и т.д., определяемые с помощью алгоритма отыскания  $C_{1ij}$ , соответствующего интерполяционному приближению к заданной зависимости с тремя узлами. Этот алгоритм приведен в главе 2-ой.

На втором этапе синтеза методами кинематической геометрии (аналитическим способом) определяются параметры  $\alpha_3, \alpha_6, \alpha_7$ , и дискретные значения  $x_1^{(j)}$  регулируемого параметра  $x_1$ .

Даны численные примеры оптимизационного синтеза двух регулируемых четырехзвенников, в том числе - применяемого в устройстве для регистрации линейной плотности ленты ленточной машины (работа выполнена совместно с научным сотрудником ВЗИТЛП Авциным И.И.).

В регулируемом шестизвеннике (рис. 6) искомыми являются параметры схемы  $a_1, a_2, \dots, a_{10}$  и дискретные значения  $x_1^{(j)}$  регулируемого параметра  $x_1$ .

Рассмотрено решение задачи оптимизационного синтеза по условию воспроизведения трех заданных зависимостей  $\varphi = F^{(j)}(\varphi)$ ,  $j = 1, 2, 3$ . Выберем на отрезке  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$  два узла интерполирования  $I$  и  $i$  с абсциссами  $\varphi_I^{(j)}, \varphi_i^{(j)}$  и ординатами  $\varphi_I^{(j)}, \varphi_i^{(j)}$  и при заданных  $a_4, a_5, \dots, a_{10}$  определим с помощью алгоритма, приведенного для нерегулируемого шестизвенника в главе 2-ой, такое положение  $C_{ii}^{(j)}$  шарнира  $C$ , при котором механизм точно воспроизводит зависимость  $\varphi = F^{(j)}(\varphi)$  для  $\varphi$  равных  $\varphi_I^{(j)}$  и  $\varphi_i^{(j)}$ . Аналогично на отрезках  $[\varphi_0^{(2)}, \varphi_m^{(2)}], [\varphi_0^{(3)}, \varphi_m^{(3)}]$  выберем по два узла:  $I$  и  $i$ . Для этих узлов определим положения  $C_{ii}^{(2)}$  и  $C_{ii}^{(3)}$  шарнира  $C$ .

Если на отрезках  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$ ,  $j = 1, 2, 3$  выбрать по  $n$  узлов интерполирования:  $1, 2, \dots, n$ , и, принимая  $i = 2, 3, \dots, n$ , выполнить указание построения  $C_{ii}^{(j)}$ ,  $j = 1, 2, 3$ , то получим 3 множества положений  $\{C_{ii}^{(j)}\}$  шарниров  $C$ . Каждое из этих множеств характеризуем параметром

$$Q^{(j)} = \sqrt{(x_{cmax}^{(j)} - x_{cmin}^{(j)})^2 + (y_{cmax}^{(j)} - y_{cmin}^{(j)})^2},$$

где  $x_{cmax}^{(j)}, x_{cmin}^{(j)}, y_{cmax}^{(j)}, y_{cmin}^{(j)}$  - экстремальные значения координат множества точек  $\{C_{ii}^{(j)}\}$ . В качестве целевой функции выберем сумму  $Q(a_4, a_5, \dots, a_{10}) = \sum_{j=1}^3 Q^{(j)}$ . После достижения минимума  $Q$  искомыми координаты точек  $C^{(j)}$  определим из равенств:  $x_c^{(j)} = (x_{cmax}^{(j)} + x_{cmin}^{(j)})/2$ ;  $y_c^{(j)} = (y_{cmax}^{(j)} + y_{cmin}^{(j)})/2$ ,  $j = 1, 2, 3$ . Через точки  $C^{(1)}, C^{(2)}, C^{(3)}$  проведем окружность. Центр этой окружности определит положение центра  $F$  и параметры схемы  $a_1, a_2, a_3$  регулируемого шестизвенника. Затем определяются дискретные значения  $x_1^{(j)}$  регулируемого параметра схемы  $x_1$ .



Даны два численных примера оптимизационного синтеза регулируемых шестизвенных механизмов. В первом примере требуется воспроизводить заданные линейные зависимости  $\varphi = k^{(j)}\psi + \varphi_0^{(j)}$  при искомом  $\varphi_0^{(j)}$ ;  $j = 1, 2, 3$ . Во втором примере на заданном диапазоне регулирования требуется иметь полную остановку ведомого звена.

Изложен оптимизационный метод синтеза преобразующего механизма импульсивного вариатора скорости. Требуется, чтобы в преобразующем механизме на заданном рабочем интервале  $\varphi_p$  поворота ведущего звена оставалась неизменной величина аналога угловой скорости  $U$  ведомого звена при регулировании среднего его значения  $U_{cp}$  в заданных пределах  $[U_{cp}^{(0)}, U_{cp}^{(m)}]$ . Эта задача может быть сведена к задаче синтеза преобразующего механизма по условию воспроизведения семейства заданных линейных зависимостей.

В рычажном механизме невозможно обеспечить постоянство  $U$ , поэтому задача синтеза формулируется следующим образом. Требуется определить такие параметры схемы преобразующего механизма, при которых величина  $U_{cp}$  изменяется в заданных пределах  $[U_{cp}^{(0)}, U_{cp}^{(m)}]$  и удовлетворяется неравенство:

$$\max \{ \delta^{(j)} \} \leq [\delta], \quad j = 1, 2, \dots, \rho$$
 где:  $\delta^{(j)} = (U_{max}^{(j)} - U_{min}^{(j)}) / U_{cp}^{(j)}$  - коэффициент неравномерности  $U^{(j)}$  на отрезке  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$ ;

$U_{max}^{(j)}, U_{min}^{(j)}$  - экстремальные значения  $U^{(j)}$  на отрезке приближения;

$U_{cp}^{(j)} = \varphi_p^{(j)} / \varphi_p^{(j)}$  - среднее значение  $U^{(j)}$  на отрезке приближения;

$\rho$  - общее число рассматриваемых значений  $U_{cp}$ ;  
 $[\delta]$  - допускаемое значение коэффициента неравномерности.

