

Шканов И.Н.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Нижний Новгород 2022

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

Кафедра теоретической и прикладной механики

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

*Учебно-методическое пособие к выполнению практической работы
для студентов направлений подготовки 22.03.01
«Материаловедение и технология материалов» и 23.03.03
«Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»
дневной и ускоренной форм обучения*

НГТУ им. Р.Е. Алексеева, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24;

НТБ НГТУ им. Р.Е. Алексеева, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24к2; 100 экз.

© Нижегородский государственный
технический университет
им. Р.Е. Алексеева, 2022

Нижний Новгород 2022

Составитель И.Н. Шканов

УДК 621.01 (075)

Теория механизмов и машин [Электронный ресурс]: учебно-методическое пособие к выполнению практической работы для студентов направлений подготовки 22.03.01 “Материаловедение и технология материалов” и 23.03.03 “Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов”/сост. И.Н. Шканов. – Электрон. дан. – Н.Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2022. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM): 12 см. – Системные требования: ПК 486; Windows 95.

Заглавие с экрана, 100 экз.

Изложен материал, содержащий сведения из курса “Теория механизмов и машин”. Рассмотрен круг вопросов общетехнического характера. Материал учебно-методического пособия способствует самостоятельной работе студентов и может быть использован на лекциях и практических занятиях.

Предназначается для студентов очной и ускоренной форм обучения по направлениям бакалавриата 22.03.01 “Материаловедение и технология материалов” и 23.03.03 “Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов”.

Системные требования: ПК с процессором не ниже класса Pentium I; 8 Мб RAM; 15 Мб HDD; Windows 95/98; Adobe Acrobat Reader; CD-ROM дисковод; мышь.

Редактор Е.В. Комарова

**© Нижегородский государственный
технический университет
им. Р.Е. Алексеева, 2022**

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. МЕХАНИЗМ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ. РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ	4
1.1. Основные понятия.....	4
1.2. Классификация кинематических пар.....	7
1.3. Классификация кинематических цепей.....	11
1.4. Понятие о структурном синтезе и анализе.....	14
1.5. Основные понятия структурного синтеза и анализа.....	15
1.6. Структура механизмов.....	16
1.7. Структурные группы для плоских рычажных механизмов.....	18
1.8. Структурная формула плоского механизма.....	23
1.9. Классификация плоских механизмов по теории Л.В.Ассура.....	27
1.10. Порядок структурного исследования плоского механизма.....	29
2. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	31
2.1. Основные виды классификации зубчатых передач.....	31
2.2. Параметры зубчатых передач.....	37

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин – научная дисциплина (или раздел науки), которая изучает строение (структуру), кинематику и динамику механизмов в связи с их анализом и синтезом (И.И.Артоболевский).

Цель ТММ – анализ и синтез типовых механизмов и их систем.

Задачи ТММ: разработка общих методов исследования структуры, геометрии, кинематики и динамики типовых механизмов и их систем.

Типовыми механизмами будем называть простые механизмы, имеющие при различном функциональном назначении широкое применение в машинах, для которых разработаны типовые методы и алгоритмы синтеза и анализа.

1. МЕХАНИЗМ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ. РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

1.1. Основные понятия

В учебной литературе используются несколько определений механизма:

Первое: *Механизмом* называется система твердых тел, предназначенная для передачи и преобразования заданного движения одного или нескольких тел в требуемые движения других твердых тел.

Второе: *Механизм* – кинематическая цепь, в состав которой входит неподвижное звено (стойка), а число степеней свободы которой равно числу обобщенных координат, характеризующих положение цепи относительно стойки.

Третье: *Механизмом* называется устройство для передачи и преобразования движений и энергий любого рода.

Четвертое: *Механизм* – система твердых тел, подвижно связанных путем соприкосновения и движущихся определенным, требуемым образом относительно одного из них, принятого за неподвижное.

Из теоретической механики: Системы материальных тел (точек), положения и движения которых подчинены некоторым геометрическим или кинематическим ограничениям, заданным наперед и не зависящим от начальных условий и заданных сил, называются *несвободными*. Эти ограничения, наложенные на систему и делающие ее несвободной, называются *связями*. Положения точек системы, допускаемые

наложенными на нее связями, называются *возможными*. Независимые друг от друга величины q_1, q_2, \dots, q_n , вполне и однозначно определяющие возможные положения системы в произвольный момент времени, называются *обобщенными координатами системы*.

Недостатками этих определений являются: первое не отражает способности механизма преобразовывать не только движение, но и силы; второе не содержит указания выполняемой механизмом функции. Оба определения входят в противоречия с определением технической системы. Учитывая изложенное, дадим следующую формулировку понятия *механизм*.

