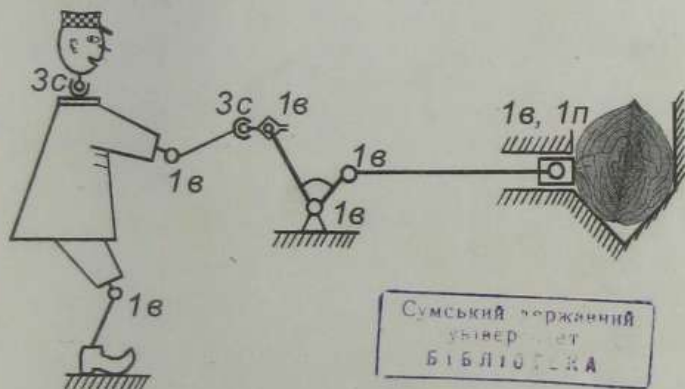


Д.П. Дрягин

СТРОЕНИЕ МЕХАНИЗМОВ



НОВЫЕ МЕТОДЫ СТРУКТУРНОГО
АНАЛИЗА И СИНТЕЗА

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
СУМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

на тему “Строение механизмов” по изучению раздела
“Структура механизмов”
курса “Теория механизмов и машин”
для студентов инженерно-технических специальностей
дневной и заочной форм обучения

Сумы Изд-во СумГУ 2000

ББК 34.41

Д78

УДК 621.01

Рецензенти:

канд. техн. наук, доц. І.Г. Шебанов (ХДАКУ – ХАІ)
д-р техн. наук, проф. П.М. Учаєв (СумДУ)

Дрягін Дмитро Прокопович

Д78 Будова механізмів (нові методи структурного аналізу та синтезу)

Конспект лекцій. – Суми: Вид-во СумДУ, 2000. – 67с.

Рос. мовою

ISBN 966-7668-18-5

Конспект лекцій вперше розкриває контуроланкове будівництво механізмів, в ньому по-новому розв'язуються задачі структурної оптимізації.

Рекомендується студентам для вивчення теорії механізмів та машин. Може бути корисним викладачам ТММ, аспірантам, науковим робітникам та інженерам-конструкторам.

ББК 34.41

ISBN 966-7668-18-5

© Дрягін Д. П., 2000

© Вид-во СумДУ, 2000

ПРЕДИСЛОВИЕ

Конспект составлен на основании исследований автора в области контурозвенного строения механизмов.

Объём и содержание представленного в конспекте материала соответствует программе раздела «Структура механизмов» учебного курса по теории механизмов и машин, читаемого студентам механических, машиностроительных и приборостроительных специальностей высших учебных заведений.

Конспект может быть полезен преподавателям ТММ, а также аспирантам, научным работникам и инженерам-конструкторам, деятельность которых связана с разработкой новых и совершенствованием существующих механизмов.

Автор с благодарностью примет замечания и пожелания по данной работе.

Д.П. Дрягин

ВВЕДЕНИЕ

Известны два метода исследования структуры механизмов – неконтурный [1] и контурный [2,4,5].

Неконтурный метод предполагает отдельное, независимое друг от друга рассмотрение свойств звеньев и кинематических пар. Принцип независимости свойств был использован при получении структурных формул Чебышева и Сомова-Малышева. Недостатком его является большая сложность решения задач оптимизации структуры механизмов по критерию минимизации числа избыточных связей (статической неопределимости) при заданной подвижности.

Сущность контурного метода состоит в том, что свойства некоторой совокупности звеньев и кинематических пар рассматриваются в их неразрывной связи. Гохман предложил рассматривать структурные цепи механизмов как сочетания «независимых» контуров. Простейший, единичный контур Гохмана содержит три звена, два из которых подвижны, а одно неподвижно [2].

Ассур разработал принцип образования плоских механизмов путём присоединения друг к другу незамкнутых цепей, обладающих нулевой подвижностью относительно свободных элементов кинематических пар [3]. Единичный контур (группа) Ассура – диада состоит из двух подвижных звеньев и трех кинематических пар.

Недостатком работ Гохмана и Ассура является то, что они не раскрыли свойств элементарных конту-

ров-звеньев, из которых состоят их укрупнённые структурные образования. Не раскрыты свойства контуров-звеньев и в работах [4,5].

Закон строения механизмов [6] позволил определить, что механизмы произвольной структуры в основе своей состоят из контуров-звеньев, которые содержат кинематические пары со свободными элементами, а также места присоединения свободных элементов.

Максимальное число кинематических пар в контуре-звене равно двум, минимальное – нулю.

В предлагаемом конспекте лекций определены функциональные свойства контуров-звеньев нулевого, первого и второго классов.

Контурозвенный подход позволяет в значительной мере упростить решение задач по устранению или сведению к минимуму вредных избыточных связей, при этом сложность решения не возрастает при переходе к многозвенным механизмам.

На уровне контурозвенного строения упрощаются также и структурные формулы плоских и пространственных механизмов по сравнению с известными формулами Чебышева, Сомова-Малышева, Добровольского.

Формулы (16), (18), (19) и (20) получены впервые.

Читателю предлагается новый метод синтеза механизмов оптимальной структуры с использованием представленных в конспекте таблиц контуров первого и второго классов.

Лекция 1

Вопросы лекции

Основные понятия и определения.

Кинематические пары. Стойка.

Закон строения механизмов.

Контуры – звенья плоских механизмов.

Анализ контурного строения механизмов.

1.1 Основные понятия и определения. Кинематические пары. Стойка

Структурное строение механизмов базируется на понятиях звена и кинематической пары.

Будем рассматривать ЗВЕНО как твердое тело, входящее в состав механизма, а КИНЕМАТИЧЕСКУЮ ПАРУ – как соединение двух соприкасающихся (сопряженных) звеньев, допускающее их относительное движение.

МЕХАНИЗМОМ можно назвать систему звеньев, соединенных кинематическими парами и совершающих разнообразные движения, при условии, что одно из звеньев принимается за неподвижное.

ЭЛЕМЕНТАМИ кинематической пары назовем точки, линии или поверхности, по которым соприкасаются звенья.

Кинематические пары называют высшими, если их элементы – точки или линии, и низшими, если их элементы – поверхности [1].

Существование кинематической пары определяется двумя условиями:

- непосредственным касанием двух звеньев;
- возможностью относительного движения этих звеньев.

Пара не существует, если не соблюдается хотя бы одно из названных условий.

Для решения задач структурного анализа и синтеза механизмов введем понятие о СВОБОДНОМ ЭЛЕМЕНТЕ кинематической пары, что позволяет наблюдать существование кинематической пары при наличии двух элементов, один из которых принадлежит звену, а второй – свободный, отсоединенный условно от сопряженного звена.

В этом случае на отсоединенном сопряженном звене будем отмечать МЕСТО ПРИСОЕДИНЕНИЯ свободного элемента кинематической пары.

В курсе ТММ приняты условные изображения звеньев, кинематических пар и их элементов.

В табл. 1 даны конструктивные схемы наиболее распространенных пар, их названия, обозначения, условные изображения, возможные относительные движения звеньев i, j , образующих пару, и число условий связи пары.

Рассмотрение свойств кинематических пар выполняют в трёхмерном, шестиподвижном линейном пространстве, отражаемом с помощью ортогональной системы координат OXYZ.

Одноподвижная вращательная пара 1в (табл.1, сх.1) допускает одно независимое относительное вращательное движение В между звеньями i и j , в то же время налагает пять связей, т.е. запрещает в простран-

стве три поступательных и два других вращательных относительных движения между рассматриваемыми звеньями.

Одноподвижная поступательная пара $1п$ (табл. 1, сх. 2) допускает только одно поступательное относительное движение $П$ и налагает пять связей, т.е. запрещает два других поступательных и три вращательных относительных движения.

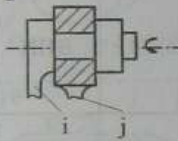
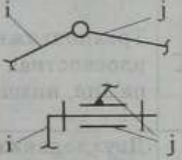
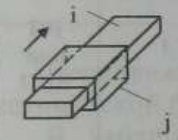
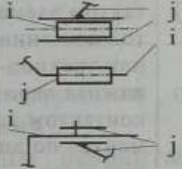

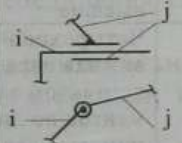
Предлагаем читателю провести самостоятельно анализ свойств кинематических пар $2ц$, $3с$, $2сп$, $3пл$, $2л$, $3л$, $4л$, $5т$ и $1в(п)$ (табл. 1, сх. 5–10). Знание свойств, обозначений и наименований пар необходимо для составления структурных схем и решения задач структурного анализа и синтеза механизмов.

На практике применяется значительно большее число видов кинематических пар [4], но принцип их анализа на число подвижностей и на число условий связей аналогичен изложенному в данной работе.

При структурном анализе натуральных механизмов и машин, выполненных с применением подшипников качения, необходимо находить аналогию между подшипниками качения и соответствующими кинематическими парами. Например, фиксированный шарико-подшипник выполняет функцию пары $1в$, подшипник с цилиндрическими роликами является аналогом пары $2ц$, фиксированный сферический шариковый или роликовый подшипник – аналог пары $3с$. Более подробно с аналогами кинематических пар можно познакомиться в работе [4].



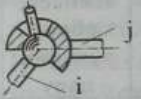

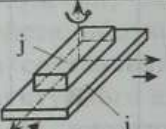

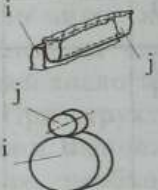
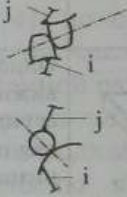
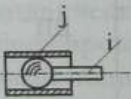
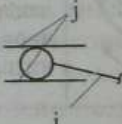
Места присоединения свободных элементов будем обозначать точками для пар $1в$, $3с$, $2сп$, $2ц$, $4л$ и штриховыми линиями – для пар $1п$, $3пл$, $2л$, $3л$, $5т$.

