

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева»

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания к лабораторной работе

Самара 2008

Составители: В.П. Тукмаков, Н.П. Коробова

УДК 621.01 (075)

Структурный анализ плоских механизмов: Метод. указания к лаб. работе / Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. *В.П. Тукмаков, Н.П. Коробова.* Самара, 2008. 16 с.

Методические указания содержат вопросы структуры и классификации механизмов.

Рекомендуется студентам инженерно-технических специальностей вуза при изучении курса "Теория механизмов и машин".

Подготовлены на кафедре общинженерной подготовки.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета.

Рецензент: С.В. Фалалеев

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Для кинематического и силового исследования механизмов необходимо знать их структуру, т. е. число звеньев, числа и классы кинематических пар и структурных групп, степень свободы.

Целью структурного анализа является определение класса механизма. Механизмы одного и того же класса имеют общие методы кинематического и силового расчёта.

Механизм может быть схематически представлен *звеньями* и их *соединениями*. *Рычажным* называют механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары.

Деталь или несколько неподвижно соединённых деталей, движущихся как единое целое, называют *звеном*. На рис. 1.1 показаны конструктивные формы и условные изображения звеньев. Звенья делятся на простые, входящие в две вращательные пары (рис. 1.1, а), и сложные, входящие в три вращательные пары (рис. 1.1, б, в, г).

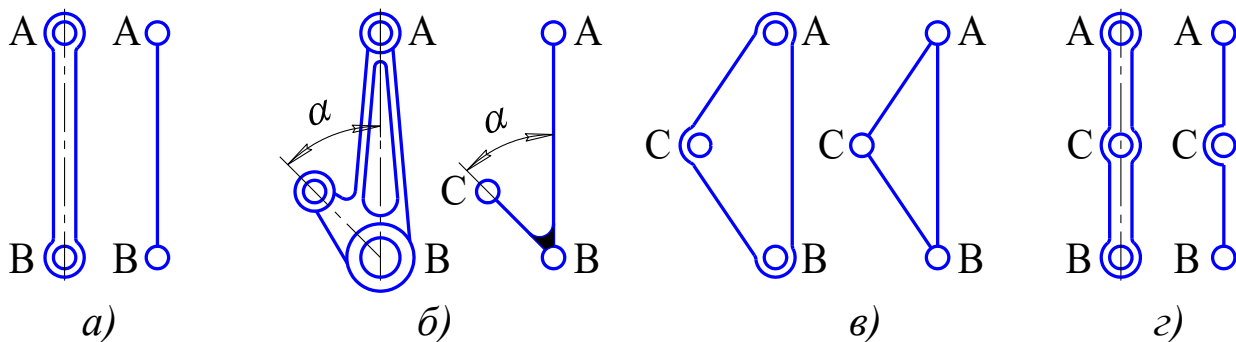


Рис. 1.1. Конструкция и схемы звеньев

В теории механизмов и машин звенья рассматривают как абсолютно твердые тела.

Соединение двух звеньев, обеспечивающее определённый характер их относительного движения, называется *кинематической парой*.

Кинематическая цепь – это последовательное соединение звеньев, входящих в кинематические пары.

Кинематические цепи могут иметь и неподвижные звенья. В кинематических схемах механизмов принято все неподвижные звенья объединять в одно, называемое *стойкой* (рис. 1.2). Стойку обозначают цифрой 0 и всегда обозначают штриховкой. Кинематические пары на схемах обозначают буквами, а звенья цифрами.

Различают *замкнутые* и *незамкнутые кинематические цепи*. В замкнутой цепи каждое звено входит не менее чем в две кинематические пары, в незамкнутой цепи есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару.

Механизмом называется кинематическая цепь (рис. 1.2), в которой

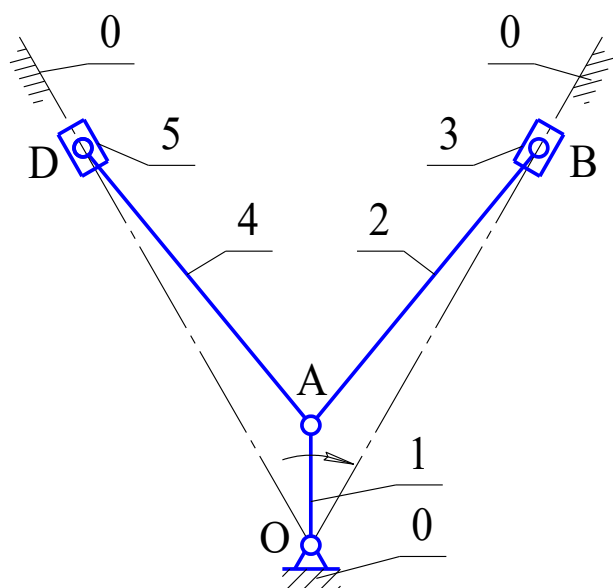


Рис. 1.2. Схема кривошипно-ползунного механизма

при заданном движении одного звена 1 или нескольких ведущих звеньев и при одном неподвижном звене (стойке 0), все остальные (2, 3, 4, 5) имеют вполне определённые однозначные движения.