В работах Лозе П. и Гулгазаряна А.А. даны приближенные графические методы решения указанной задачи, требующие уточнения

другими методами. В работах Ускова М.К., Черкудинова С.А., Кропача А.Е., Кудашкина С.И., Ячевского Ю.В., Прудникова А.Н. даны аналитические методы синтеза преобразующих механизмов при  $\rho = 1$ , то есть без учета регулирования  $U_{cp}$ .

В настоящей работе изложен оптимизационный метод синтеза шестизвенного преобразующего механизма для конечного числа регулировок  $\rho$ . Особенность механизма (рис. 7) состоит в том, что регулирование  $U_{cp}$  осуществляется перемещением шарнира  $C^{(j)}$  по дуге окружности с центром  $O$ , совпадающим с неподвижным шарниром ведущего кривошипа  $OA$ . Регулируемый шестизвенник состоит из двух последовательно соединенных четырехзвенников  $OA^{(j)}B^{(j)}C^{(j)}$  и  $C^{(j)}B^{(j)}D^{(j)}E$ . Мгновенное значение  $U^{(j)}$  аналога угловой скорости шестизвенника можно представить в виде произведения передаточных отношений  $w^{(j)}$  и  $k^{(j)}$  этих четырехзвенников. При регулировании положения  $C^{(j)}$  в четырехзвеннике  $OA^{(j)}B^{(j)}C^{(j)}$  не изменяется зависимость  $w^{(j)}$  от  $\varphi$ .

Задача синтеза механизма решается в два этапа. Сначала определяются параметры  $l_1, l_2, l_3, \alpha$  первого четырехзвенника по условию получения минимального коэффициента неравномерности  $\delta_w$  передаточного отношения  $W$ . Затем определяются параметры  $l_4, l_5, l_6, l_7$  второго четырехзвенника по условию воспроизведения приближенно-постоянных  $U$ .

Дан численный пример оптимизационного синтеза шестизвенного преобразующего механизма. Получен механизм, в котором  $\max\{\delta^{(j)}\}$  в 2 - 2,5 раза меньше, чем в существующих механизмах.

В заключительной части четвертой главы даны оптимизационные методы синтеза регулируемых механизмов с остановками ведомого звена в крайних положениях.

На рис. 8 приведен график функции положения механизма, у ко-

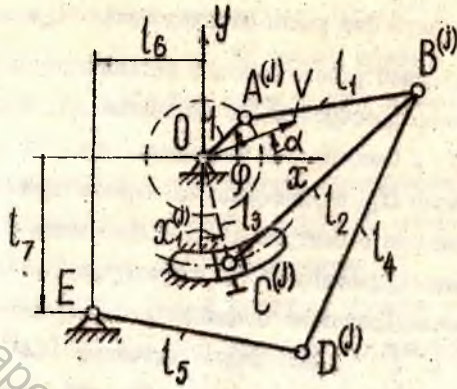


Рис. 7. Схема преобразующего механизма импульсного вариатора скорости.

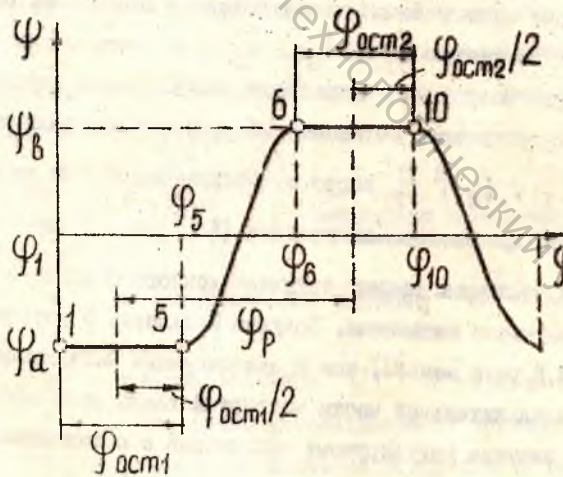


Рис. 8. График функции положения механизма с двумя остановками ведомого звена.



торого ведомое звено имеет остановки в двух крайних положениях за один оборот ведущего. Существенными для технологических операций, выполняемых подобными механизмами, являются следующие характеристики функции положения:  $\psi_a \cdot \psi_b \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_5 \cdot \varphi_6 \cdot \varphi_{10}$ .  $\varphi_{ост1} = \varphi_5 - \varphi_1$ ;  $\varphi_{ост2} = \varphi_{10} - \varphi_6$ ,  $\varphi_p$  - угол поворота ведущего звена между положениями, соответствующими серединам остановок. Синтез регулируемых механизмов с двумя остановками до настоящего времени в литературе не рассматривался.

Рассмотрен оптимизационный синтез регулируемого восьмизвенового механизма (рис. 9), состоящего из трех последовательно соединенных шарнирных четырехзвенников, по условию воспроизведения приближенных остановок ведомого звена длительностей  $\varphi_{ост1}$  и  $\varphi_{ост2}$  при условии, что координата  $\psi_a$  одного из крайних положений ведомого звена изменяется в заданных пределах  $[0, \psi_a^m]$ , а координата  $\psi_b$  другого крайнего положения изменяется по заданной зависимости  $\psi_b = F(\psi_a)$ . Заданными являются угол малого размаха  $\Delta\psi$  ведомого звена в период остановок, угол  $\varphi_p$  и допускаемые значения углов передачи  $\mu$ ,  $\eta$  и  $\theta$ .

Задача синтеза решается оптимизационным методом в три этапа. Сначала проектируется механизм по условию приближенных остановок ведомого звена при максимальной величине  $\psi_a$ . Определяются положения  $D^{(3)}$  и  $F^{(3)}$  шарниров  $D$  и  $F$ . Затем определяются новые положения  $D^{(1)}$ ,  $F^{(1)}$  шарниров  $D$  и  $F$ , при которых бы ведомое звено совершало малые колебания с размахом, близким к нулю. Наконец, определяются положения  $D^{(2)}$  и  $F^{(2)}$  шарниров  $D$  и  $F$  по условию приближенных остановок ведомого звена при средней величине  $\psi_a$ . После этого определяются центры  $M$  и  $K$  окружностей, проходящих соответственно через три положения шарниров  $D$  и  $F$ .