Таблица 1 – Кинематические пары

Кинематическая пара	Название и обозначение кинематической пары	Изображение пары	Возможные относительные движения звеньев, образующих пару	Число условной связи пары
1	2	3	4	5
<p>1</p> 	<p>Одноподвижная вращательная пара 1в, низшая</p>		<p>В</p>	<p>5</p>
<p>2</p> 	<p>Одноподвижная поступательная пара 1п, низшая</p>		<p>П</p>	<p>5</p>
<p>3</p> 	<p>Двухподвижная цилиндрическая пара 2ц, низшая</p>		<p>ВП</p>	<p>4</p>

В схемах пространственных механизмов места присоединения свободных элементов кинематических пар 1в, 2ц и 4л также могут изображаться штриховыми ли-

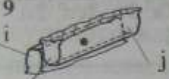

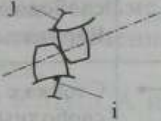

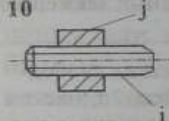
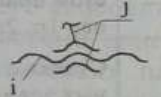
Продолжение таблицы 1

4	1	2	3	4	5
4		Трехподвижная сферическая пара 3с, низшая		ВВВ	3
5		Двухподвижная сферическая пара с пальцем 2сп, низшая		ВВ	4
6		Трехподвижная плоскостная пара 3пл, низшая		ВПП	3
7		Двухподвижная пара 2л с контактом элементов по линии или трехподвижная пара 3л с контактом элементов по линии, пары – высшие		ВЛ или ВПП	4 и л и 3
8		Четырехподвижная пара 4л с контактом элементов по линии, высшая		ВВВП	2

ниями.

Одно из звеньев механизма, называемое **СТОЙКОЙ**, неподвижно.

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
<p>9</p>  <p>Бочкообразный зуб</p>  <p>Бочкообразный ролик</p>	<p>Пятиподвижная пара 5т с контактом элементов в точке, высшая</p>	 	<p>ВВВПП</p>	<p>1</p>
<p>10</p> 	<p>Одноподвижная винтовая пара 1в(п), низшая</p>		<p>В(П)</p>	<p>5</p>



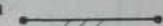
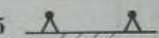
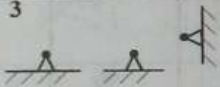
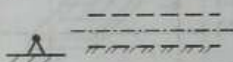

Неподвижность стойки принято отмечать подштриховкой (подштриховками).

В таблице 2 приведены варианты изображения стойки с числом мест присоединения свободных элементов пар от одного до трех.

В сложных многозвенных механизмах число мест присоединения свободных элементов пар на стойке может быть более трех.

Исследование структуры, кинематики и свойств механизма как системы для преобразования движений удобно выполнять в предположении, что ортогональный трехмерный базис $OXYZ$ неподвижно связан со стойкой.

Таблица 2 – Изображения стойки

1	2
<p>1</p> <p>а </p> <p>б </p>	<p>Стойка с одним местом присоединения свободных элементов пар 1в, 3с, 2сп, 2ц. Варианты изображения а, б</p>
<p>2</p> <p>а </p> <p>б </p>	<p>Стойка с двумя местами присоединения свободных элементов пар 1в, 3с, 2сп, 2ц. Варианты изображения а, б</p>
<p>3</p> 	<p>Стойка с тремя местами присоединения свободных элементов пар 1в, 3с, 2сп, 2ц</p>
<p>4</p> 	<p>Стойка с местом присоединения свободных элементов пар 1в, 3с, 2сп, 2ц и местом присоединения свободных элементов пар 1п, 2ц</p>
<p>5</p> 	<p>Стойка с местом присоединения свободных элементов пар 1в, 3с, 2сп, 2ц, местом присоединения свободных элементов пар 1п, 2ц и местом присоединения свободных элементов пар 2л, 3л, 5т</p>

1.2 Закон строения механизмов

Вопросы структурной оптимизации механизмов, связанные с определением числа степеней свободы и числа их статической неопределимости, могут решаться на базе применения ЗАКОНА СТРОЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ [6]:

- механизмы произвольной структуры состоят из контуров нулевого, первого и второго классов.

КОНТУРОМ НУЛЕВОГО КЛАССА назовем звено, принимаемое за неподвижное, с одним или несколькими местами присоединения свободных элементов кинематических пар. В любом механизме число контуров нулевого класса $n_0 = 1$. По определению контуром нулевого класса является стойка.

КОНТУРОМ ПЕРВОГО КЛАССА назовем подвижное звено механизма с одной кинематической парой, имеющей свободный элемент, и с одним или несколькими местами присоединения свободных элементов кинематических пар других подвижных звеньев. В любом механизме число контуров первого класса $n_1 \geq 1$.

КОНТУРОМ ВТОРОГО КЛАССА назовем подвижное звено механизма с двумя кинематическими парами, каждая из которых имеет свободный элемент, и с одним или несколькими местами присоединения свободных элементов кинематических пар других подвижных звеньев или без мест присоединения свободных элементов. В любом механизме число контуров второго класса $n_{II} \geq 0$.

Очевидно, что число подвижных звеньев механизма равно сумме чисел контуров первого и второго классов:

$$n = n_1 + n_{II}.$$

Число контуров первого класса равно разности удвоенного числа подвижных звеньев и кинематических пар механизма:

$$n_1 = 2n - p_{\Sigma}. \quad (1)$$

Число контуров второго класса равно разности числа кинематических пар и числа подвижных звеньев механизма:

$$n_{II} = p_{\Sigma} - n. \quad (2)$$

Вывод формул (1) и (2) приведен в работе [6].

1.3 Контурь первого и второго классов плоских механизмов

В плоских механизмах существуют только кинематические пары 1в, 1п, 2л [1].

В то же время известно, что плоские механизмы наиболее распространены в технике.

Рассмотрим схемы контуров I и II классов, встречающиеся в плоских механизмах, результаты рассмотрения представим в виде таблиц.



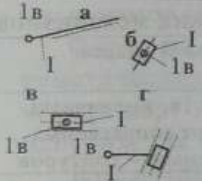



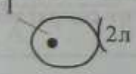
При составлении таблиц используем общепринятые в теории механизмов и машин условные изображения звеньев и кинематических пар [1].

В таблице 3 приведены структурные схемы контуров I класса плоских механизмов и дано описание их состава.

Аналогично построена и таблица 4, в которой приведены контурь II класса плоских механизмов.

Возможны и некоторые другие схемы контуров I и II классов, не приведенные в табл. 3 и 4, но в любом случае эти схемы должны отвечать сформулированному закону строения механизмов (см. п. 1.2, стр.12).

Таблица 3 – Контуры I класса плоских механизмов

Схема контура I класса	Состав контура I класса
1	2
	<p>Звено с парой 1в, имеющей свободный элемент, и местом присоединения свободного элемента пары 1в другого подвижного звена – контура</p>
	<p>Звено с парой 1в со свободным элементом и двумя местами присоединения свободных элементов пар 1в других подвижных звеньев – контуров</p>
	<p>Звено с парой 1в со свободным элементом и местом присоединения свободного элемента пары 1в другого подвижного звена – контура</p> <p>Варианты а, б, в, г</p>
	<p>Колесо зубчатое с парой 1в со свободным элементом и местом присоединения свободного элемента пары 2л другого подвижного звена – контура (сопряженного зубчатого колеса)</p>
	<p>Кулачок с парой 1в со свободным элементом и местом присоединения свободного элемента пары 2л другого подвижного звена – контура</p>
	<p>Колесо зубчатое с парой 2л, имеющей свободный элемент, и местом присоединения свободного элемента пары 1в другого подвижного звена – контура</p>
	<p>Кулачок с парой 2л со свободным элементом и местом присоединения свободного элемента пары 1в другого подвижного звена – контура</p>

Продолжение таблицы 3

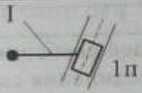


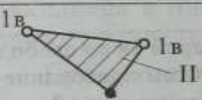

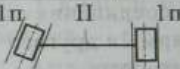

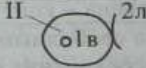
1	2
	<p>Звено с парой 1п, имеющей свободный элемент, и местом присоединения свободного элемента пары 1в другого подвижного звена – контура</p>
	<p>Звено с парой 1п со свободным элементом и местом присоединения свободного элемента пары 1п другого подвижного звена – контура</p>

Таблица 4 – Контурь II класса плоских механизмов

Схема контура II класса	Состав контура II класса
	<p>Звено с двумя парами 1в, имеющими свободные элементы от сопрягаемых (присоединяемых) звеньев – контуров</p>
	<p>Звено с двумя парами 1в со свободными элементами и местом присоединения свободного элемента пары 1в другого подвижного звена – контура</p>
	<p>Звено с парами 1в и 1п, имеющими свободные элементы от сопрягаемых звеньев – контуров</p>
	<p>Звено с двумя парами 1п, имеющими свободные элементы от сопрягаемых звеньев – контуров</p>
	<p>Колесо зубчатое с парами 1в и 2л, имеющими свободные элементы от сопрягаемых звеньев – контуров</p>
	<p>Кулачок с парами 1в и 2л, имеющими свободные элементы от сопрягаемых звеньев – контуров</p>

1.4 Анализ контурного строения механизмов

Структурная классификация Ассура-Артоболевского [1] не позволяет объяснить строение первичных механизмов, она несущественно облегчает решение задач по устранению избыточных связей. В работах Ассура и Артоболевского не раскрыта внутренняя структура групп Ассура. Покажем контурозвенную структуру механизмов с применением закона строения механизмов [6].

Формулы (1) и (2) применимы для всех видов кинематических пар и соединений (аналогов кинематических пар) механизмов произвольной структуры, как плоских, так и пространственных.

Рассмотрим контурное строение плоских механизмов преимущественно с одноподвижными вращательными парами $1в$, число которых в составе механизма обозначим p_1 , т.е. $p_{\Sigma} = p_1$.

В механизме с одним подвижным звеном и с одной кинематической парой число контуров первого класса $n_I = 2n - p_1 = 2 \times 1 - 1 = 1$, число контуров второго класса $n_{II} = p_1 - n = 1 - 1 = 0$. Структурный состав такого механизма $n_0 = 1$ и $n_I = 1$ (см. рис. 1).

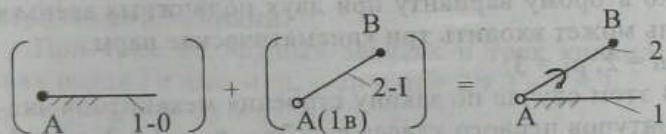


Рисунок 1 – Структурный синтез простейшего двухзвенного механизма I класса

Высшим контуром в механизме, показанном на рис.1, является контур первого класса 2-I, поэтому, следуя классификации Ассур-Артоболевского [1], данный механизм будем называть механизмом I класса.

При двух подвижных звеньях возможны два варианта построения механизмов.

По первому варианту в механизм может входить две кинематические пары. В этом случае $n = 2$, $p_1 = 2$; $n_1 = 2n - p_1 = 2 \times 2 - 2 = 2$; $n_{II} = p_1 - n = 2 - 2 = 0$.