Различают *входные* и *выходные звенья* механизма. *Выходным* называют звено, совершающее движение, для которого предназначен механизм. *Входным* называют звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемое движение выходного звена. Число входных звеньев равно числу степеней свободы механизма.

В курсе теории механизмов и машин механизм принято изображать в виде кинематической или структурной схемы.

Структурная схема механизма – схема механизма, указывающая стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение.

Кинематическая схема механизма – структурная схема с указанием размеров звеньев, необходимых для кинематического анализа механизма.

На рис. 1.2 показана схема кривошипно-ползунного механизма, где звено 1 – кривошип, совершающий непрерывное вращательное движение вокруг неподвижной оси, звенья 2, 4 – шатуны, образующие кинематические пары только с подвижными звеньями и совершающие плоскопараллельное движение, звенья 3, 5 – ползуны, совершающие возвратно-поступательное движение. Кривошипно-ползунный механизм один из самых распространённых, он является основным механизмом в поршневых машинах (двигатели внутреннего сгорания, компрессоры, насосы).

На рис. 1.3 показана схема кривошипно-коромыслового механизма, где звено 3, совершающее качательное движение вокруг неподвижной оси, называется коромыслом. Шарнирный четырехзвенный механизм служит для преобразования одного вида вращательного движения в другое.

На рис. 1.4 показана схема кулисного механизма, где звено 3, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару, называется кулисой. Кулисный механизм служит для преобразования одного вида вращательного движе-

ния в другое. Кулисой обычно называют звено с пазом, по которому перемещается ползун (кулисный камень) 2.

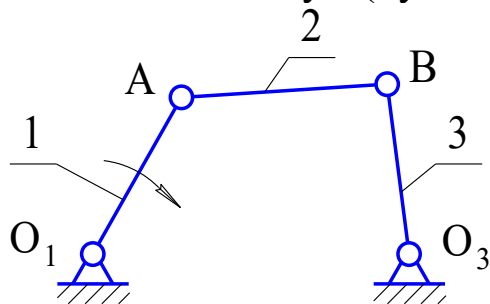


Рис. 1.3. Схема кривошипно-коромыслового механизма

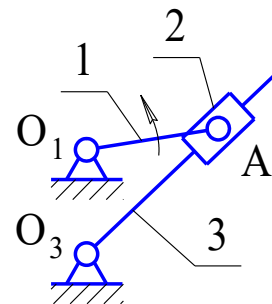


Рис. 1.4. Схема кулисного механизма

Механизмы классифицируют по различным признакам, и в первую очередь их делят на механизмы с низшими и высшими парами; те и другие могут быть плоскими и пространственными. Плоским называется механизм, все подвижные точки которого движутся в параллельных плоскостях. Механизм является пространственным, если подвижные точки его звеньев описывают неплоские траектории или траектории, лежащие в пересекающихся плоскостях.

После установления структурной схемы определяется степень подвижности механизма, для чего необходимо провести классификацию кинематических пар по характеру соприкосновения элементов и по числу условий связи. По характеру соприкосновения элементов кинематические пары делятся на высшие и низшие. Элементами кинематических пар называются части звеньев, входящие в соприкосновение. Ими могут быть точки, линии или поверхности. При этом линейный или точечный контакт понимается как первоначальный – при соприкосновении звеньев без усилия. Геометрия элементов кинематических пар определяет характер относительного движения звеньев.

Низшими называются такие кинематические пары, в которых касание элементов происходит по поверхности.

Высшими кинематическими парами называются такие, в которых касание элементов происходит в точке или по линии. Высшие кинематические пары не имеют условных схематических изображений, поэтому их элементы изображаются в соответствии с очертаниями в натуре. Так на рис. 1.5 дано изображение высшей кинематической пары, образованной двумя зубьями зубчатых колес, кулачком 1 и толкателем 2 кулачкового механизма.

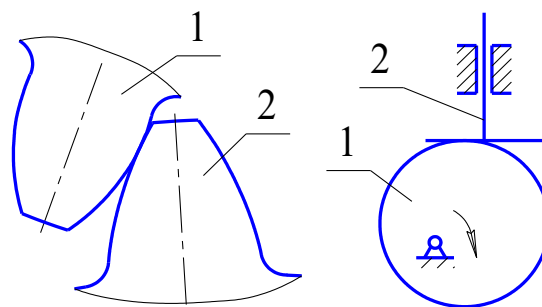


Рис. 1.5. Высшие кинематические пары

Одно из преимуществ низших кинематических пар по сравнению с высшими – возможность передачи больших сил, поскольку контактная поверхность соприкасающихся звеньев низшей пары может быть весьма значительна. Применение высших пар позволяет уменьшить трение в машинах (классический пример – шарикоподшипник) и получать нужные, самые разнообразные законы движения выходного звена механизма путем придания определённой формы звеньям, образующим высшую пару.