Дан численный пример оптимизационного синтеза механизма отклонения иглы швейной машины I026 класса Ш13 по следующим условиям:

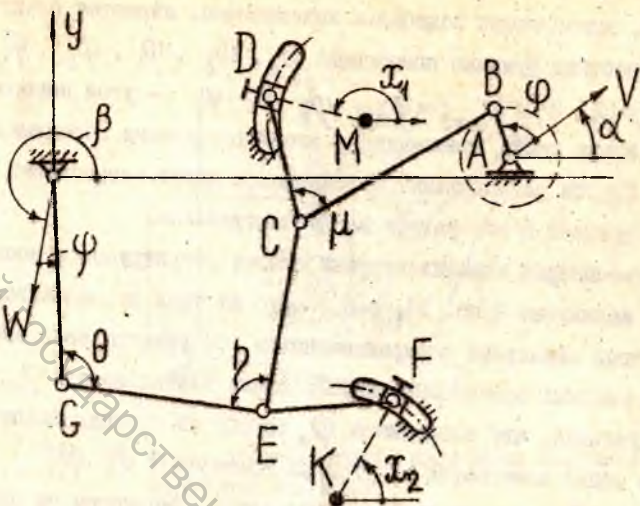


Рис. 9. Схема шарнирного механизма отклонения иглы швейной машины зигзагообразного стежка.

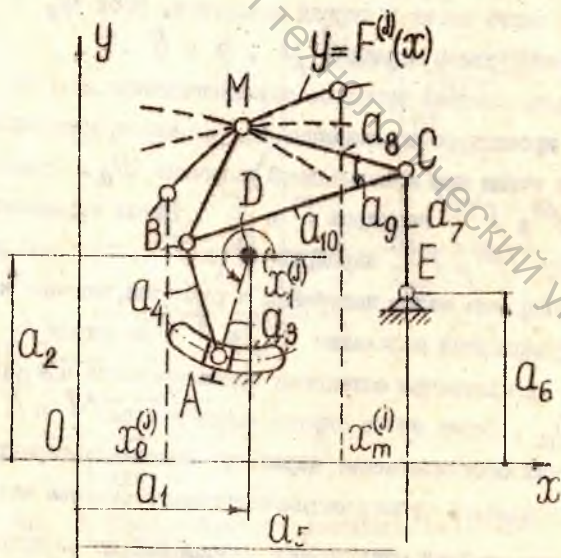


Рис. 10. Механизм для воспроизведения семейства кривых.

ширина зигзага регулируется в пределах 0...12 мм, длительность остановок  $\varphi_{ост1} = \varphi_{ост2} = 1,5$  рад.;  $\varphi_p = \pi$ ;  $\mu_{доп} = \eta_{доп} = \theta_{доп} = 0,6$  рад. Получен механизм, в котором малые колебания иглы в период выстоя не превышают 0,3 мм.

В пятой главе изложен оптимизационный синтез механизмов по условию воспроизведения семейства шатунных кривых.

Рассмотрено три типа задач синтеза регулируемых направляющих механизмов.

1. Задача приближенного воспроизведения семейства кривых.
2. Задача приближенного воспроизведения двух семейств зависимостей, представляющих кривые и законы движения точки по этим кривым.
3. Задача приближенного воспроизведения семейства зависимостей расстояний между подвижной и неподвижной точками от угла поворота ведущего звена.

В опубликованных работах основное внимание уделялось решению задач синтеза первого типа. Графические методы разрабатывали Эмосом и Бодро, аналитические, основанные на кинематической геометрии, — Саркисяном Ю.Л. и Египяном К.М., алгебраические — Дорониным В.И. и Рачехом Н.М.

В настоящей работе для решения задач синтеза первого типа разработан метод оптимизации на ЭЦМ с применением специальных целевых функций.

В регулируемом четырехзвеннике (рис. 10) искомыми являются параметры схемы  $a_1, a_2, \dots, a_{10}$  и дискретные значения  $x_j^{(i)}$  ( $j = 1, 2, \dots, p$ ) регулируемого параметра  $x_1$ . Изложен оптимизационный метод синтеза четырехзвенника по условию приближенного воспроизведения трех заданных зависимостей  $y = F^{(j)}(x)$ ,  $j = 1, 2, 3$ . Используется синтез механизма по условию прохождения шатунной кривой механизма через две заданные точки I и II.



кривой  $y = F^{(j)}(x)$ . При синтезе выбираются параметры схемы  $a_4, a_5, \dots, a_{10}$ . В результате синтеза определяется положение шарнира  $A$ . Для заданных на кривой  $y = F^{(j)}(x)$  точек  $1, 2, \dots, n$ , получим множество положений  $\{A_{ji}^{(j)}\}, i = 2, 3, \dots, n$ , которое характеризуется параметром

$$Q^{(j)}(a_4, a_5, \dots, a_{10}) = \sqrt{(x_{Amax}^{(j)} - x_{Amin}^{(j)})^2 + (y_{Amax}^{(j)} - y_{Amin}^{(j)})^2},$$

где  $x_{Amax}^{(j)}, x_{Amin}^{(j)}, y_{Amax}^{(j)}, y_{Amin}^{(j)}$  - экстремальные значения координат множества точек  $\{A_{ji}^{(j)}\}$ .

Выбирая по  $n$  точек на каждой из трех заданных кривых  $y = F^{(j)}(x)$ , получим три множества точек  $\{A_{ji}^{(j)}\}, j = 1, 2, 3$ . В качестве целевой функции выбирается сумма  $Q(a_4, a_5, \dots, a_{10}) = \sum_{j=1}^3 Q^{(j)}(a_4, a_5, \dots, a_{10})$ . После получения минимума  $Q$  значения искомого координат точек  $A^{(j)} (j = 1, 2, 3)$  определяются, как средние арифметические соответствующих экстремальных значений этих координат. Центр окружности, проходящей через точки  $A^{(1)}, A^{(2)}$  и  $A^{(3)}$ , определяет положение центра  $D$  и параметры схемы  $a_1, a_2, a_3$ . При известных  $D$  и  $A^{(j)} (j = 1, 2, 3)$  определяются дискретные значения  $x_j^{(j)} (j = 1, 2, 3)$  регулируемого параметра схемы  $x_j$ . Дан пример оптимизационного синтеза регулируемого четырехзвенника применительно к механизму нижней иглы швейной машины двухточечного цепного нераспускаемого стежка по условию воспроизведения трех прямолинейных траекторий.