Механизмом называется система, состоящая из звеньев и кинематических пар, образующих замкнутые или разомкнутые цепи, которая предназначена для передачи и преобразования перемещений входных звеньев и приложенных к ним сил в требуемые перемещения и силы на выходных звеньях.

Основным признаком механизма является преобразование механического движения. Механизм входит в состав многих машин, так как для преобразования энергии, материалов и информации требуется обычно преобразование движения, получаемого от двигателя. Нельзя отождествлять понятия "машина" и "механизм". *Во-первых*, кроме механизмов, в машине всегда имеются дополнительные устройства, связанные с управлением механизмами. *Во-вторых*, есть машины, в которых нет механизмов. Например, в последние годы созданы технологические машины, в которых каждый исполнительный орган приводится в движение от индивидуального электро- или гидродвигателя.

При описании механизмов, они были разделены на отдельные группы по признаку их конструктивного оформления (рычажные, кулачковые, фрикционные, зубчатые и др.).

Механизмы образуются последовательным присоединением звеньев к начальному механизму.

Деталь – это изделие, изготовленное без сборочных операций.

Звено – одна или несколько неподвижно соединенных друг с другом деталей, входящих в механизм и движущихся, как одно целое.

Выполнение звеньев из нескольких деталей обеспечивается их соединением. Различают соединения неразъемные (сварные, заклепочные, клеевые) и разъемные (шпоночные, шлицевые, резьбовые).

Звенья в зависимости от вида их материала могут быть твердые и гибкие (упругие), например, ремень. Жидкости и газы в гидро- и пневмомеханизмах звеньями не считаются.

Условное изображение звеньев на кинематических схемах механизмов регламентируется ГОСТом. Примеры изображения некоторых

звеньев приведены на рис. 1.1. На кинематических схемах звенья обозначаются арабскими цифрами: 0, 1, 2 и т.д. (см. рис. 1.1).

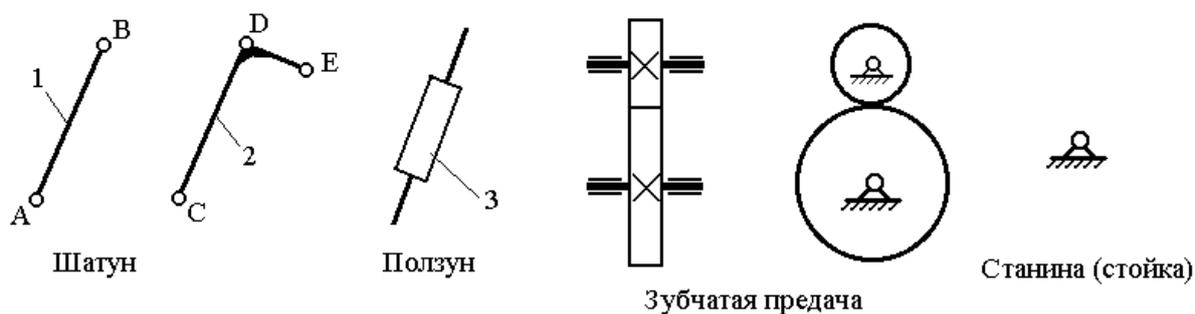


Рис. 1.1

Кинематическая пара – подвижное соединение двух звеньев, допускающее их определенное относительное движение.

Кинематическая цепь – система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Кинематические цепи бывают пространственными и плоскими.

Пространственные кинематические цепи – цепи, звенья которых двигаются в различных плоскостях.

Плоские кинематические цепи – цепи, звенья которых двигаются в одной или параллельных плоскостях.

Стойка – звено, которое при исследовании механизма принимается за неподвижное.

Число степеней свободы или подвижность механизма – число независимых обобщенных координат, однозначно определяющее положение всех его звеньев на плоскости или в пространстве.

Таким образом, каждый механизм имеет стойку и подвижные звенья, среди которых выделяют входные, выходные и промежуточные звенья.

Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. Входное звено соединено с двигателем либо с выходным звеном другого механизма. Обычно в механизме имеется одно входное и выходное звено. Но в некоторых случаях имеют место механизмы с несколькими входными или выходными звеньями, например, дифференциал автомобиля. Отличительным признаком входного звена является то, что элементарная работа приложенных к ним сил положительная (работа силы считается положительной, если направление действия силы совпадает с направлением движения точки её приложения или под острым углом к ней).

Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Выходное звено соединено с

исполнительным устройством (рабочим органом, указателем прибора), либо со входным звеном другого механизма. Элементарная работа приложенных к выходному звену сил является отрицательной (работа силы считается отрицательной, если направление действия силы противоположно направлению движения точки её приложения).