Каждая кинематическая пара налагает ограничения на относительные движения образующих её звеньев, называемые *условиями связи*. По числу условий связи S , наложенных парой на относительное движение звеньев, пары делятся на 5 классов. Класс кинематической пары совпадает с числом наложенных условий связи

$$S = 6 - H,$$

где H – число возможных относительных движений звеньев.

В табл. 1.1 показаны примеры кинематических пар, их подвижности и обозначения на структурных схемах.

Подвижность кинематической пары – число степеней свободы в относительном движении её звеньев. Различают одно-, двух-, трёх-, четырёх- и пятиподвижные кинематические пары (табл. 1.1).

В тех случаях, когда в механизме имеются *сложные шарниры*, соединяющие более двух звеньев, число кинематических пар в таком шарнире на единицу меньше.

Существуют общие закономерности в структуре (строении) самых различных механизмов, связывающие число степеней свободы W механизма с числом звеньев и числом и видом его кинематических пар. Эти закономерности носят название *структурных формул* механизмов.

Пусть пространственная кинематическая цепь состоит из n звеньев. Каждое из них обладает шестью степенями свободы, и для определения его положения в координатной системе требуется шесть координат. Но каждая кинематическая пара налагает на относительное движение звеньев количество ограничений, равное её классу. В итоге количество обобщенных координат кинематической цепи будет равно разности между общим числом координат m и произведением $i p_i$, (i – класс кинематической пары, p_i – количество кинематических пар разных классов).

Тогда из этих соображений получим структурные формулы: для пространственной кинематической цепи (формула Малышева)

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

для плоской кинематической цепи (формула Чебышева)

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где n – число подвижных звеньев.

Таблица 1.1 – Примеры кинематических пар

Число степеней свободы	Число условий связи	Схема пары и её подвижности	Вид пары	Условные обозначения
1	5		Вращательная	
1	5		Поступательная	
1	5		Винтовая	
2	4		Цилиндрическая	
2	4		Сферическая с пальцем	
3	3		Сферическая	
3	3		Плоскостная	
4	2		Цилиндр-плоскость	
5	1		Сфера-плоскость	

На рис. 1.6 показана схема незамкнутой пространственной кинематической цепи, которая содержит три подвижных звена ($n = 3$), одну сферическую пару А ($p_3 = 1$), одну цилиндрическую пару В ($p_4 = 1$) и одну вращательную пару С ($p_5 = 1$).

Тогда степень свободы кинематической цепи

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 6.$$

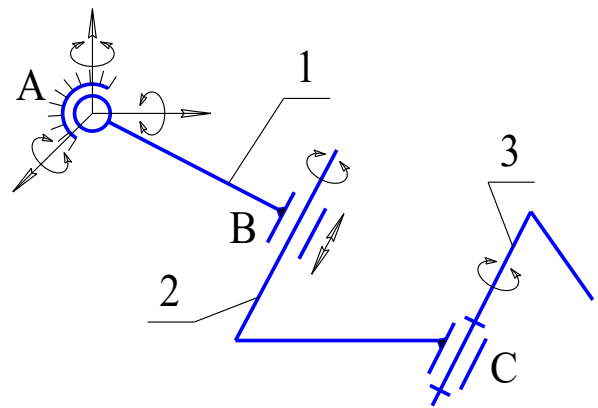


Рис. 1.6. Незамкнутая пространственная кинематическая цепь

При определении степени свободы механизмов могут встретиться *пассивные связи* и *лишние степени свободы*, не оказывающие влияния на движение механизма в целом. Такие связи и степени свободы не должны учитываться при определении степени свободы механизма.

На рис. 1.7, а звено 4 накладывает пассивные связи на движение механизма параллелограмма ($W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0$). При исключении пассивных связей (рис. 1.7, б) степень свободы механизма $W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$.