Решение задач синтеза второго типа выполнены Магтоверном и Сандором алгебраическим методом.

В настоящей работе изложен оптимизационный метод синтеза регулируемого четырехзвенника (рис. II) с использованием специальных целевых функций. Требуется определить параметры схемы  $a_1, a_2, \dots, a_{12}$  и дискретные значения  $x_1^{(j)}, x_2^{(j)}$  регулируемых параметров схемы  $x_1$  и  $x_2$  по условию приближенного воспроизведения семейств зависимостей  $x = F_x^{(j)}(\varphi), y = F_y^{(j)}(\varphi)$  на отрезке

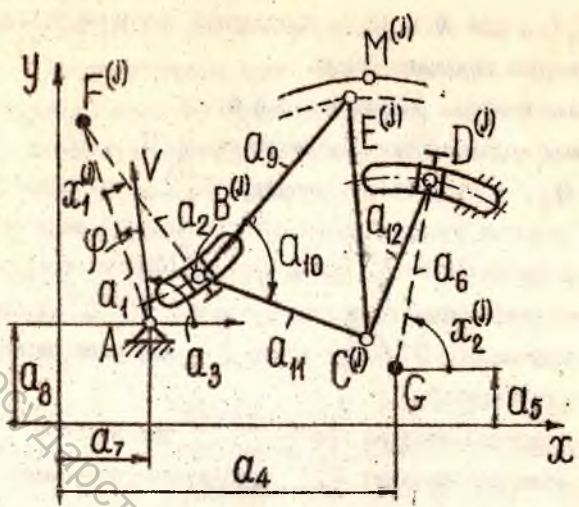


Рис. 11. Механизм для воспроизведения семейств зависимостей  $x = F_x^{(j)}(\varphi)$  и  $y = F_y^{(j)}(\varphi)$

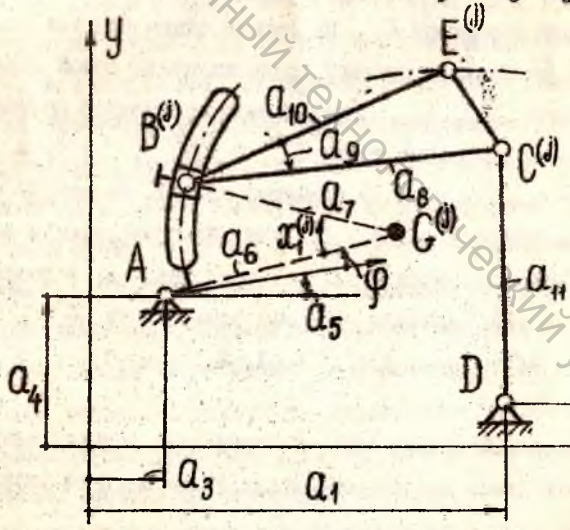


Рис. 12. Механизм для воспроизведения семейства зависимостей  $L = L^{(j)}(\varphi)$

$[\varphi_0, \varphi_m]$ , где  $x, y$  - координаты шатунной точки,  $\varphi$  - угол поворота ведущего звена.

Задача синтеза решается в два этапа:

1) сначала определяются параметры схемы  $a_1, a_2, a_3, a_7, a_8, a_9$  и дискретные значения  $x_1^{(j)}$  регулируемого параметра  $x_1$  по условию приближенного воспроизведения заданного семейства зависимостей  $x = F_x^{(j)}(\varphi)$  и  $y = F_y^{(j)}(\varphi)$  на отрезках  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$  с помощью регулируемого ведущего звена  $AF^{(j)}B^{(j)}$  и присоединенного к нему звена  $B^{(j)}E^{(j)}$ , точка  $E^{(j)}$  которого перемещается по заданной кривой.

2) затем определяется на звене  $B^{(j)}E^{(j)}$  такая точка  $C^{(j)}$ , которая для каждого значения  $x_1^{(j)}$  приближенно описывает дуги окружностей равных радиусов, в результате отыскиваются параметры

$a_4, a_5, a_6, a_{10}, a_{11}, a_{12}$  и дискретные значения  $x_2^{(j)}$  регулируемого параметра  $x_2$ . На первом этапе синтеза используется специальная целевая функция, представляющая собой параметр

множества точек  $\{B_{il}\}$ , определяемых по условию прохождения точки  $E$  через выбранные точки  $M_l^{(j)}$  и  $M_i^{(j)}$  ( $j = 1, 2, \dots, p$ ;

$l = 1, 2, \dots, n$ ) заданной кривой. На втором этапе синтеза используется целевая функция, характеризующая множества  $\{D_{il}^{(j)}\}$  положений шарнира  $D$ , полученных из условия воспроизведения двух значений заданной зависимости  $x = F_x^{(j)}(\varphi)$  при  $\varphi = \varphi_1$  и  $\varphi = \varphi_l$ ; где  $l = 1, 2, \dots, n$ ,  $j = 1, 2, \dots, p$ .

Дан численный пример синтеза шарнирного четырехзвенного реечного механизма транспортирования ткани швейной машины потайного стежка.

Евгений К.М., Саркисян Ю.Л., Шагинян С.С. рассмотрели частные методы синтеза регулируемых направляющих механизмов по условию воспроизведения постоянных расстояний между шатунной точкой и



заданными неподвижными точками.