Условие замыкания свободных элементов кинематических пар на сопрягаемых звеньях – контурах приводит к заключению, что цепи, составленные из контура нулевого класса и двух контуров первого класса – незамкнутые (см. рис.2).

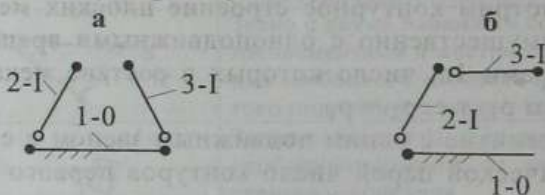


Рисунок 2 – Строение механизмов с двумя контурами первого класса

По второму варианту при двух подвижных звеньях в цепь может входить три кинематические пары, т.е. $n = 2$, $p_1 = 3$.

В этом случае по закону строения механизмов число контуров первого класса $n_1 = 2n - p_1 = 2 \times 2 - 3 = 1$, число контуров второго класса $n_{II} = p_1 - n = 3 - 2 = 1$. Цепь, составленная из контуров нулевого, первого и

второго классов, при неподвижных парах 1в является фермой (рис.3а), но если ввести одну высшую пару 2л, т.е. принять, что $p_{\Sigma} = p_1 + p_2 = 2 + 1$, получим зубчатые и кулачковые механизмы (см. рис.3б,в).

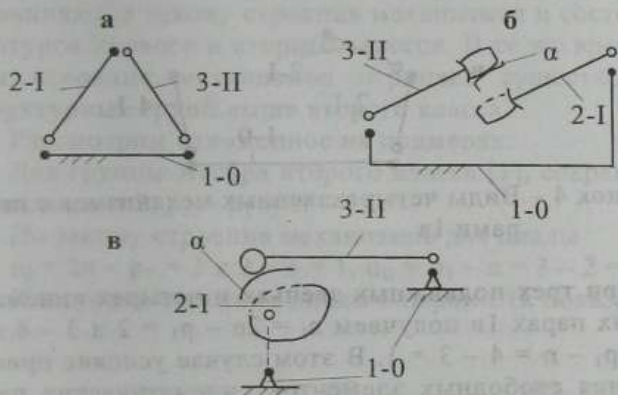


Рисунок 3 – Трехзвенные плоские структурные образования – ферма и механизмы

На рис. 3б,в места присоединения свободных элементов α высших пар 2л в контурах 2-I отмечены штриховыми линиями.

При трех подвижных звеньях и трех кинематических парах 1в имеем $n_1 = 2n - p_1 = 2 \times 3 - 3 = 3$,
 $n_{II} = p_1 - n = 3 - 3 = 0$.

Возможные варианты механизмов при $n = 3$ и $p_1 = 3$ изображены на рис. 4.

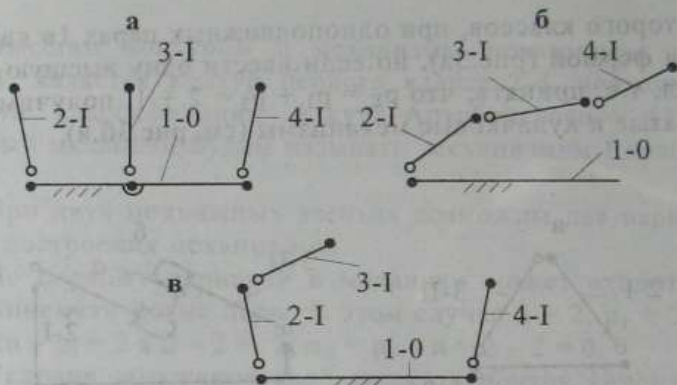


Рисунок 4 – Виды четырехзвенных механизмов с парами 1в

При трех подвижных звеньях и четырех кинематических парах 1в получаем $n_I = 2n - p_I = 2 \times 3 - 4 = 2$, $n_{II} = p_I - n = 4 - 3 = 1$. В этом случае условие присоединения свободных элементов кинематических пар к соответствующим местам на сопрягаемых звеньях – контурах приводит к образованию замкнутой кинематической цепи – шарнирному четырехзвеннику (см. рис.5).

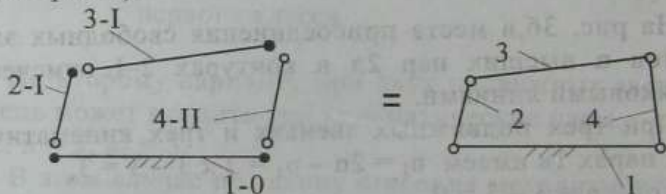


Рисунок 5 – Четырехзвенный механизм с двумя контурами первого класса и одним контуром второго класса

Отметим, что закон строения механизмов позволяет применение переместительного закона, в соответствии с которым контуром второго класса может быть звено 3 (контуров первого класса – звенья 2 и 4), или звено 2 (контуров первого класса – звенья 3 и 4).

Двухзвенные и многозвенные группы Ассура [1] подчиняются закону строения механизмов и состоят из контуров первого и второго классов. В то же время закон строения механизмов отрицает существование структурных групп выше второго класса.

Рассмотрим изложенное на примерах.

Для группы Ассура второго класса [1], сокращенно – диады, $n = 2$, $p_{\Sigma} = p_1 = 3$.

По закону строения механизмов для диады

$$n_I = 2n - p_1 = 2 \times 2 - 3 = 1, n_{II} = p_1 - n = 3 - 2 = 1.$$

Контурное строение диады с парами Iв показано на рис.6.

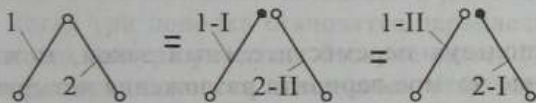


Рисунок 6 – Контурное строение диады

Известно, что четырехзвенная группа Ассура имеет $n = 4$, $p_1 = 6$ [1]. Для такой группы в соответствии с законом строения механизмов получаем

$$n_I = 2n - p_1 = 2 \times 4 - 6 = 2, n_{II} = p_1 - n = 6 - 4 = 2.$$

Два варианта (а, б) разложения этой группы на контуры первого и второго классов показаны на рис.7.

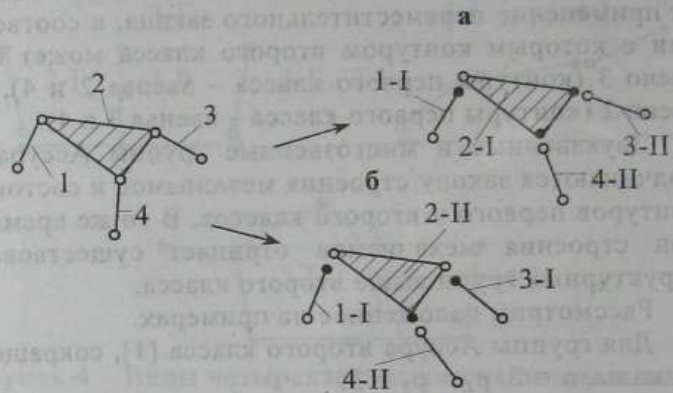


Рисунок 7 – Разложение четырехзвенной группы Ассур третьего порядка на контуры первого и второго классов

Используя переместительный закон, можно получить еще четыре варианта разложения четырехзвенной трехпроводковой группы Ассур на контуры первого и второго классов. Решение этой задачи предоставляем читателю.

Следует также отметить, что многосвязные группы Ассур с точки зрения структуры являются диадными образованиями. Это свойство имеет большое значение при решении задач оптимизации структуры механизмов, в чем мы убедимся в дальнейшем.

Введем понятие контурно-незамкнутой диады (рис.8).

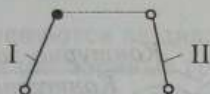


Рисунок 8 – Контурно – незамкнутая диада

Этим понятием приходится воспользоваться, если в состав механизма введено «базисное» звено с тремя кинематическими парами [1].

С учетом этого понятия будем утверждать, что многозвенные группы Ассуря являются в общем случае сочетанием контурно–замкнутых и контурно–незамкнутых диад.

Введение понятия контурно-незамкнутой диады не вносит структурных изменений в механизмы, а его применение позволяет изучить особенности поведения механизмов с «базисными» звеньями в особых положениях, когда три поводка становятся параллельными, особые точки Ассуря уходят в бесконечность [1], статическая неопределимость механизма становится явной. Существование контурно-незамкнутой диады в составе механизма является указанием на возможные проблемы со сборкой механизма, с проворачиваемостью звеньев и понижением КПД.

Рассмотрим пример, в котором путем структурного преобразования удастся получить группу Ассуря, состоящую только из обычных контурно–замкнутых диад.

На рис.9 показан структурный переход в трехповодковой четырехзвенной группе Ассуря к двум контурно–замкнутым диадам.

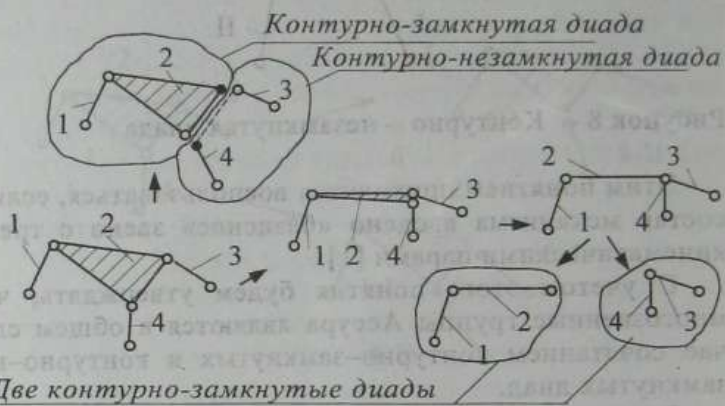


Рисунок 9 – Преобразование четырехзвенной трехповодковой группы Ассур к двум контурно-замкнутым диадам

Четырехзвенная группа Ассур второго порядка состоит из двух контурно-замкнутых диад (рис.10):

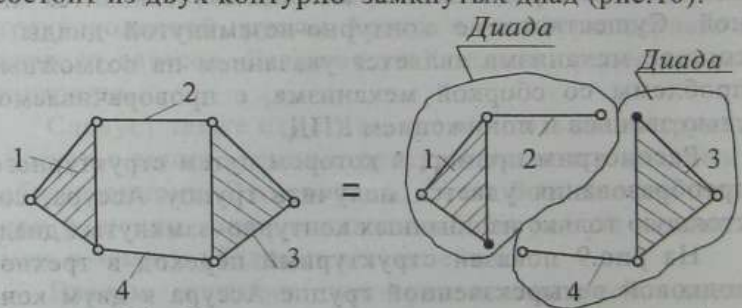


Рисунок 10 – Разложение четырехзвенной группы Ассур второго порядка на две диады

Аналогично расчленяются на диады шести-, восьмизвенные и другие многозвенные группы Ассура.