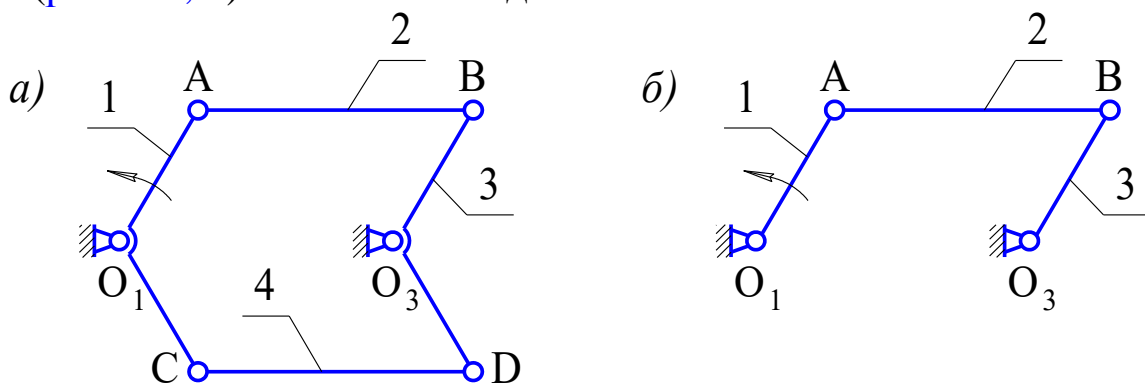


Рис. 1.7. Схемы шарнирных механизмов

Пассивные связи применяются в механизмах для увеличения их жесткости, распределения нагрузки и прохождения звеньев через мертвые положения.

На рис. 1.8, а показан кулачковый механизм с лишней степенью свободы. Лишняя степень свободы заключается в возможности ролика 3 вращаться вокруг собственной оси ($W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2$). Так как рабочая часть звена 3 имеет круглую форму, его вращение не влияет на кинематику остальных звеньев механизма. При исключении лишней степени свободы степень свободы механизма $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$ (рис. 1.8, б).

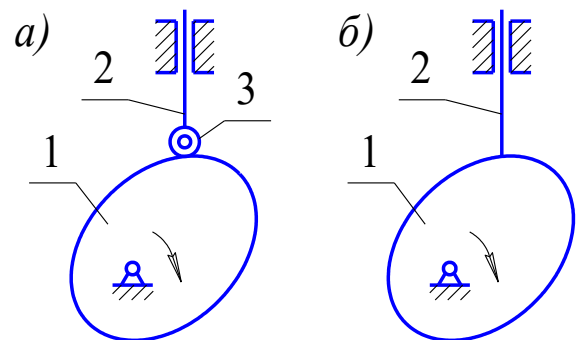


Рис. 1.8. Кулачковые механизмы

Лишние степени свободы применяются в механизмах для увеличения КПД и уменьшения износа.

На рис. 1.9, а показан механизм с пассивными связями и лишней степенью свободы ($W = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 8 - 1 = 1$), на рис. 1.9, б показан механизм, освобожденный от пассивных связей и лишней степени свободы ($W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1$).

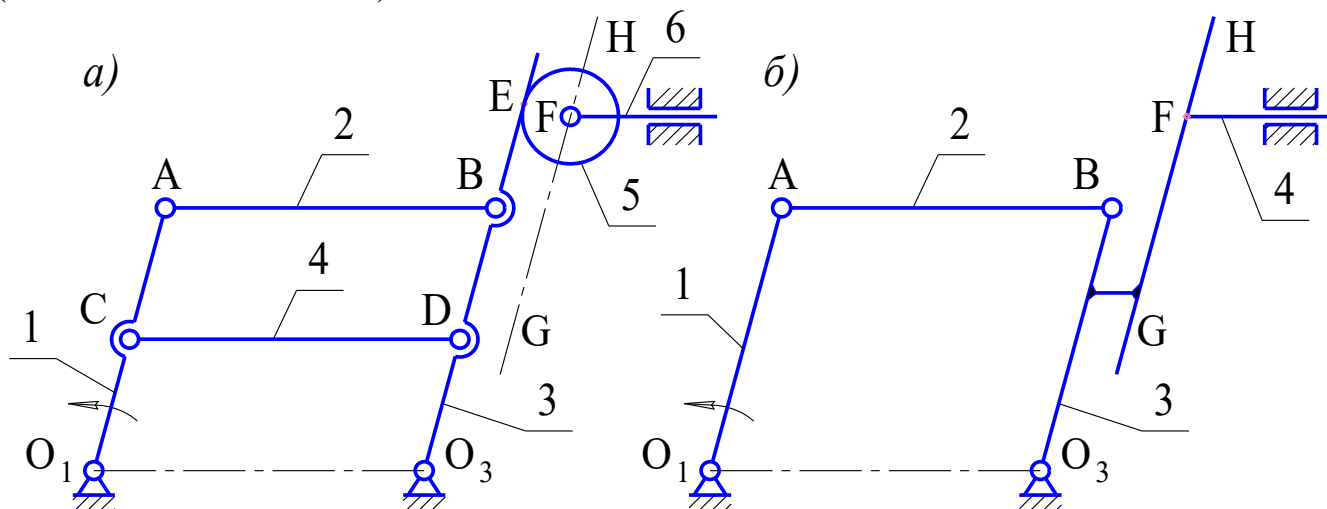


Рис. 1.9. Схемы механизмов

Структурным анализом называется разложение кинематической цепи механизма на ведущие звенья и структурные группы. Структурный анализ возможен, если соблюдаются следующие условия:

- число входных звеньев равняется числу степеней свободы механизма;
- входное звено входит в кинематическую пару со стойкой;
- все кинематические пары относятся к 5 классу.