В настоящей работе изложен оптимизационный метод синтеза шарнирного четырехзвенника (рис. 12) по условиям задачи третьего типа. Требуется определить параметры схемы механизма  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ , а также дискретные значения  $x_i^{(j)}$  регулируемого параметра  $x_i$  по условию воспроизведения семейства зависимостей  $L = L^{(j)}(\varphi)$  на отрезках  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$ , где  $L$  - расстояние между шатунной и неподвижной точками,  $L = F^{(j)}(x, y)$ . В качестве специальной целевой функции оптимизационного синтеза механизма используется геометрический параметр множества положений  $\{D_{ji}^{(j)}\}$  шарнира  $D$  ( $j = 1, 2, \dots, p; i = 2, \dots, n$ ). Каждое положение  $D_{ji}^{(j)}$  определяется из условия интерполяционного приближения к заданным зависимостям  $L = L^{(j)}(\varphi)$  по двум узлам, соответствующим  $\varphi = \varphi_1$  и  $\varphi = \varphi_i$ . Дан пример оптимизационного синтеза регулируемого четырехзвенника, входящего в схему механизма отклонения иглы швейной машины зигзагообразного стежка, по условию воспроизведения семейства кривых, имеющих участки, описанные по дугам окружностей радиуса  $L = const$ .

В шестой главе рассмотрен синтез механизмов по настраиваемым параметрам схемы. Постоянные параметры схемы предполагаются выбранными таким образом, что выполняются все необходимые ограничения, а дискретные значения регулируемых (настраиваемых) параметров схемы определяются в процессе синтеза. Отсутствие ограничений позволило использовать для решения задач синтеза алгебраические методы. Особенность предлагаемых численных методов решения нелинейных уравнений синтеза состоит в использовании кинематических свойств проектируемых механизмов. Из указанных ранее трех групп задач синтеза регулируемых механизмов рассматриваются только две первые группы, имеющие наибольшее практическое

значение для машин легкой промышленности, а именно:

- 1) синтез по заданным условиям регулирования кинематических характеристик крайних положений механизмов,
- 2) синтез по условию воспроизведения заданного семейства функций положения.

Рассмотрены методы синтеза для двух видов непроворачивающихся регулируемых механизмов:

- 1) с кинематическими характеристиками крайних положений, неизменяемыми в период работы;
- 2) с кинематическими характеристиками крайних положений, регулируемые автоматически в период работы.

В механизмах первой группы технологическая регулировка настраиваемых параметров схемы производится только в период остановки механизма, во время работы эти параметры остаются неизменными. В период остановки непроворачивающегося механизма регулируются координаты  $\psi_1$  и  $\psi_2$  крайних положений ведомого звена. Для заданных значений этих координат требуется определить значения  $x_1$ ,  $x_2$  настраиваемых параметров схемы. При известных постоянных параметрах схемы составляются уравнения:

$$\psi_1 = \psi_1(x_1, x_2),$$

$$\psi_2 = \psi_2(x_1, x_2).$$

При заданных  $\psi_1$  и  $\psi_2$  эти уравнения приводятся к виду:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= f_1(x_1), \\ x_2 &= f_2(x_1). \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

Вчитая из первого уравнения системы (I) второе, получим:

$$f_1(x_1) - f_2(x_1) = F(x_1) = 0. \quad (2)$$

Трансцендентное уравнение (2) с одним неизвестным решается одним из быстроходящихся численных методов. После определения  $x_1$  из любого уравнения (I) определяется  $x_2$ . Приведен пример расчета параметров  $x_1$  и  $x_2$  для регулируемого четырехзвенника механизма отклонения иглы пуговичного полуавтомата.

В механизмах второй группы часть регулируемых параметров  $y_1, y_2, \dots, y_p$  схемы регулируется автоматически на ходу, а другая часть  $x_1, x_2, \dots, x_m$  - настраивается в период остановки механизма. Автоматическое регулирование может осуществляться или по жесткой программе (программное регулирование), или в соответствии с изменяющимися условиями выполнения технологической операции (адаптивное регулирование). При программном регулировании характер изменения каждого из параметров  $y_1, y_2, \dots, y_p$  можно представить в виде графика зависимости  $y = y_k(\Phi)$ , ( $k = 1, 2, \dots, p$ ), где  $\Phi$  - координата программноносителя (например, кулачка). Рассмотрен синтез механизмов по настраиваемым параметрам  $x_1, x_2, \dots, x_m$ . При этом предполагается, что все постоянные параметры схемы определены из конструктивных соображений, а графики  $y_k = y_k(\Phi)$  - известны. Рассмотрен случай дискретного регулирования  $y_k$ , при котором графики  $y_k = y_k(\Phi)$  имеют ступенчатый характер. При этом на графиках можно выделить участки (периоды работы), в течение которых величины  $y_k$  остаются постоянными, а наборы значений  $y_k$  различны. Для каждого такого периода соответствующие значения  $y_k$  принимаются за постоянные параметры схемы. Задача синтеза сводится к решению нелинейной системы  $2N$  уравнений, где  $N$  - число участков на графиках изменения  $y_k$ . В некоторых случаях система имеет частный вид, позволяющий свести ее решение к численному решению уравнения с одним неизвестным.

Рассмотрен синтез по настраиваемым параметрам механизмов отклонения иглы петельных полуавтоматов 25-I класса ПМЗ и 525 класса "Промшвеймаш". Результаты синтеза представлены в виде таблиц, в которых содержатся значения параметров обметываемой петли и соответствующие им значения настраиваемых параметров.



В проворачивающихся механизмах регулируются координаты

$\psi_1, \psi_2$  крайних положений ведомого звена и соответствующие им координаты  $\varphi_1, \varphi_2$  ведущего звена. При известных постоянных параметрах схемы механизма всегда можно составить алгоритмы вычисления  $\varphi_1, \varphi_2, \psi_1, \psi_2$  в функции  $x_1, x_2, x_3, x_4$ :

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_1(x_1, x_2, x_3, x_4), \\ \varphi_2 &= \varphi_2(x_1, x_2, x_3, x_4), \\ \psi_1 &= \psi_1(x_1, x_2, x_3, x_4), \\ \psi_2 &= \psi_2(x_1, x_2, x_3, x_4). \end{aligned} \right\} (3)$$

При заданных  $\varphi_1, \varphi_2, \psi_1$  и  $\psi_2$  система (3) принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1(x_1, x_2, x_3, x_4) &= 0, \\ \varphi_2(x_1, x_2, x_3, x_4) &= 0, \\ \psi_1(x_1, x_2, x_3, x_4) &= 0, \\ \psi_2(x_1, x_2, x_3, x_4) &= 0. \end{aligned} \right\} (4)$$

В работе показано, что решение системы (4) может быть сведено к численному решению трансцендентного уравнения с одним неизвестным. Дан метод синтеза регулируемого четырехзвенного шарнирного механизма с четырьмя регулируемыми параметрами схемы.