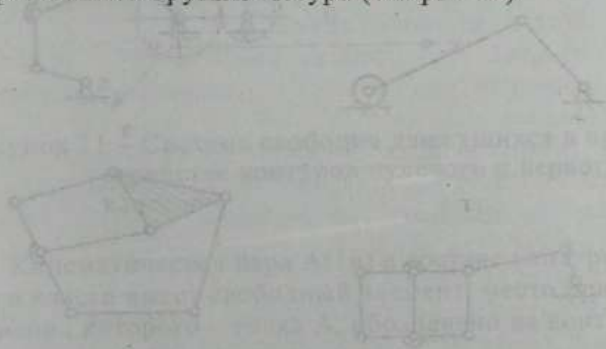
В заключение заметим, что структурную цепь подвижных звеньев плоского механизма в общем случае можно рассматривать как совокупность диад, внедиадных, автономных контуров первого класса и автономных контуров второго класса.

Задания для самостоятельной работы

1 Освоив кинематические пары и «закон строения механизмов», составьте удобные для личного пользования таблицы контуров-звеньев нулевого, первого и второго классов плоских механизмов.

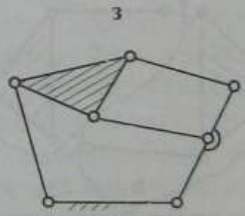
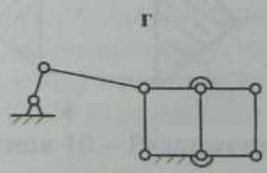
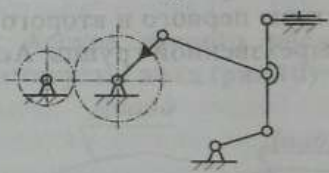
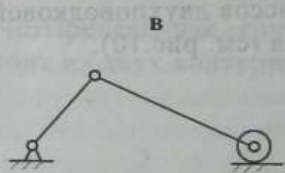
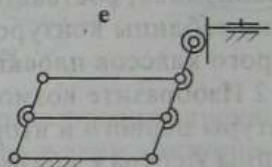
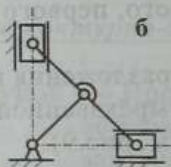
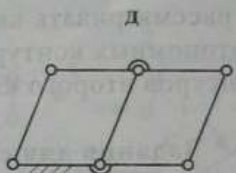
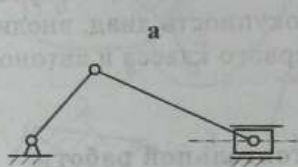
2 Изобразите возможные варианты разложения на контуры первого и второго классов четырёхзвенной группы Ассура с «базисным» звеном (см. рис.9).

3 Изобразите возможные варианты разложения на контуры первого и второго классов двухповодковой четырёхзвенной группы Ассура (см. рис.10).



Задачи

Определите контурозвенное строение плоских механизмов с парами 1в, 1п, 2л (схемы а, ..., з).



Лекция 2

Вопросы лекции

Свойства и виды контуров первого класса.

Свойства и виды контуров второго класса.

2.1 Свойства и виды контуров первого класса

Свободно движущиеся в пространстве контуры нулевого и первого классов (рис. 11) имеют по шесть степеней свободы, т.е. каждый из рассматриваемых контуров способен совершать три поступательных движения вдоль осей x , y , z и три вращательных движения вокруг этих осей.

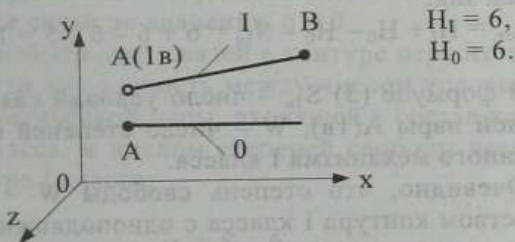


Рисунок 11 – Система свободно движущихся в пространстве контуров нулевого и первого классов

Кинематическая пара $A(1в)$ в составе контура первого класса имеет свободный элемент, место присоединения которого – точка A , обозначено на контуре нулевого класса.

Выполним структурное сложение рассматриваемых контуров, при этом контур нулевого класса совместим с неподвижной осью OX .

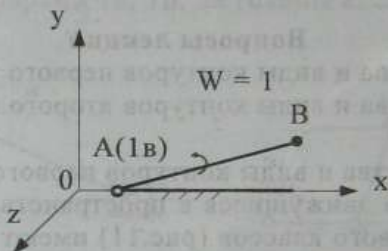


Рисунок 12 – Структурное сложение контуров нулевого и первого классов

Число степеней свободы полученной системы запишем так:

$$H_{\text{сист.}} = H_1 + H_0 - H_0 - S_{1B} = 6 + 6 - 6 - 5 = 1 = W. \quad (3)$$

В формуле (3) S_{1B} – число условий связи одноподвижной пары $A(1B)$, W – число степеней свободы полученного механизма I класса.

Очевидно, что степень свободы $W = 1$ является свойством контура I класса с одноподвижной парой $1B$ в составе механизма.

В многозвенных механизмах контуры первого класса входят в состав диад, но могут и не входить в диады. Внедиадные, автономные контуры первого класса являются основой построения механизмов первого класса (лекция 1, рис. 1, 2, 4).

Автономные контуры I класса, примыкая к контуру нулевого класса, будут определять число W как число

независимых обобщенных координат механизма. Автономные контуры I класса, не примыкающие к контуру нулевого класса и не входящие в диады, вносят в механизм дополнительные (местные) подвижности.

При синтезе самоустанавливающихся механизмов (оптимальной структуры) необходимо, чтобы число статической неопределимости механизма было равно нулю при условии сохранения заданной подвижности механизма.

В применении к механизмам число статической неопределимости принято называть числом избыточных связей и обозначать буквой q [4]. Избыточные связи повышают требования к точности изготовления и сборки механизмов, следовательно, увеличивают стоимость. При проектировании механизмов число q минимизируют, если не удастся полностью устранить избыточные связи до значения $q = 0$.

Число избыточных связей в контуре первого класса определяется как разность между числом условий связи S кинематической пары, входящей в состав контура первого класса, и числом степеней свободы несвязанного контура I класса:

$$q_1 = S - 6. \quad (4)$$

Так, например, для контура I класса с кинематической парой $1в$ или $1п$ число $S = 5$, а число $q_1 = S - 6 = 5 - 6 = -1$.

Заметим, что формулы (3) и (4) взаимосвязаны и из них следует, что $q_1 = -W_1$.

С применением формулы (4) составлена табл.5 контуров первого класса при условии вхождения в них

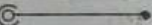


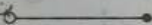

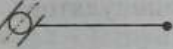
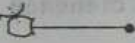

одно-, двух-, ...-, пятиподвижных кинематических пар. Места присоединения свободных элементов кинематических пар в схемах контуров I класса в основном обозначены точкой, но следует иметь в виду, что возможны присоединения свободных элементов пар 1п, 3пл, 2л, 3л, 5т, для которых целесообразнее места присоединения свободных элементов пар обозначать штриховыми линиями.

Анализ табл.5 показывает, что все контуры первого класса обладают основным свойством – способностью понижать число избыточных связей механизмов, т.к. для них получаемое число q отрицательно. Этим свойством можно пользоваться при синтезе схем механизмов оптимальной структуры.

Таблица 5 – Виды и свойства контуров первого класса

Схема		Число избыточных связей q_1 контура первого класса	Число степеней свободы W_1 контура первого класса
	1	2	3
1	1в	-1	1
2	1п		
3	1в		
4	1в		
5	1в	-2	2
6	1в		
7	2ц		
8	2сп		
9	2л	-2	2
10	2л		

Продолжение таблицы 5

	1	2	3
11	3с 		
12	3с 		
13	3л 	-3	3
14	3л 		
15	3пл 		
16	4л 	-4	4
17	5т 		
18	5т 	-5	5

Контуры первого класса могут применяться для синтеза разнообразных механизмов первого класса, т.к. при отрицательных q , при присоединении их к контуру нулевого класса – стойке, они обеспечивают положительные значения W – числа степеней свободы механизма (см. табл.5).

Сложные многозвенные механизмы манипуляторов изначально отвечают критерию оптимальности структуры, т.к. для них

$$W = -\sum q_i = \sum W_i. \quad (5)$$

Сборка таких механизмов осуществляется свободно, без напряжений звеньев и элементов кинематических пар.

На рис.13 показан пример образования схемы механизма манипулятора из трех контуров первого класса 1, II и 7, взятых из табл.5, и контура нулевого класса – стойки (лекция1, табл. 2, схема 1а).

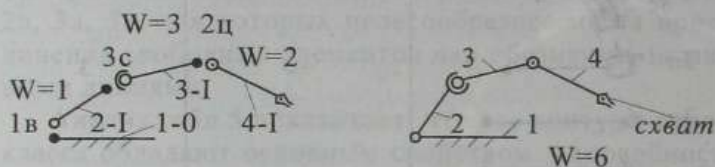


Рисунок 13 – Синтез механизма манипулятора

По формуле (5) находим число степеней свободы манипулятора

$$W = W_{2-I} + W_{3-I} + W_{4-I} = 1 + 3 + 2 = 6.$$

2.2 Свойства и виды контуров второго класса

Свободно движущиеся в пространстве контур второго класса с парами 1в и контур нулевого класса имеют по шесть степеней свободы (см. рис.14).

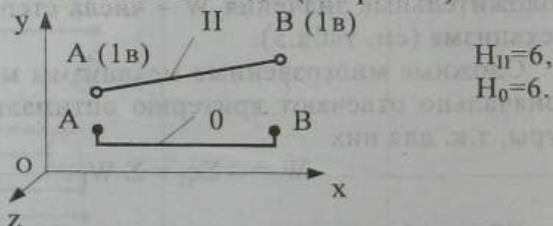


Рисунок 14 – Система свободно движущихся в пространстве контуров второго и нулевого классов

После соединения этих контуров между собой и совмещения контура нулевого класса с неподвижной осью OX (см. рис.15)

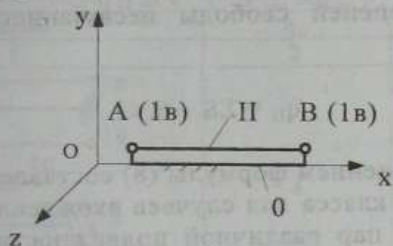


Рисунок 15 – Структурное сложение контуров нулевого и второго классов

число степеней свободы образованной системы запишется так:

$$N_{\text{сист.}} = N_{II} + N_0 - N_0 - 2S_{1в} = 6 + 6 - 6 - 2 \times 5 = -4, \quad (6)$$

где $S_{1в} = 5$ – число условий связи кинематической пары 1в.