Если в механизме имеются пары 4 класса, их следует заменить кинематической цепью, состоящей только из пар 5 класса.

По классификации Л. В. Ассура одно отдельно взятое входное звено, входящее в кинематическую пару со стойкой и обозначаемое стрелкой, условно называется механизмом первого класса (рис. 1.10). Входное звено может совершать как вращательное, так и поступательное движение. Так как механизмы первого класса обладают степенью свободы $W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$, то, если требуется получить механизм с одним входным звеном, присоединяемая к этому звену кинематическая цепь должна обладать нулевой степенью свободы.

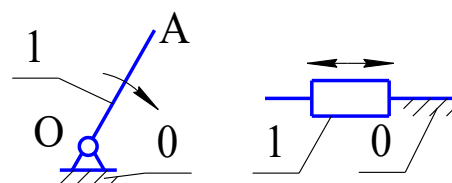


Рис. 1.10. Механизмы первого класса

Структурная группа – кинематическая цепь, число степеней свободы которой равно нулю относительно элементов её внешних пар и которая не может распасться на более простые структурные группы.

Если в плоской кинематической цепи отсутствуют высшие кинематические пары, то $W = 3n - 2p_5 = 0$. Отсюда следует, что $p_5 = 3/2n$. Число звеньев и пар может быть только целым, то в группах Ассура число звеньев n должно быть чётным, а число пар 5 класса – кратным трём.

Группа Ассура, состоящая из двух звеньев и трёх кинематических пар, всегда является группой второго класса. У групп Ассура различают порядок. *Порядок группы Ассура* определяется числом внешних кинематических пар, которыми группа присоединяется к механизму. У групп Ассура второго класса второго порядка различают ещё пять видов. *Вид группы Ассура* зависит от числа и расположения вращательных пар (рис. 1.11). Цифры под каждой группой Ассура читаются так: группа Ассура второго класса, второго порядка, первого вида и т. д.

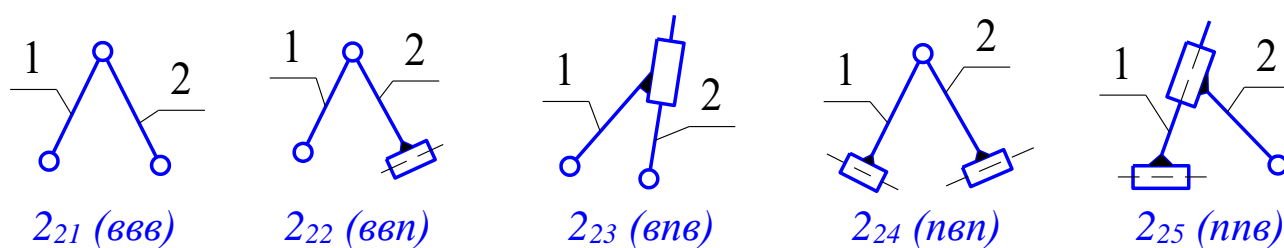


Рис. 1.11. Структурные группы Ассура 2 класса

Класс группы Ассура выше второго определяется числом внутренних кинематических пар, образующих замкнутый контур. У групп Ассура выше второго класса виды не различают. Группы Ассура различных классов показаны на рис. 1.12. *Класс механизма* определяется по наивысшему классу группы Ассура, входящей в механизм.

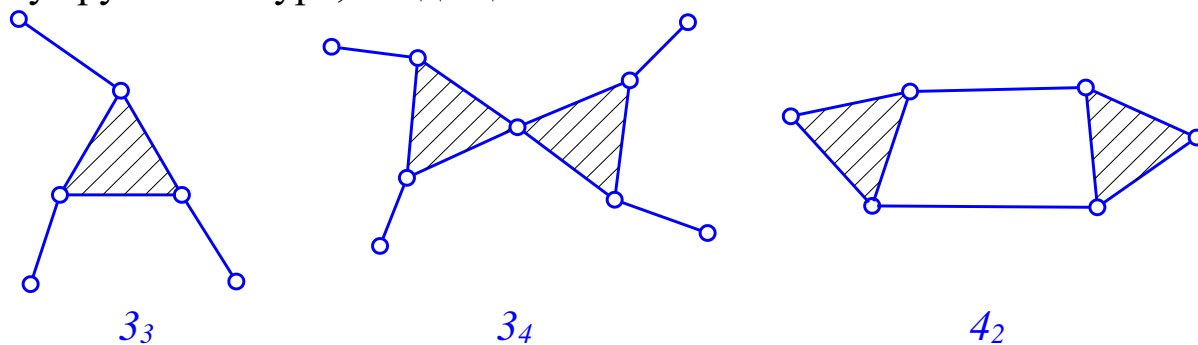


Рис. 1.12. Структурные группы Ассура 3 и 4 класса

При классификации плоских механизмов пользуются условной заменой высших пар низшими. При замене руководствуются следующим. В точке контакта звеньев проводят нормаль и определяют положения центров кривизны профилей элементов кинематической пары. Если радиус кривизны имеет конечные размеры, то в центр кривизны помещают элементы вращательной пары, соединяя их центры дополнительным звеном. Если радиус кривизны одного из профилей звеньев оказывается бесконечным, то элемент высшей кинематической пары заменяют элементом поступательной пары, относящимся к дополнительному звену.