При решении задач синтеза второй группы требуется определить настраиваемые параметры  $x_1, x_2, \dots, x_m$  по условию воспроизведения семейства заданных зависимостей  $\psi = F^{(j)}(\varphi)$  на отрезках  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$ , где  $j = 1, 2, \dots, m$ . Каждой функции положения  $\psi = F^{(j)}(\varphi)$  соответствует определенный набор настраиваемых параметров схемы  $x_1^{(j)}, x_2^{(j)}, \dots, x_m^{(j)}$ . Синтез сводится к определению такого набора значений  $x_1^{(j)}, x_2^{(j)}, \dots, x_m^{(j)}$ , при котором функция положения  $\psi = f^{(j)}(x_1^{(j)}, x_2^{(j)}, \dots, x_m^{(j)})$ , воспроизводимая механизмом, наименее отличается от заданной зависимости  $\psi = F^{(j)}(\varphi)$  на отрезке  $[\varphi_0^{(j)}, \varphi_m^{(j)}]$ . В качестве критерия выбирается один из видов отклонения.

Рассмотрены три примера синтеза механизмов из практики проек-

тирования машин легкой промышленности и преобразующих механизмов импульсивных вариаторов скорости.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основным результатом исследования явилась разработка методов оптимизационного синтеза регулируемых рычажных механизмов машин легкой промышленности. Предложенные методы синтеза могут быть использованы при проектировании регулируемых механизмов технологических машин и других отраслей промышленности.

Основные итоги работы могут быть сформулированы в виде следующих выводов.

1. Разработан метод перечисления неоднородных структур регулируемых кинематических цепей с использованием теории графов. Впервые получены возможные структуры шестизвенных и восьмизвенных регулируемых кинематических цепей, которые могут быть использованы при выборе оптимальных структур регулируемых механизмов.

2. На основе анализа условий работы регулируемых механизмов, применяемых в технологических машинах-автоматах легкой и некоторых других отраслей промышленности, и литературы по синтезу этих механизмов предложена классификация задач синтеза регулируемых рычажных механизмов, включающая три группы задач:

синтез по заданным условиям регулирования кинематических характеристик крайних положений механизмов,

синтез по условию воспроизведения заданного семейства функций положения,

синтез по условию воспроизведения заданного семейства пазуновых кривых.

3. Разработан новый оптимизационный метод синтеза плоских рычажных механизмов, учитывающий специфику задач синтеза регулируемых механизмов. Особенность его состоит в применении спе-

специальных целевых функций, отличных от обычно применяемых функций отклонения. Определены аналитические выражения и составлены алгоритмы вычисления специальных целевых функций оптимизационного синтеза плоских рычажных передаточных и направляющих механизмов четырехзвенных и шестизвенных.

4. Для механизмов с одним регулируемым параметром схемы разработан общий метод синтеза по заданным условиям регулирования кинематических характеристик крайних положений. Применение этого метода позволило значительно расширить круг решаемых задач. Сущность метода состоит в том, что задача синтеза регулируемого механизма сводится к синтезу вспомогательного нерегулируемого механизма, выполняемого известными методами: геометрическими, алгебраическими, оптимизационными. С помощью оптимизационных методов решен ряд практически важных задач синтеза регулируемых механизмов машин легкой промышленности.

5. Для механизмов с несколькими регулируемыми параметрами схемы разработаны частные методы решения ряда задач синтеза по условиям регулирования кинематических характеристик крайних положений.

6. Разработаны оптимизационные методы синтеза механизмов по условию воспроизведения заданного семейства функций положения, которые в отличие от известных геометрических и алгебраических методов позволяют учитывать ограничения на динамические и конструктивные характеристики механизмов. Разработаны алгоритмы вычисления специальных целевых функций оптимизационного синтеза регулируемых четырехзвенных и шестизвенных механизмов.

7. Разработаны частные методы оптимизационного синтеза механизмов по условию воспроизведения заданного семейства линейных функций положения и регулируемых механизмов с остановками



ведомого звена. Эти методы по сравнению с общими методами дают лучшее приближение к заданным зависимостям. С применением этих методов решены задачи синтеза преобразующих механизмов импульсивных вариаторов и регулируемых механизмов отклонения иглы швейных машин.

8. Предложена классификация задач синтеза по условию воспроизведения заданного семейства шатунных кривых, включающая три типа задач:

- задача приближенного воспроизведения заданного семейства кривых,
- задача приближенного воспроизведения семейства двух заданных функций, представляющих кривую и закон движения точки по этой кривой,
- задача приближенного воспроизведения семейства функций расстояния между шатунной точкой и заданной неподвижной точкой.

9. Разработаны оптимизационные методы решения указанных трех типов задач синтеза регулируемых направляющих механизмов, которые в отличие от известных геометрических и алгебраических методов позволяют учитывать ограничения на динамические и конструктивные характеристики механизмов.

10. Разработаны численные методы решения двух групп задач синтеза механизмов по настраиваемым параметрам схемы:

по заданным условиям регулирования кинематических характеристик крайних положений ведомого звена,

по условию приближенного воспроизведения заданного семейства функций положения.

11. На основе использования полученных структур регулируемых кинематических цепей разработаны новые структурные схемы ряда типовых регулируемых механизмов машин легкой промышленности:

- механизмов подачи материала швейных машин,

- механизма отклонения иглы петельных полуавтоматов,
- шарнирного механизма отклонения иглы для высокоскоростных швейных машин зигзагообразного стежка,
- механизма подачи проволоки обувной машины для скрепления обувных материалов,

Эти механизмы защищены авторскими свидетельствами.