Полученное отрицательное значение $N_{\text{сист.}} = -4$ является свойством контура второго класса с парами 1в в пространственной системе координат и определяет статическую неопределимость этого контура:

$$q_{II(1в)} = -N_{\text{сист.}} = 4. \quad (7)$$

В состав контура второго класса могут входить не только одноподвижные, но и двух-, трех-, ...-, пятиподвижные кинематические пары. В общем случае

число избыточных связей контура II класса определим как разность между суммарным числом условий связи кинематических пар, входящих в контур II класса, и числом степеней свободы несвязанного контура II класса:

$$q_{II} = \sum S - 6. \quad (8)$$

С применением формулы (8) составлены табл. 6 и 7 контуров II класса для случаев вхождения в них кинематических пар различной подвижности. В таблицах указаны схемы контуров II класса, число избыточных связей q и число степеней свободы W этих контуров.

Табл. 6 составлена для пределов изменения

$$0 \leq q_{II} \leq 4 \quad (-4 \leq W_{II} \leq 0),$$

а табл. 7 — для пределов изменения

$$-4 \leq q_{II} \leq -1 \quad (1 \leq W_{II} \leq 4).$$

Число степеней свободы контура, находящегося в составе механизма, является величиной, обратной числу избыточных связей этого контура, поэтому в табл. 6 и 7 показано, что $W_{II} = -q_{II}$.

Таблицы 6 и 7 составлены в предположении, что собственная подвижность контуров второго класса равна нулю. Свойство инверсии чисел q_{II} и W_{II} показывает, что собственная подвижность контуров второго класса может изменяться в пределах от +1 до +4 (см. табл. 7).

При решении задач оптимизации необходимо следить за возможностью проявления контурами второго класса собственной подвижности, которая приводит к изменению числа избыточных связей или подвижности механизма.

Таблица 6 – Виды и свойства контуров II класса
 $0 \leq q_{II} \leq 4$ ($-4 \leq W_{II} \leq 0$)

Схема		q_{II}	W_{II}
I		2	3
1			
2			
3			
4		4	-4
5			
6			
7			
8		3	-3
9			
10			
11			
12			
13			
14		2	-2
15			
16			

Продолжение таблицы 6



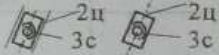
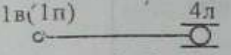
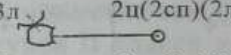
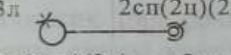
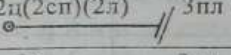
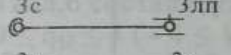
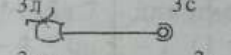
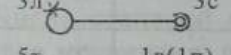
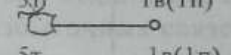
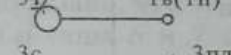
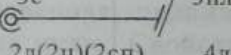
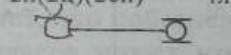
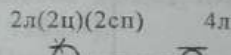
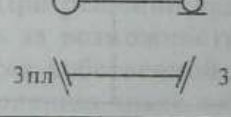
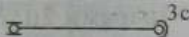
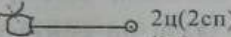

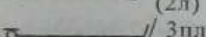
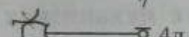
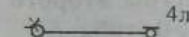
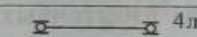

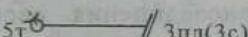
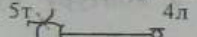
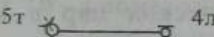
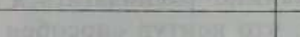
1	2	3
17 		
18 		
19 		
20 		
21 	1	-1
22 		
23 		
24 		
25 		
26 		
27 		
28 		
29 	0	0
30 		
31 		
32 		

Таблица 7 – Виды и свойства контуров II класса
 $-4 \leq q_{II} \leq -1$ ($1 \leq W_{II} \leq 4$)

	Схема	q_{II}	W_{II}
1	4л  3с		
2	5т  2ц(2сп) (2л)		
3	5т  2сп(2ц) (2л)	-1	1
4	4л  3пл		
5	3л  4л		
6	3л  4л		
7	4л  4л		
8	5т  3с(3пл)	-2	2
9	5т  3пл(3с)		
10	5т  4л		
11	5т  4л	-3	3
12	5т  5т	-4	4

В рычажных механизмах наиболее часто встречаются пары 1в и 1п. При наличии таких пар контуры II класса имеют наибольшее число избыточных связей, равное четырем.

При синтезе механизмов с оптимальной структурой, т.е. при устранении избыточных связей, необходимо заменять в контурах второго класса малопод-

вижные пары 1в, 1п, 2л парами с бóльшим, достаточным числом подвижностей.

Так, например, пары 1в в контурах II класса заменяют парами 2ц, 2сп, 3с, пары 1п – парами 2ц, 3пл, 4л, пары 2л – парами 3л, 5т.

При решении конкретных задач по синтезу механизмов без избыточных связей удобно воспользоваться приведенными табл. 6 и 7.

Совместный анализ табл. 5, 6 и 7 показывает, что источниками избыточных связей в механизмах произвольной структуры являются контуры второго класса, но только в тех случаях, когда $q_{II} > 0$ (табл. 6).

Отрицательные значения числа избыточных связей в контурах II класса (табл. 7) указывают на возможность образования с помощью этих контуров простейших механизмов путем присоединения свободных элементов кинематических пар к контуру нулевого класса – стойке.

Элементы и оси кинематических пар в контуре второго класса могут взаимно располагаться в пространстве таким образом, что контур способен приобретать собственную подвижность, при наличии которой им утрачивается соответствующее свойство преобразования движения и механизм может быть лишен основной подвижности.

Таким образом, в качестве одного из принципов оптимизации структуры механизмов можно рекомендовать недопущение собственной подвижности в контурах второго класса, если только собственная подвижность этих контуров не обусловлена функциональной необходимостью.

Структурной основой двухпорных вращающихся валов и осей также являются контуры второго класса. В таких схемах собственная подвижность вала или оси приводит к увеличению числа избыточных связей.

На рис.16 показано структурно – геометрическое преобразование в контуре II класса с парами 1в, при котором происходит дискретное изменение числа избыточных связей.

При идеальной соосности пар 1в и абсолютной жесткости вала – контура II класса

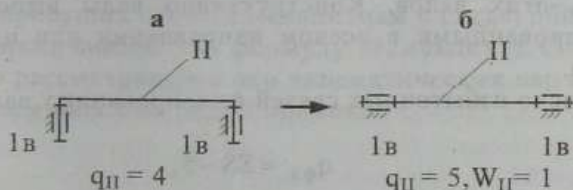


Рисунок 16 - Геометрическое преобразование контура второго класса

две кинематические пары 1в можно считать за одну пару, а контур второго класса станет контуром первого класса. В результате получается простейший механизм I класса (см. рис.1 лекция 1 и рис.12 лекция 2).

Изгибная и продольная податливости вала, несоосность пар 1в, обусловленная технологическими погрешностями, указывают на то, что $q_{II} = 4$ на схеме рис.16 б сохраняется, а с учётом невозможности использования преобразования одного из вращательных движений в поступательное, фактически на схеме б, рис.16, будет проявление пяти избыточных связей.

Повышение работоспособности и надежности на практике возможно, если в качестве двухопорного, с изгибной и продольной податливостями, вала применить контур второго класса с парами 3с и 4л (табл.7, схема 1), для которого действительно $q_{II} = -1, W_{II} = 1$.

В зубчатых передачах – редукторах и коробках скоростей применяют в основном двухопорные валы [4]. Различные типы подшипников качения, применяемые в качестве опор валов в редукторах и коробках скоростей, по-разному влияют на самоустанавливаемость этих валов. Конструктивно валы выполняют фиксированными в осевом направлении или плавающими.

Число избыточных связей фиксированных валов

$$q_{ф.в.} = \Sigma S - 5,$$

а плавающих валов

$$q_{п.в.} = \Sigma S - 4,$$

где ΣS - суммарное число связей на опорах вала.

Задания для самостоятельной работы

1 По данным табл. 5 составьте несколько схем манипуляторов, стремясь достигнуть максимальных значений W при минимальном числе контуров первого класса.

2 Исследуйте полученные схемы на маневренность*, наблюдая изменение структуры манипулятора за счёт образования контура второго класса.

3 Проанализируйте таблицы 6 и 7 с целью выявления особых свойств отдельных контуров второго класса, присущих осевым механизмам с пятью общими условиями связей (см. формулу 18, лекция 3). С этой целью рассматривайте оси кинематических пар контура, находящиеся на одной прямой.

Задачи

Определите число диад, число автономных контуров первого класса и число автономных контуров второго класса для схем механизмов а, ..., з (см. лекцию 1, стр. 26).

* Маневренность является подвижностью манипулятора при замыкании схвата на стойку.

Лекция 3

Вопросы лекции

Подвижность механизмов. Новые формулы подвижности.

Оптимизация структуры рычажных, зубчатых и кулачковых механизмов.

3.1 Число степеней свободы механизма. Синтез механизмов оптимальной структуры

Формулы Сомова–Малышева и Чебышева определяют число степеней свободы механизма в зависимости от числа подвижных звеньев и числа кинематических пар, имеющих различные подвижности и подразделяющихся на различные классы по числу условий связи [1].

Учет контурозвенного строения механизмов [6] позволяет определять число степеней свободы механизма как сумму числа степеней свободы входящих в механизм контуров первого и второго классов:

$$W = \Sigma W_I + \Sigma W_{II}. \quad (9)$$

Формула (9) дает возможность применить табл. 5, 6 и 7 (лекция 2) для решения задач структурного синтеза статически определимых, самоустанавливающихся (без избыточных связей) механизмов с заданным числом W .

Выполним структурный синтез механизма по условию

$$W = \Sigma W_I + \Sigma W_{II} = 1 + 1 - 1 = 1,$$

с этой целью выберем из таблицы 5 два контура I класса по схеме 1, а из таблицы 6 возьмем контур II класса по схеме 17.