С точки зрения структуры каждая высшая кинематическая пара 4 класса эквивалентна одному звену, входящему в две кинематические пары 5 класса. Примеры замены показаны на [рис. 1.13](#).

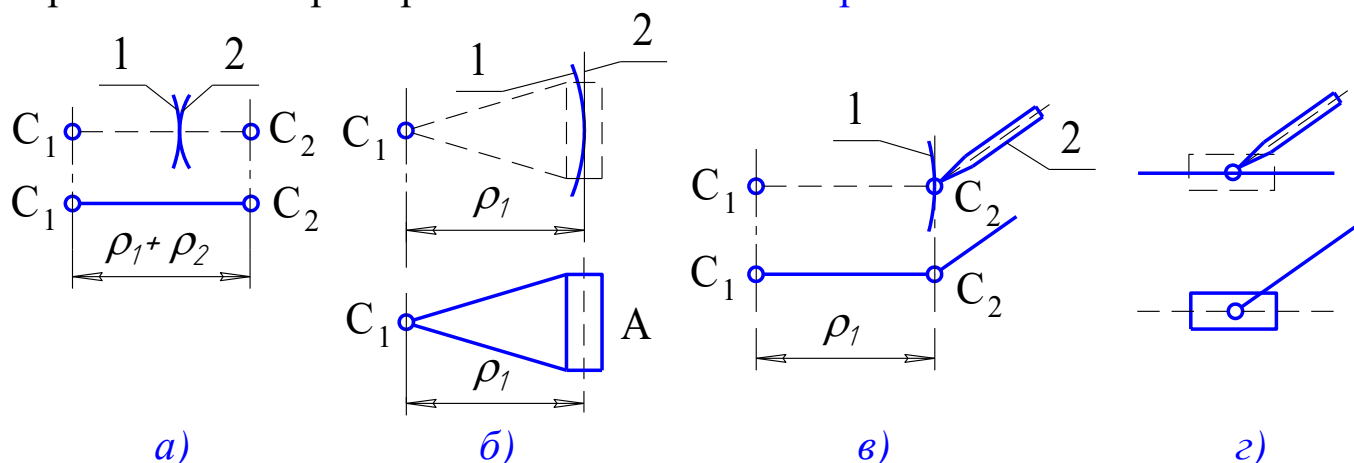


Рис. 1.13. Примеры замены высших кинематических пар

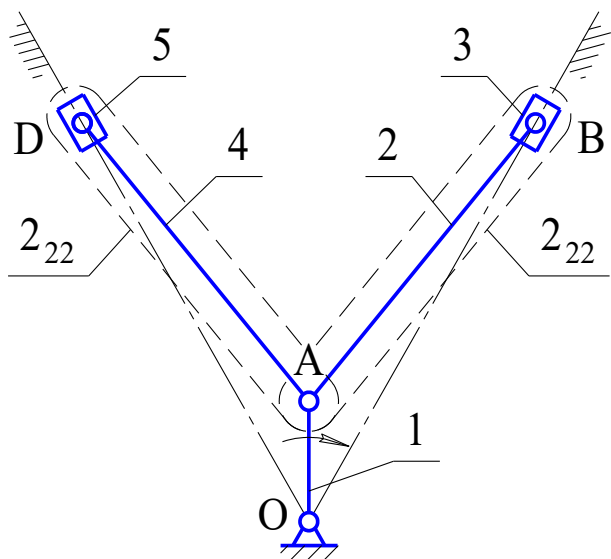
На [рис. 1.13](#) представлены высшие кинематические пары 4 класса, образованные: *а* – двумя кривыми; *б* – кривой и прямой; *в* – кривой и точкой; *г* – прямой и точкой. Радиусы кривизны кривых, образующих пары 4 класса, обозначены ρ_1 , ρ_2 , а их центры кривизны – C_1 , C_2 .