12. На основе анализа выполняемых технологических операций сформулированы задачи и разработаны оптимизационные методы синтеза типовых регулируемых механизмов машин легкой промышленности:

- механизмов подачи материала швейных машин,
- механизмов отклонения иглы швейных машин зигзагообразного стежка,
- механизмов отклонения иглы петельных полуавтоматов,
- механизмов подачи проволоки обувных машин,
- преобразующих механизмов импульсных вариаторов скорости бесступенчато-регулируемых приводов машин,
- механизмов дозирующих насосов,
- кулирных механизмов хлопчатых машин,
- механизмов регистрации линейной плотности ленты ленточных машин.

13. Внедрение разработанных методов синтеза регулируемых механизмов в практику проектирования технологических машин легкой промышленности и других отраслей народного хозяйства позволит:

- создавать механизмы, реализующие заданные условия регулирования при минимальном числе звеньев и при минимальных затратах времени на технологическую регулировку и за счет этого упростить конструкцию машин и увеличить производительность оборудования,
- создавать оптимальные самонастраивающиеся механизмы, которые с более высокой точностью, чем существующие, настраиваются на заданные режимы обработки и за счет этого повысить качество

обработки изделий на машинах,

- создавать регулируемые рычажные механизмы, заменяющие аналогичные по назначению механизмы с высшими парами (например, кулачковые) и за счет этого значительно повысить скоростной режим оборудования и его производительность.

14. Разработка оптимизационных методов синтеза регулируемых механизмов создает возможности автоматизации проектирования переналаживаемого технологического оборудования, что ведет к сокращению сроков его проектирования.

15. Результаты работы внедрены на производственных объединенных "Промшеймаш" и "Подольскийвеймаш", машиностроительном объединении "Вперед", в СКБ текстильного машиностроения (г. Орел), во Всесоюзном научно-исследовательском и экспериментально-конструкторском институте передового машиностроения (ВИИКИ-промаш). Годовой экономический эффект от внедрения разработок составил 0,43 млн. руб.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Сункуев Б.С. Исследование работы механизма подачи материала петельной машины 25 кл. ИМЗ, Сообщение I, Научные труды МТИИП, 1965, вып. 31, с. 183-190.
2. Сункуев Б.С. Проектирование механизма подачи материала петельной машины, Сообщение II, Научные труды МТИИП, 1965, вып. 31, с. 191-194.
3. Сункуев Б.С. Синтез коромысло-шатунного механизма с регулируемым ходом ползуна, Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1966, № I, с. 127-133.
4. Сункуев Б.С. К синтезу регулируемых рычажных механизмов, В кн.: 5 совещание по основным проблемам теории машин и механизмов, тезисы докладов, М.-Тбилиси, 1967, с. 59-60.
5. Сункуев Б.С. Синтез коромысло-шатунного механизма с регулируемым ходом ползуна, Научные труды МТИИП, 1967, вып. 33, с. 213-219.



6. Сункуев Б.С. К синтезу регулируемых рычажных механизмов, В кн.: Анализ и синтез механизмов, М., Наука, 1970, с. 247-255.
7. Сункуев Б.С. К синтезу проворачивающегося шестизвенника с регулируемым размахом ведомого звена, В кн.: Материалы первой научной конференции молодых ученых института, Улан-Уда, ВСТИ, 1969, с. 54-55.
8. Сункуев Б.С. Синтез регулируемого шестизвенного механизма с учетом углов передачи, В кн.: Материалы IX научной конференции, Улан-Уда, ВСТИ, 1971, с. 46-48.
9. Сункуев Б.С., Ю.Д. Таболин. Анализ регулируемого механизма подачи проволоки обувной машины, В кн.: Материалы X научной конференции. Секция технических наук, Улан-Уда, ВСТИ, с. 90-94.
10. Сункуев Б.С. К синтезу регулируемых шестизвенных механизмов транспортирования ткани швейных машин, Сообщение 1, Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1973, № 3, с. 131-138.
11. Сункуев Б.С. К синтезу регулируемых шестизвенных механизмов транспортирования ткани швейных машин, Сообщение 2, Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1973, № 4, с. 144-149.
12. Сункуев Б.С. К синтезу регулируемых шестизвенных механизмов транспортирования ткани швейных машин, Сообщение 3, Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1973, № 5, с. 156-166.
13. Сункуев Б.С. Синтез регулируемого механизма подачи проволоки обувной машины с использованием ЭМ, Сообщение 1, Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1974, № 2, с. 120-124.
14. Сункуев Б.С. Синтез регулируемого механизма подачи проволоки обувной машины с использованием ЭМ, Сообщение 2, Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1974, № 3, с. 136-140.
15. Сункуев Б.С. К постановке задачи синтеза регулируемых механизмов, В кн.: Материалы республиканского семинара по общетехническим дисциплинам, Минск, 1975, с. 8-10.
16. Сункуев Б.С., Факторович Б.А. Анализ регулируемого механизма отклонения иглы петельного полуавтомата, В кн.: "Применение математических методов и вычислительной техники при разработке и исследовании машин и аппаратов текстильной и легкой промышленности", Тезисы докладов Всесоюзного научно-технического семинара, М., 1974, с. 110-111.
17. Сункуев Б.С. Синтез механизма отклонения иглы петельного полуавтомата, Известия вузов. Технология легкой промышленности, Сообщение 1, 1976, № 5, с. 151-158.
18. Сункуев Б.С. Синтез механизма отклонения иглы петельного полуавтомата, Известия вузов. Технология легкой промышленности, Сообщение 2, 1976, № 6, с. 132-138.
19. Сункуев Б.С., Турков В.И. Способ регулирования механизма качания рамки игловодителя петельного полуавтомата 25-А класса П13, Известия легкой промышленности, 1976, № 6, с. 24-26.