В результате структурного сложения выбранных контуров и присоединения полученной цепи свободными элементами соответствующих кинематических пар к стойке получим оптимальный в структурном отношении механизм шарнирного четырехзвенника (см. рис. 17).

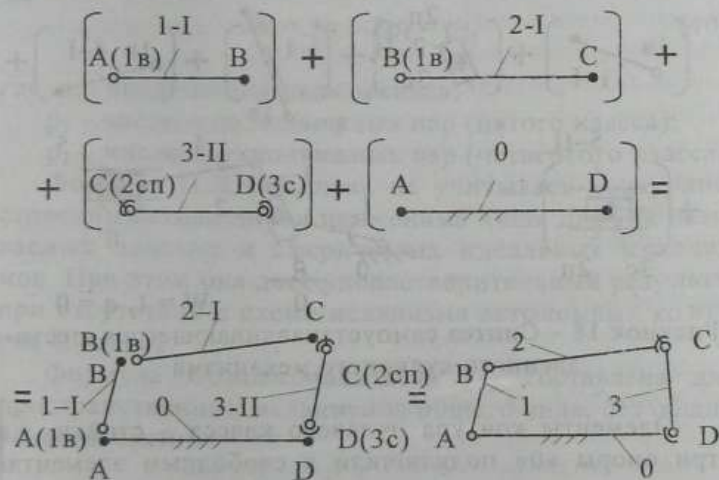


Рисунок 17 – Синтез шарнирного четырехзвенника оптимальной структуры

Рассмотрим пример синтеза шестизвенного механизма оптимальной структуры по формуле

$$W = 1 - 1 + 1 + 1 - 1 = 1.$$

Выберем из таблицы 5 два контура I класса по схеме 1 и один контур I класса по схеме 5. Из таблицы 6 выберем контуры II класса по схеме 19. В результате структурного сложения контуров 1-I, 2-II, 3-I, 4-I и 5-II получим самоустанавливающийся шестизвенный кулисный механизм (см. рис. 18).

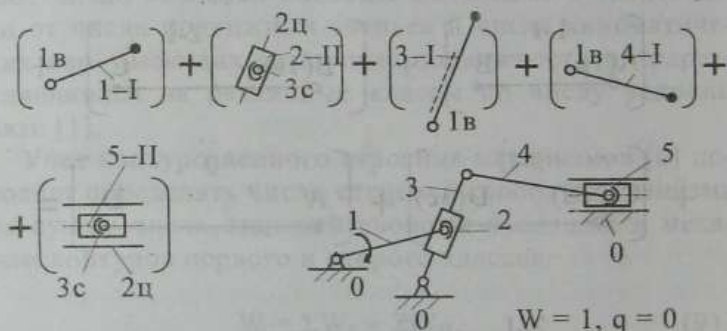


Рисунок 18 – Синтез самоустанавливающегося шестизвенного кулисного механизма

Элементы контура нулевого класса – стойки, т.е. три опоры «0» подключили к свободным элементам соответствующих кинематических пар синтезированной цепи подвижных звеньев 1, 2, 3, 4 и 5.

Синтез механизмов оптимальной структуры по заданному числу степеней свободы, наиболее часто при

$W = 1$, является важной практической задачей. Рассмотренные примеры показывают, что предлагаемый метод синтеза с использованием таблиц контуров первого и второго классов прост и нагляден.

Применение формулы (9) наиболее удобно при использовании схем контуров первого класса с подвижностью $W_I = +1$ и контуров второго класса — с подвижностью $W_{II} = -1$.

Нередко на практике приходится решать задачу корректировки структуры многозвенных механизмов с большим числом избыточных связей.

Первичная оценка структурного состояния механизма выполняется по формуле П.Л.Чебышева [1]:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2, \quad (10)$$

где n — число подвижных звеньев;

p_1 — число одноподвижных пар (пятого класса);

p_2 — число двухподвижных пар (четвертого класса).

Формула П.Л.Чебышева не учитывает контурного строения механизмов и применима лишь для так называемых плоских и сферических идеальных механизмов. При этом она дает удовлетворительный результат при отсутствии в схеме механизма автономных контуров II класса.

Формула Сомова-Малышева [1] составлена для пространственных механизмов общего вида, без общих условий связи:

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5. \quad (11)$$

В этой формуле n – число подвижных звеньев, а p_1, p_2, \dots, p_5 – соответственно число одно-, двух-, ..., пятиподвижных пар, входящих в механизм.

Формула (11), как и формула (10), не отражает контурного строения механизмов и результат, получаемый по этим формулам, трудно поддается анализу.

Наиболее часто приходится решать задачу устранения избыточных связей в плоских механизмах, то есть переходить от механизма с тремя общими условиями связи к механизму без общих условий связи [4, 5]. В этом случае формулы Чебышева и Сомова-Малышева используются для контроля решений.

Сложность структурной оптимизации механизмов с применением этих формул заключается в том, что приходится решать задачу с большим числом неизвестных при ограниченном числе уравнений, решение идет методом анализа подвижностей в укрупненных контурах Гофмана, при этом появляются кинематические пары, часть подвижностей которых отдается одному контуру, а часть – другому [4].

При другом подходе [5] решение оптимизационных задач ведется с применением искусственного приема, заключающегося в размыкании и последующем замыкании ветвей кинематической цепи механизма.

Методы структурной оптимизации механизмов, предложенные Решетовым и Кожевниковым сложны и неоднозначны, их применение не исключает допущения ошибок.

Контурозвенный метод в решении структурных задач позволяет, с одной стороны, упростить формулы подвижности, следовательно, упростить контроль решений, а с другой стороны, получить новые зависимо-

сти для определения числа избыточных связей, применение которых полностью исключает сложности решений, заложенные в двучлене $(q-W)$ [4].

Определение функций контуров - звеньев первого и второго классов в составе механизма, раскрываемое на основании свойств этих контуров (см. лекцию 2), позволяет наблюдать структурную прозрачность на уровне существования контуров - звеньев, что, например, очень важно при выяснении влияния собственной подвижности контуров второго класса на число избыточных связей.

Новые структурные формулы подвижности пространственных и плоских механизмов получены на базе закона строения механизмов и учитывают их контурное строение.

Число степеней свободы пространственного механизма без общих условий связи определяется по формуле

$$W = \Sigma H - 6n_{II}, \quad (12)$$

где ΣH - суммарное число подвижностей кинематических пар механизма;

n_{II} - число контуров второго класса в составе механизма.

Если в состав механизмов без общих связей входят только кинематические пары Iв и Iп, то формула (12) преобразуется к виду

$$W = n_I - 4n_{II}. \quad (13)$$

Число степеней свободы плоского механизма с одно- и двухподвижными парами

$$W = \Sigma H - 3n_{II}. \quad (14)$$

Число степеней свободы плоского механизма с одноподвижными вращательными и поступательными парами равно разности числа контуров первого и второго классов:

$$W = n_I - n_{II}. \quad (15)$$

Входящие в формулы (12) – (15) числа n_I и n_{II} определяются по формулам (1) и (2) (см. лекцию 1).

Число степеней свободы плоского механизма с парами $1v$ и $1n$ и с автономными контурами второго класса

$$W = n_I - N_d, \quad (16)$$

где N_d – число диад.

Число степеней свободы плоских и пространственных механизмов с парами $1n$ равно числу контуров первого класса в их составе:

$$W = 2n - p_{1n} = n_I. \quad (17)$$

Подвижность осевых винтовых, телескопических, втулочно-цилиндрических механизмов с одноподвижными парами, имеющих пять общих условий связи, равна сумме контуров первого и второго классов:

$$W = n_I + n_{II}. \quad (18)$$

3.2 Число избыточных связей плоского рычажного механизма и оптимизация его структуры

Механизм спарника тепловоза (рис.19) содержит четыре подвижных звена. Дополнительный шатун 4 предназначен для выведения механизма из мертвого положения.

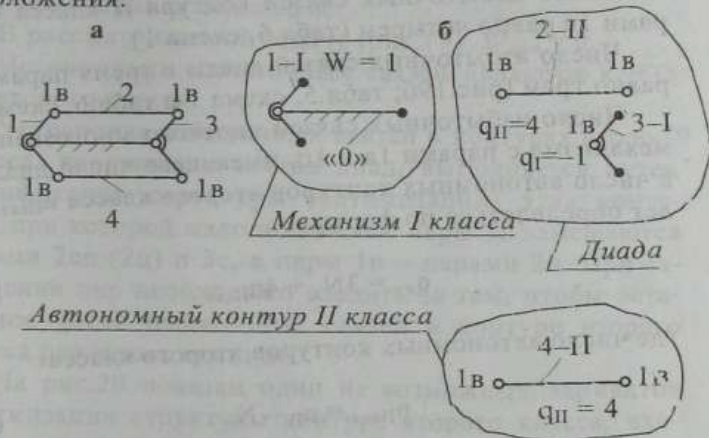


Рисунок 19 – Механизм спарника тепловоза:

а – схема механизма;

б – структурный состав механизма

Число кинематических пар в механизме

$$p_2 = p_1 = 6.$$

В соответствии с законом строения механизмов (см. лекцию 1) число контуров первого класса

$$p_1 = 2n - p_2 = 2 \times 4 - 6 = 2,$$

число контуров второго класса

$$n_{II} = p_1 - n = 6 - 4 = 2.$$

Контур 1-I со стойкой «0» образуют механизм I класса, контуры 2-II и 3-I составляют диаду. Контур 4-II – внедиадный, автономный.

Число избыточных связей контура II класса с парами Iв равно четырем (табл.6, схема 1).

Число избыточных связей диады с тремя парами Iв равно трем (рис.19б; табл.5, схема 1 и табл.6, схема 1).

Число избыточных связей плоского многозвенного механизма с парами Iв и Iп, имеющего число диад N_d , а число автономных контуров второго класса $n_{IIавт}$ будет определяться по формуле

$$q_{пл} = 3N_d + 4n_{IIавт}, \quad (19)$$

где число автономных контуров второго класса

$$n_{IIавт} = n_{II} - N_d. \quad (20)$$

Число диад N_d в составе механизма определяют при выполнении структурного анализа механизма.

Расчленение механизма на контуры первого и второго классов в соответствии с законом строения, объединение отдельных контуров первого и второго классов в диады позволяют наглядно определить как наличие автономных контуров второго класса, так и автономных контуров первого класса. Примыкающие к контуру нулевого класса – стойке автономные контуры первого класса образуют механизм первого класса

с указанием числа обобщенных координат механизма, т.е. числа степеней свободы механизма.