Порядок проведения структурного анализа

1. Пронумеровать звенья механизма, начиная с входного. Кинематические пары обозначить буквами латинского алфавита. Составить таблицу кинематических пар, указав их наименование. При наличии высших кинематических пар их надо заменить цепями с низшими кинематическими парами.
2. Подсчитать степень свободы механизма по формуле Чебышева, причём пассивные связи и лишние степени свободы, не оказывающие влияния на движение механизма, не учитывают.
3. Отделить от механизма структурную группу второго класса, начиная со звена, наиболее удалённого по кинематической цепи от входного. При этом необходимо проверять замкнутость оставшейся кинематической цепи. Если нельзя отделить структурную группу второго класса, то делают попытку отделить структурную группу более высокого класса. Отделение структурных групп повторяют до тех пор, пока не останется одно или несколько входных звеньев и стойка, т. е. механизм первого класса. Каждое звено и любая кинематическая пара должны входить только в одну из структурных групп.
4. Записать формулу строения механизма, начиная с входного звена (механизма первого класса) и далее в порядке присоединения структурных групп.
5. Определить класс механизма.

Пример 1.

Определить степень свободы механизма V-образного ДВС (рис. 1.14) и найти его класс.



Степень свободы:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4.$$

$$n = 5; \quad p_5 = 7; \quad p_4 = 0.$$

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Виды пар и группы Ассур:

0 - 1 - v	
1 - 2 - v	
2 - 3 - v	2 ₂₂
3 - 0 - n	
1 - 4 - v	
4 - 5 - v	2 ₂₂
5 - 0 - n	

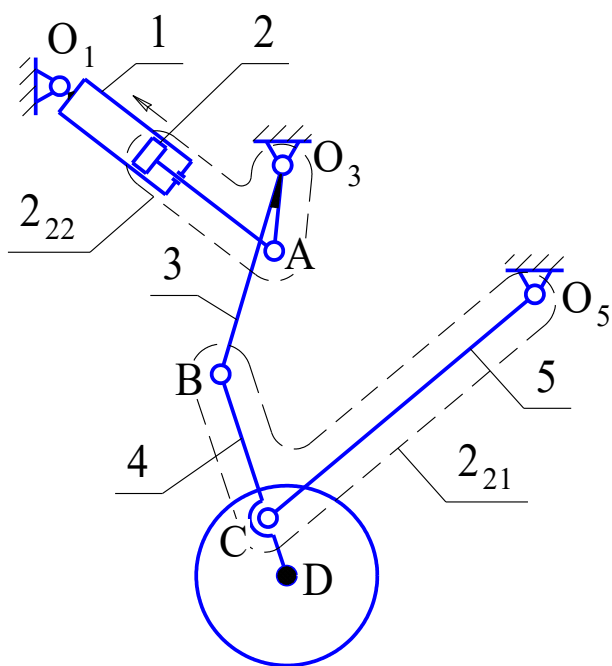
Рис. 1.14. Схема V-образного ДВС

Формула строения: $1(0,1) \begin{cases} \rightarrow 2_{22}(2,3) \\ \rightarrow 2_{22}(4,5) \end{cases}$

Механизм второго класса.

Пример 2.

Определить степень свободы механизма шасси (рис. 1.15) и найти его класс.



Степень свободы:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4.$$

$$n = 5; \quad p_5 = 7; \quad p_4 = 0.$$

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Виды пар и группы Ассур:

0 - 1 - n	
1 - 2 - v	
2 - 3 - v	2 ₂₂
3 - 0 - v	
1 - 4 - v	
4 - 5 - v	2 ₂₁
5 - 0 - v	

Формула строения:

$$1(0,1) \rightarrow 2_{22}(2,3) \rightarrow 2_{21}(4,5).$$

Механизм второго класса.

Рис. 1.15. Схема механизма шасси

Пример 3.

Определить степень свободы механизма регулятора смеси топлива (рис. 1.16) и найти его класс.

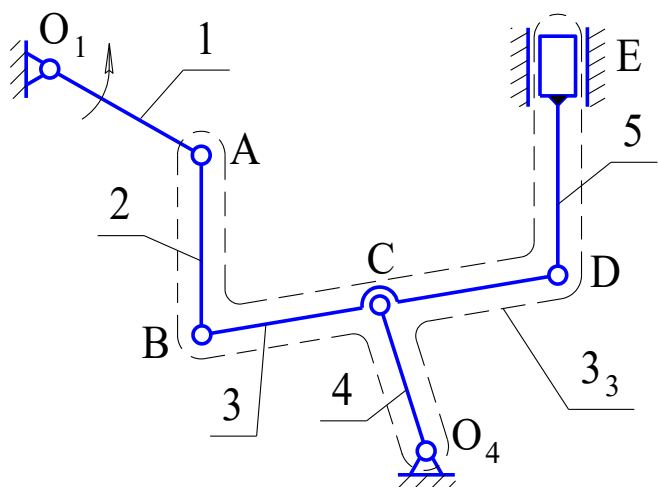


Рис. 1.16. Схема механизма регулятора смеси топлива

Степень свободы:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4.$$

$$n = 5; \quad p_5 = 7; \quad p_4 = 0.$$

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Виды пар и группы Ассур:

0	–	1	–	ν	
1	–	2	–	ν	
2	–	3	–	ν	
3	–	4	–	ν	3_3
4	–	0	–	ν	
3	–	5	–	ν	
5	–	0	–	n	

Отделить группу Ассур второго класса невозможно потому, что нарушается замкнутость оставшейся кинематической цепи. Поэтому отделяем группу Ассур третьего класса.