20. Сункуев Б.С., Факторович Б.А. Анализ регулируемого механизма отклонения иглы петельного полуавтомата, Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1977, № 6, с. 144-148.
21. Сункуев Б.С., Терентьев В.П. Синтез регулируемого рычажного механизма подачи основы автоматического ткацкого станка, В кн.: "Теория механизмов и машин", Алма-Ата, Наука, 1977, с. 41.
22. Сункуев Б.С. Расчет регулируемых параметров рычажных механизмов машин-автоматов легкой промышленности на ЭЦМ, Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Исследование и проектирование машин и агрегатов легкой промышленности", М., 1978, с. 59.
23. Сункуев Б.С. Классификация регулируемых рычажных механизмов машин-автоматов легкой промышленности, Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Исследование и проектирование машин и агрегатов легкой промышленности", М., 1978, с. 60.
24. Сункуев Б.С. Проектирование регулируемых рычажных механизмов машин-автоматов легкой промышленности, воспроизводящих заданное семейство функций положения, Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Исследование и проектирование машин и агрегатов легкой промышленности", М., 1978, с. 61-62.
25. Сункуев Б.С., Терентьев В.П. Синтез регулируемого рычажного механизма подачи основы автоматического ткацкого станка, В кн.: Механика машин, М., Наука, 1979, вып. 56, с. 120-123.
26. Сункуев Б.С. К расчету регулируемых параметров рычажных механизмов технологических машин-автоматов, Машиноведение, 1979, № 4, с. 54-58.
27. Сункуев Б.С., Куркин Г.П. Расчет кинематических характеристик импульсного вариатора дозатора для зерна, Труды НИИЭИПродмаш, 1979, вып. 52, с. 47-50.
28. Сункуев Б.С. Синтез преобразующего нестизванного рычажного механизма импульсного вариатора, Известия вузов. Машиностроение, 1981, № 3, с. 51-55.
29. Сункуев Б.С. К оптимизационному синтезу плоских рычажных направляющих механизмов, В кн.: "Проектирование механизмов и динамика машин", Межвузовский сборник научных трудов, вып. 14, М., 1980, с. 40-50.
30. Сункуев Б.С. Оптимизационный синтез плоских регулируемых направляющих механизмов, В кн.: "Проектирование механизмов и динамика машин", Межвузовский сборник научных трудов, М., ВЭИ, 1981, вып. 15, с. 23-32.
31. Сункуев Б.С. Оптимизационный синтез регулируемых механизмов технологических машин-автоматов, В кн.: Современные методы синтеза машин-автоматов и их систем, Краткие тезисы докладов к Всесоюзному совещанию, Тамбов, 1981, с. 21.
32. Сункуев Б.С. Синтез регулируемого кулирного механизма котонных машин, Известия вузов. Технология легкой промышленности, 1981, № 4, с. 123-126.



33. Сункуев Б.С. Оптимизационный синтез регулируемых передаточных механизмов, В кн.: Механика машин, вып. 59, М., Наука, 1982, с. 53-60.
34. Сункуев Б.С. Синтез регулируемого шестизвенного механизма дозирочного насоса, В кн.: Проектирование механизмов и динамика машин, Межвузовский сборник научных трудов, М., ВЭИ, вып. 16, 1982, с. 17-22.
35. Авцин И.И., Сункуев Б.С. Исследование автоматической системы регулирования линейной плотности волокнистой ленты, В кн.: Всесоюзная научно-техническая конференция "Автоматизация технологических процессов легкой промышленности", Тезисы докладов, М., 1982, с. 38.
36. Семенякин В.А., Сункуев Б.С. Проектирование автоматической системы управления кинематическими характеристиками механизма иглы швейной машины, В кн.: Всесоюзная научно-техническая конференция "Автоматизация технологических процессов легкой промышленности", Тезисы докладов, М., 1982, с. 15.
37. Монич В.М., Непряхин А.П., Сункуев Б.С. Швейная машина для пристрочки стельки к верху обувной заготовки, Авторское свидетельство № 160421, Б.И. № 3, 1964.
38. Сункуев Б.С., Черкудинов С.А., Груненков Н.Г. Механизм перемещения стачиваемого материала на швейной машине, Авторское свидетельство № И83578, Б.И. № 13, 1966.
39. Сункуев Б.С., Зайцев Ю.И., Жуковский С.И., Рачок В.В., Бабиков М.П. Дифференциальный механизм продвижения материала швейной машины. Авторское свидетельство СССР № 264908, Б.И. № 9, 1970.
40. Сункуев Б.С., Галкин Г.И. Механизм поперечного перемещения иглы для петельного полуавтомата, Авторское свидетельство № 327230, Б.И. № 5, 1972.
41. Сункуев Б.С. Механизм отклонения иглы петельного полуавтомата, Авторское свидетельство СССР № 406982, Б.И. № 46, 1973.
42. Сункуев Б.С., Козлов А.З., Алексеенко Е.Н. Устройство подачи материала на швейной машине, Авторское свидетельство СССР № 617501, Б.И. № 28, 1978.
43. Сункуев Б.С. Механизм отклонения иглы швейной машины, зигзаг, Авторское свидетельство СССР № 804736, Б.И. № 6, 1981.
44. Левина А.Г., Сункуев Б.С., Цомук Л.Р. Механизм подачи проволоки в обувной машине для скрепления скобками, Авторское свидетельство СССР № 867367, Б.И. № 36, 1981.
45. Червыков Ф.И., Сункуев Б.С. Модернизированный петельный полуавтомат кл. 25-1, Швейная промышленность, 1983, № 2, с. 24-26.
46. Авцин И.И., Бондаренко Д.А., Боровик И.Л., Вышеславцев Г.Г., Сункуев Б.С. Расчет параметров настройки регистрирующего рычажного механизма САР ЛП ленты с ленточных машин ЛМШ 230-1АТ-1 и Л-1-ЛО, "Текстильная промышленность", Научно-технический реферативный сборник, 1983, вып. II, с. 68.

Библиотека

Витебского государственного  
института легкой промышленности



Витебский государственный технологический университет

AM-11697. Подписано к печати 18.06.84 г. Заказ 1808.  
Тираж 120 экз. Формат 60x84 1/16. Объем 2,0 п.л.  
Бумага писчая.

---

Отпечатано на ИИЦ Витебскоблсельхозтехники.