Не примыкающие к стойке автономные контуры первого класса привносят в механизм дополнительные подвижности.

На рис.19б дана картина структурного состава механизма спарника тепловоза.

В рассматриваемой задаче (рис.19) $W_{\text{доп}} = 0$.

Источниками избыточных связей являются контуры второго класса.

Устранение избыточных связей в контурах второго класса, входящих в состав диад, выполняется путем модификации структуры (оптимизации) этих контуров, при которой малоподвижные пары 1в замещаются парами 2сп (2ц) и 3с, а пары 1п – парами 2ц. При замещении пар необходимо следить за тем, чтобы остаточное число избыточных связей в контуре второго класса равнялось единице.

На рис.20 показан один из возможных вариантов оптимизации структуры контура второго класса, входящего в состав диады.



Рисунок 20 – Оптимизация структуры диадного контура II класса

Модифицированный диадный контур второго класса с числом избыточных связей $q_{II}^1 = 1$ и входящий в диаду контур первого класса с парой 1в и $q_I = -1$ в со-

вокупности обеспечивают оптимальную структуру диады:

$$q_{\text{диады}} = q_I + q_{II} = -1 + 1 = 0.$$

Входящий в состав механизма автономный контур второго класса должен быть модифицирован до уровня $q_{II\text{авт}} = 3$. Оставшиеся при этом три избыточные связи могут быть устранены путем добавления дополнительного контура первого класса с $q_{I\text{доп}} = -3$ (см. рис.21).

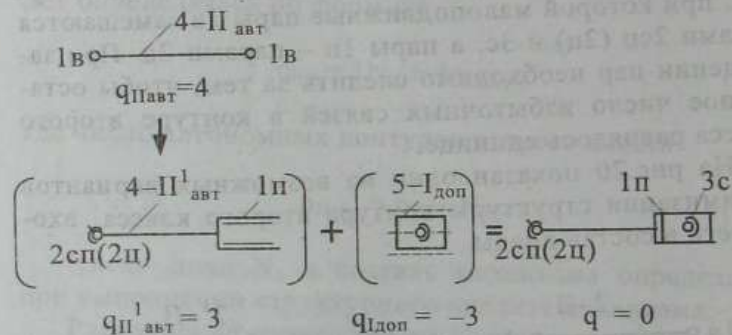
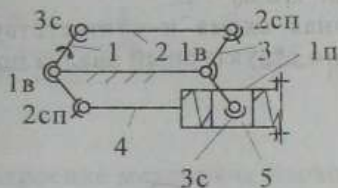


Рисунок 21 – Устранение избыточных связей в автономном контуре второго класса методом его модификации и добавлением контура первого класса

Схема самоустанавливающегося механизма спарника тепловоза показана на рис. 22.



$$W = 1, \\ q = 0.$$

Рисунок 22 – Механизм спарника тепловоза без избыточных связей

Поступательное движение ползуна 5 относительно направляющих звена 4 ограничивается введением пружин, натяг которых регулируется.

Заметим, что при решении задачи оптимизации структуры механизма спарника тепловоза были использованы схемы 7 и 17 из таблицы 6, а также схема 12 из таблицы 5.

3.3 Зубчатые механизмы. Оптимизация структуры

Зубчатые механизмы содержат наряду с низшими кинематическими парами типа 1в, 1п, 2ц, 3с, 2сп пары типа 2л, 3л, 5т.

В плоских зубчатых механизмах зацепления представляют собой пары 2л, наличие которых принципиально влияет на строение таких механизмов.

Контурное строение трехзвенного плоского зубчатого механизма, в котором $n = 2$, $p_{\Sigma} = 3$, определим по формулам (1) и (2) (см. лекцию 1):

$$n_I = 2n - p_{\Sigma} = 2 \times 2 - 3 = 1, \\ n_{II} = p_{\Sigma} - n = 3 - 2 = 1.$$

Очевидно, что $n_0 = 1$.

Структурная схема и соответствующий полученному решению структурный анализ показаны на рис. 23.

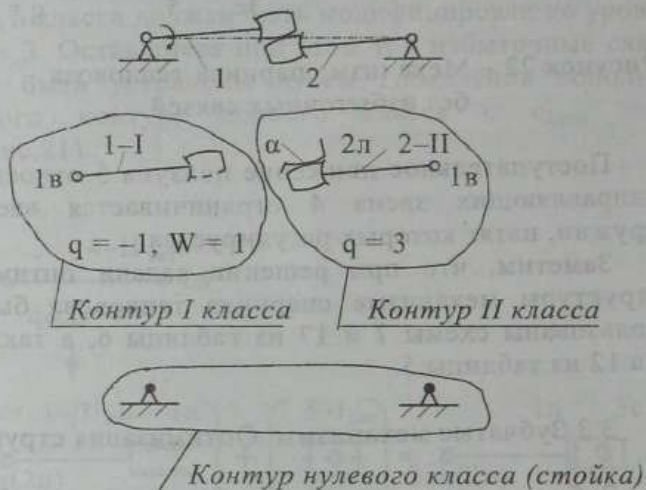


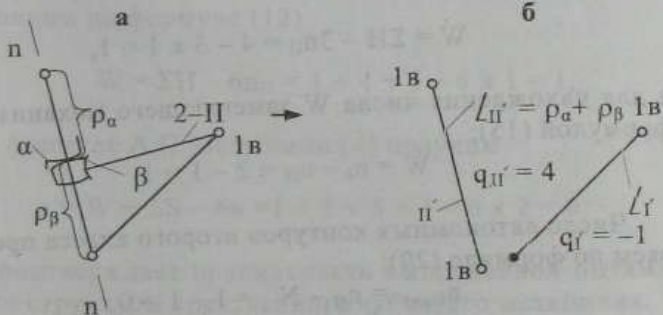
Рисунок 23 – Структурный анализ трехзвенного плоского зубчатого механизма

По таблице 5, схема б контур 1-1 имеет $q_1 = -1$. Совместно с контуром нулевого класса (стойкой) этот контур образует механизм первого класса с $W = 1$ (см. рис.24).



Рисунок 24 – Строение механизма первого класса в составе трехзвенного зубчатого механизма

Контур второго класса 2 – II с парами 2л и 1в обладает свойствами диады, в состав которой входят пары 1в – 1в – 1в (рис.25).



$$q_{2-II} = \sum S - 6 = 5 + 4 - 6 = 3$$

$$q_{\text{диады}} = q_{II'} + q_{I'} = 4 - 1 = 3$$

Рисунок 25 – Замена контура второго класса с парами 2л – 1в диадой с парами 1в – 1в – 1в

Диаду $1в - 1в - 1в$ следует понимать как фиктивное образование, так как длины звеньев в этой диаде L_I и L_{II} величины переменные и зависящие от переменной кривизны профилей α и β , образующих пару $2л$. Тем не менее эквивалентность замены высшей пары $2л$ контуром второго класса с парами $1в - 1в$ прослеживается как на уровне соблюдения законов относительного движения звеньев [1], так и при определении числа избыточных связей, что подтверждают расчеты, выполненные по рис.25 ($q_{2-II} = q_{диалы} = 3$).

Число степеней свободы основного зубчатого и заменяющего механизмов должно быть одинаковым.

Для нахождения числа степеней свободы плоского зубчатого трехзвенного механизма воспользуемся формулой (14):

$$W = \Sigma H - 3n_{II} = 4 - 3 \times 1 = 1,$$

а для нахождения числа W заменяющего механизма – формулой (15):

$$W = n_I - n_{II} = 2 - 1 = 1.$$

Число автономных контуров второго класса проверяем по формуле (20):

$$n_{II\text{авт}} = n_{II} - N_d = 1 - 1 = 0.$$

Избыточные связи необходимо устранять в реальном зубчатом механизме, а именно в контуре II класса с парами $2л - 1в$. По таблице 6 для этих целей подходят контуры II класса с парами $3л - 3с$ (схема 25), $5т - 1в$ (схема 27), $2л - 4л$ (схема 30), для которых $q = 0$. Целесообразность выбора того или иного контура

второго класса с высшей парой и оптимальной структурой ($q = 0$) может быть продиктована конструктивными соображениями.

Представляет большой практический интерес вариант контура II класса $5T - 1B$, который реализуется при применении в зубчатом механизме круговинтового точечного зацепления М.Л. Новикова (см. рис. 26).

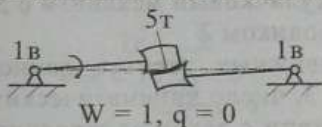


Рисунок 26 – Зубчатый механизм с точечным зацеплением Новикова

Проверку числа степеней свободы этого механизма выполним по формуле (12)

$$W = \Sigma H - 6n_{II} = 1 + 1 + 5 - 6 \times 1 = 1,$$

а по формуле А.П.Малышева [4] получим

$$q = W + \Sigma S - 6n = 1 + 5 + 5 + 1 - 6 \times 2 = 0,$$

что подтверждает правильность выполненной оптимизации структуры трехзвенного зубчатого механизма.

3.4 Кулачковые механизмы. Оптимизация структуры

В кулачковые механизмы с целью замены трения-скольжения трением-качения вводят дополнительное звено-ролик на вращающейся оси (см. рис. 27).

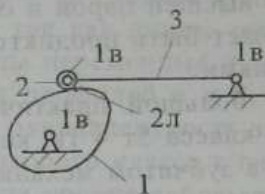


Рисунок 27 – Кулачковый механизм с дополнительным роликом 2

Число подвижных звеньев данного кулачкового механизма $n = 3$, число кинематических пар $p_{\Sigma} = 4$.

В соответствии с законом строения механизмов по формулам (1) и (2) (лекция 1), получим число контуров I класса $n_I = 2n - p_{\Sigma} = 2 \times 3 - 4 = 2$ и число контуров II класса $n_{II} = p_{\Sigma} - n = 4 - 3 = 1$.

Очевидно, что $n_0 = 1$.

Разложение этого механизма на контуры первого и второго классов показано на рис. 28.

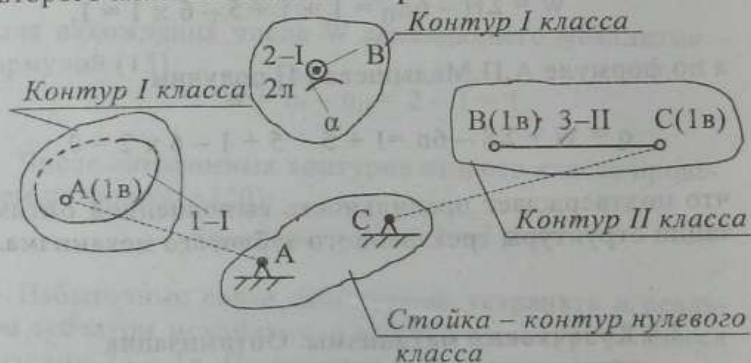


Рисунок 28 – Контурное строение кулачкового механизма

Для определения числа степеней свободы кулачкового механизма выполним замену высшей пары 2л в контуре 2-I.