Формула строения: $1(0,5) \rightarrow 3_3 \left(\frac{3}{2,4,5} \right).$

Механизм третьего класса.

Пример 4.

Для механизма, изображённого на рис. 1.16, принять за входное звено 5 и найти его класс.

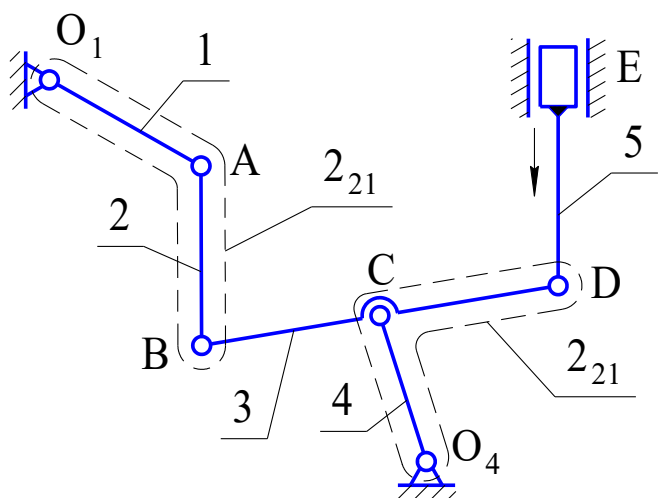


Рис. 1.17. Схема механизма

Виды пар и группы Ассур:

0	–	5	–	n	
5	–	3	–	ν	
3	–	4	–	ν	2_{21}
4	–	0	–	ν	
3	–	2	–	ν	
2	–	1	–	ν	2_{21}
1	–	0	–	ν	

Формула строения:

$$1(0,5) \rightarrow 2_{21}(4,3) \rightarrow 2_{21}(2,1).$$

Механизм второго класса.

При изменении входного звена класс механизма изменился.

2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с механизмом, установить его назначение (например, преобразование вращательного движения в поступательное). Определить число звеньев и кинематических пар.
2. Вычертить структурную схему механизма. Ведущее звено указать стрелкой.
3. Пронумеровать звенья арабскими цифрами в порядке их присоединения к кривошипу. Кинематические пары обозначить буквами латинского алфавита А, В, С и т. д., а неподвижные пары – буквами O_1 , O_2 , O_3 и т. д.
4. Составить таблицу кинематических пар, в которой произвести их классификацию.
5. Определить степень свободы механизма по формуле П. Л. Чебышева. При наличии пассивных связей и лишних степеней свободы показать, в чем они заключаются.
6. При наличии в основном механизме кинематических пар 4 класса произвести их замену кинематической цепью с парами 5 класса и определить степень свободы заменяющего механизма по формуле П. Л. Чебышева.
7. Разложить кинематическую цепь механизма на структурные группы Ассур и ведущие звенья.
8. Записать формулу строения механизма. Определить класс механизма.
9. Оформить отчет.

3. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТА

1. Структурная схема механизма.
2. Таблица кинематических пар.

№ п/п	Обозначение пары на схеме	Номера звеньев, образующих пару	Наименование пары	Класс пары	Низшая — Высшая	Плоская, пространственная

3. Определить степень свободы механизма по формуле П. Л. Чебышева.
4. Разложить механизм на группы Ассур. Указать класс, порядок и вид каждой группы, класс механизма.
5. Записать формулу строения механизма (порядок присоединения структурных групп).

6. Отметить дополнительные данные исследования, наличие лишних степеней свободы или пассивных условий связи и т. д.

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется кинематической парой?
2. Что называется звеном, кинематической цепью, механизмом?
3. По каким признакам классифицируются кинематические пары?
4. Что называется группой Ассура?
5. Как образуется любой механизм (принцип образования механизмов)?
6. Как определить класс, порядок, вид групп Ассура, класс механизма?
7. Каково назначение структурного анализа механизмов?
8. Как производится замена высших пар низшими?
9. Каков порядок структурного анализа механизма с высшими парами?

5. СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теория механизмов и механика машин / Под ред. К.В.Фролова. – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.
2. Белоконев И.М., Балан С.А., Белоконев К.И. Теория механизмов и машин. Конспект лекций: Учебное пособие для вузов. – М.: Дрофа, 2004. – 172 с.
3. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учебное пособие для втузов. – М.: Высшая школа, 2002. – 412 с.