На рис.29 контур 2-I изображен увеличенным и место присоединения В свободного элемента пары В (1в) условно смещено в сторону.

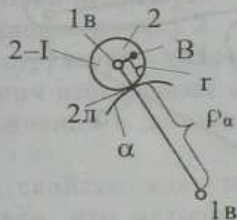


Рисунок 29 – Замена пары 2л в контуре 2-I

В результате замены получаем дополнительное фиктивное звено длиной $L = r + \rho_{\alpha}$ с парами 1в по концам этого звена.

Таким образом, после замены кинематической пары 2л в составе механизма появляется дополнительное структурное образование, в котором к имеющемуся звену 2 добавилось дополнительное звено с двумя парами 1в.

В соответствии с законом строения механизмов при $n = 2$ и $p_{\Sigma} = 2$ (рис.29) число контуров первого класса равно $n_1 = 2n - p_{\Sigma} = 2 \times 2 - 2 = 2$, а число контуров второго класса равно $n_{II} = p_{\Sigma} - n = 2 - 2 = 0$.

Общее число подвижных звеньев в кулачковом механизме после замены пары 2л равно $n = 3 + 1 = 4$,

число кинематических пар $p_{\Sigma} = p_1 = 5$. Число контуров первого класса стало равным $n_I = 2n - p_1 = 2 \times 4 - 5 = 3$, число контуров второго класса $n_{II} = p_{\Sigma} - n = 5 - 4 = 1$.

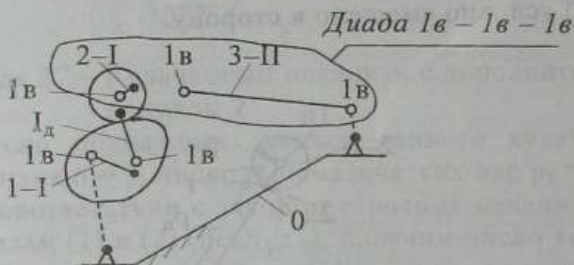


Рисунок 30 – Контурное строение кулачкового механизма после замены пары 2л

Контур 2-1 с парой 1в и контур 3-II с двумя парами 1в образуют диаду 1в - 1в - 1в (рис.30). Два внедиадных автономных контура первого класса 1-I и I_d определяют число основной и дополнительной (местной) степени свободы механизма, что подтверждается формулой (15):

$$W = n_I - n_{II} = 3 - 1 = 2.$$

Данное решение справедливо, т.к. в механизме отсутствуют автономные контура II класса:

$$n_{II\text{авт}} = n_{II} - N_d = 1 - 1 = 0.$$

При наличии автономных контуров II класса без-
ошибочное нахождение числа степеней свободы плос-
кого механизма следует выполнять по формуле (16).

Полученное значение $W = 2$ для кулачкового меха-
низма с роликом можно подразделить на основную
степень свободы $W_{осн} = 1$, определяемую движением
кулачка I и соответствующую обобщенной координате
механизма, и дополнительную степень свободы
 $W_{доп} = 1$, принадлежащую ролику 2.

Оптимизация структуры кулачкового механизма
состоит в устранении избыточных связей при условии
сохранения его основной и дополнительной степеней
свободы.

Исследования свойств контуров I и II класса
(лекция 2) показало, что источниками избыточных
связей в механизмах являются только контуры II
класса (см. табл.6). В рассматриваемой задаче
(рис.30) таким контуром является контур 3-II с ки-
нематическими парами $1в - 1в$, имеющий четыре из-
быточных связи. Этот контур входит в диаду $1в - 1в -$
 $1в$, число избыточных связей которой $q_{диады} = 3$. Ранее,
при исследовании механизма спарника тепловоза и
зубчатого механизма, было установлено, что устрани-
ние избыточных связей в диаде вида $1в - 1в - 1в$ вы-
полняется путем замены контура II класса $1в - 1в$ по
таблице 6 контуром $3с - 2сп$ (схема 17), или контуром
II класса $2ц - 3с$ (схема 18), или контуром II класса
 $1в - 4л$ (схема 20).

Выбор одного из трех названных контуров, имею-
щих $q_{II} = 1$, может определяться конкретными конст-
руктивными соображениями.

Один из возможных вариантов схемы самоустанавливающегося кулачкового механизма с числом $W = 2$ показан на рис.31.

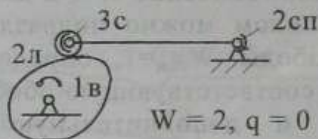


Рисунок 31 – Схема кулачкового механизма оптимальной структуры

Проверка по формуле А.П.Малышева подтверждает полученный результат:

$$q = W + \Sigma S - 6n = 2 + (5 + 4 + 3 + 4) - 6 \times 3 = 0.$$

Проверка по формуле (12) подтверждает, что после устранения избыточных связей число степеней свободы кулачкового механизма $W = 2$ сохранилось:

$$W = \Sigma H - 6n_{II} = 8 - 6 \times 1 = 2.$$

Таким образом, достигнута оптимизация структуры кулачкового механизма при заданном условии

$$W = W_{осн} + W_{доп} = 1 + 1 = 2.$$

Задания для самостоятельной работы

1 Выполните синтез одной, двух схем механизмов без избыточных связей с использованием таблиц 5, 6, 7 (см. лекцию 2) и формулы (9).

2 Выведите самостоятельно формулу (12) подвижности механизмов без общих условий связи. Для вывода используйте формулу (2) (лекция 1), имея также в виду, что для любой пары $H + S = 6$, а подвижность механизма $W = 6n - \sum S$ [1].

3 С учётом того, что для механизмов с одноподвижными парами $\sum H = n_I + 2n_{II}$, получите самостоятельно формулу (13).

4 Выберите схемы механизмов в задачах а, ..., з (лекция 1), в которых существуют автономные контуры второго класса, аналогичные автономному контуру второго класса в спарнике тепловоза.

Задачи

Устраните избыточные связи в схемах механизмов а, ..., з (см. лекцию 1).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Контурозвенное исследование структуры механизмов выявило два основных метода в решении задач структурного синтеза механизмов по условию самоустанавливаемости:

- метод модификации кинематических пар в контурах второго класса;
- метод введения дополнительных контуров первого класса.

Метод модификации кинематических пар в контурах второго класса позволяет оптимизировать структуру механизма при минимально возможном числе подвижных звеньев. Он требует применения технологического оборудования, которое позволяет получать, кроме цилиндрических и плоских, также сферические, эвольвентные, круговинтовые и некоторые другие поверхности.

Метод введения дополнительных контуров первого класса с одноподвижными парами в технологическом отношении проще метода модификации кинематических пар, т.к. позволяет обходиться оборудованием для получения цилиндрических и плоских поверхностей.

Достаточно развитое подшипниковое производство, позволившее получать в массовом количестве самоустанавливающиеся сферические подшипники, метод обката в получении эвольвентных и круговинтовых поверхностей, а также другие современные технологии получения поверхностей высокого порядка дают перспективу широкого внедрения первого метода.

Второй метод может развиваться за счет разработки конструкций надежных многоподвижных компенсаторов. Примером применения такого компенсатора можно назвать карданную передачу.

У конструкторов в настоящее время есть широкий выбор технологических средств, чтобы создавать оптимальные в структурном отношении механизмы и машины.

1.1	Число степеней свободы механизмов	12
1.2	Системы механизмов	12
1.3	Число зубчатых зацеплений в зубчатых механизмах и структура	12
1.4	Зубчатые механизмы. Оптимизация структуры	12
1.5	Кулачковые механизмы. Структурный анализ	12
1.6	Характеристики кинематической цепи	12
1.7	Звенья	12
1.8	Заключенные механизмы	12
1.9	Список литературы	12

Список литературы

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин.- М : Наука, 1988.
2. Гохман Х.И. Основы познания и созидания пар и механизмов. Кинетика машин. -Одесса, 1890. -Т.1.
3. Ассур Л.В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации. -М.: Изд-во АН СССР, 1952.
4. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. - М.: Машиностроение, 1985.
5. Кожевников С.Н. Основание структурного синтеза механизмов. -Киев: Наукова думка, 1979.
6. Дрягин Д.П. Закон строения механизмов // Вісник Сумського державного університету. - №2 (13). -1999.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Введение.....	4
Лекция 1	
1.1 Основные понятия и определения. Кинематические пары. Стойка.....	6
1.2 Закон строения механизмов.....	12
1.3 Контуры первого и второго классов плоских механизмов.....	14
1.4 Анализ контурного строения механизмов.....	17
Задания для самостоятельной работы.....	25
Задачи.....	26
Лекция 2	
2.1 Свойства и виды контуров первого класса.....	27
2.2 Свойства и виды контуров второго класса.....	32
Задания для самостоятельной работы.....	41
Задачи.....	41
Лекция 3	
3.1 Число степеней свободы механизма. Синтез механизмов оптимальной структуры.....	42
3.2 Число избыточных связей плоского рычажного механизма и оптимизация его структуры.....	49
3.3 Зубчатые механизмы. Оптимизация структуры.....	53
3.4 Кулачковые механизмы. Оптимизация структуры.....	57
Задания для самостоятельной работы.....	63
Задачи.....	63
Заключение.....	64
Список литературы.....	66

Навчальне видання

Дрягін Дмитро Прокопович

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

на тему “Будова механізмів” до вивчення розділу
“Структура механізмів”

курсу “Теорія механізмів та машин”
для студентів інженерно-технічних спеціальностей
денної та заочної форм навчання

Редактор М.Я. Сагун

Підп. до друку 18.09.2000.

Формат 60×84/16. Папір офс. № 1.

Офсет. друк. Ум. друк арк. 4,18. Ум. фарбо-відб. 4,18.

Обл. - вид. арк. 2,62. Наклад 150 пр.

Вид. № 157. Замовл. № 362

Видавництво СумДУ.

Р.с. № 34 від 11.04.2000.

40007, м. Суми, вул. Р.-Косакова, 2

“Ризоцентр” СумДУ. 40007, м. Суми, вул. Р.-Косакова, 2