Начальное звено – звено, координата которого принята за обобщенную.

Начальная кинематическая пара – пара, относительное положение звеньев в которой принято за обобщенную координату.

Звенья соединяются друг с другом подвижно посредством кинематических пар: вращательных (шарнир) и поступательных (ползун).

Траектория движения точки (звена) – линия перемещения точки в плоскости. Это может быть прямая линия или кривая.

1.2. Классификация кинематических пар

Кинематические пары (КП) классифицируются по следующим признакам:

1) по виду места контакта (места связи) поверхностей звеньев:

- низшие, в которых контакт звеньев осуществляется по плоскости или поверхности (пары скольжения);

- высшие, в которых контакт звеньев осуществляется по линиям или точкам (пары, допускающие скольжение с перекатыванием). Они имеются, например, в зубчатых и кулачковых механизмах;



Рис. 1.2

2) по относительному движению звеньев, образующих пару:

- вращательные (рис. 1.3);

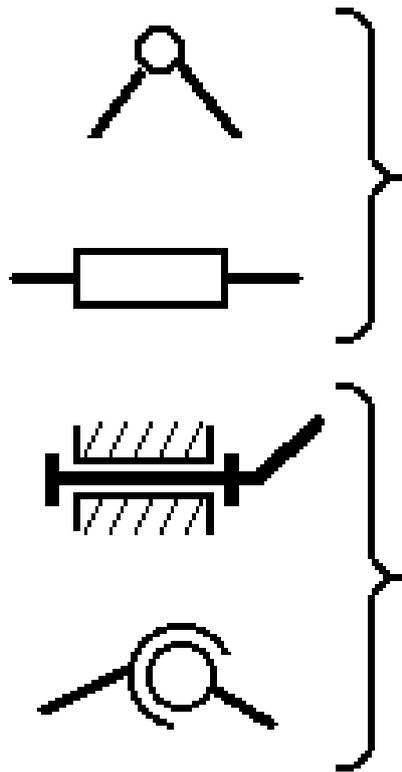


Рис. 1.3

- поступательные (рис. 1.4);

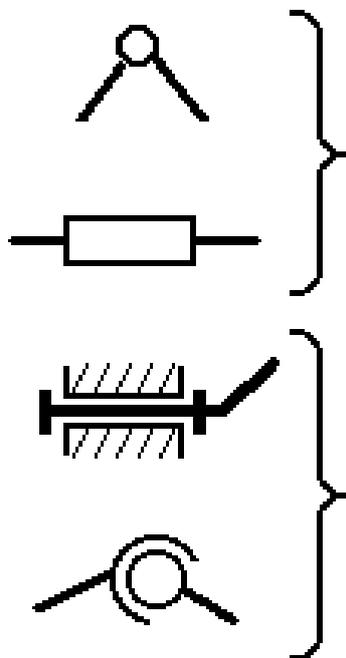


Рис. 1.4

- цилиндрические (рис. 1.5);

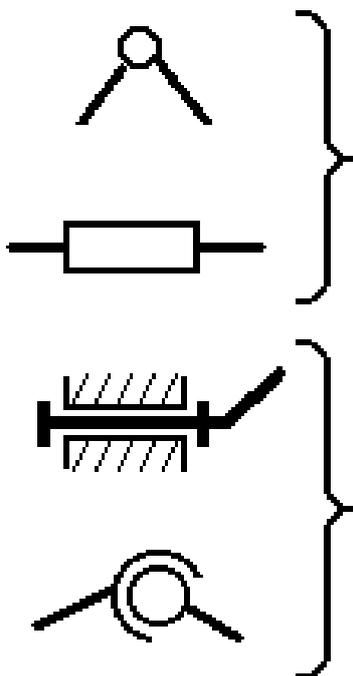


Рис. 1.5

- сферические (рис. 1.6);

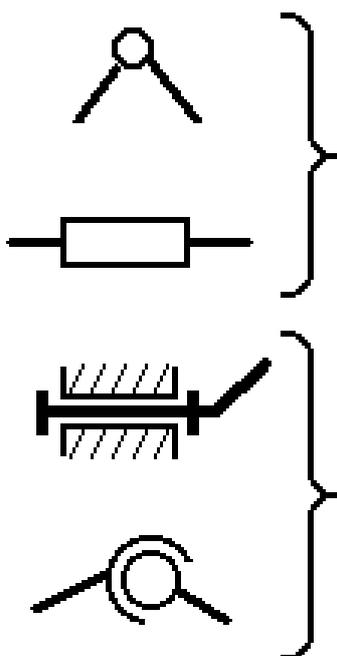


Рис. 1.6

- винтовые;

- плоские.

Механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары, называют *рычажным*;

3) по способу замыкания (обеспечения контакта звеньев пары):

- силовое (рис. 1.7, за счет действия сил веса или силы упругости пружины);

- геометрическое (рис. 1.8, за счет конструкции рабочих поверхностей пары);

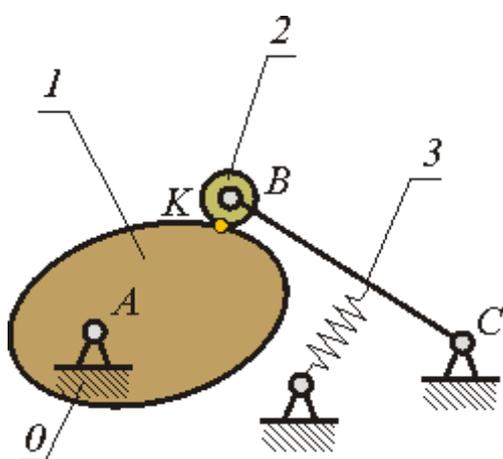


Рис. 1.7

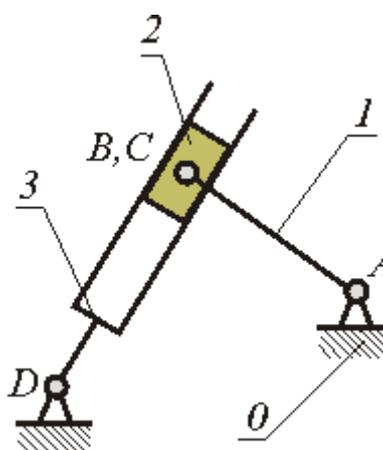


Рис. 1.8

4) по числу подвижностей в относительном движении звеньев;

5) по числу условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев (число условий связи определяет класс кинематической пары).

Тело, находясь в пространстве (в декартовой системе координат X , Y , Z), имеет шесть степеней свободы. Оно может перемещаться вдоль каждой из трёх осей X , Y и Z , а также вращаться вокруг каждой оси. Если тело (звено) образует с другим телом (звеном) кинематическую пару, то оно теряет одну или несколько из этих шести степеней свободы.

Все пары делятся на пять классов, в зависимости от числа налагаемых связей на подвижность каждого из звеньев. Например, если

талами (звеньями), образовавшими кинематическую пару, утрачено по пять степеней свободы каждым, эту пару называют кинематической парой пятого класса. Если утрачено четыре степени свободы – четвертого класса и т.д. Число степеней подвижности обозначается H . Число налагаемых связей обозначается S . При этом число степеней подвижности можно определить по формуле: $H = 6 - S$.

Пара первого класса: $S = 1; H = 5$.

Пара второго класса: $S = 2; H = 4$.

Пара третьего класса: $S = 3; H = 3$.

Пара четвёртого класса: $S = 4; H = 2$.

Пара пятого класса: $S = 5; H = 1$.

Рассмотрим кинематическую пару «винт-гайка» (рис. 1.9). Число степеней подвижности этой пары H равно 1, а число налагаемых связей S равно 5. Эта пара будет считаться парой пятого класса, свободным можно выбрать только один вид движения для винта или гайки, а второе движение будет сопутствующим.

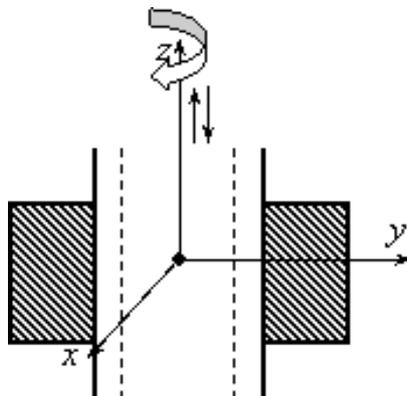


Рис. 1.9

1.3. Классификация кинематических цепей

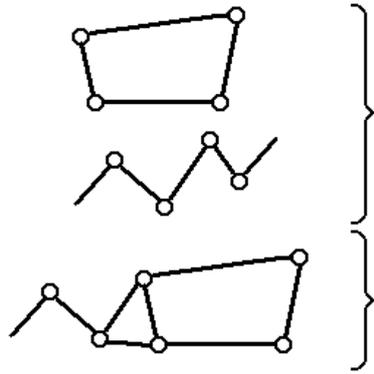
Несколько звеньев, соединённых между собой кинематическими парами, образуют кинематическую цепь.

Кинематические цепи бывают (рис. 1.10):

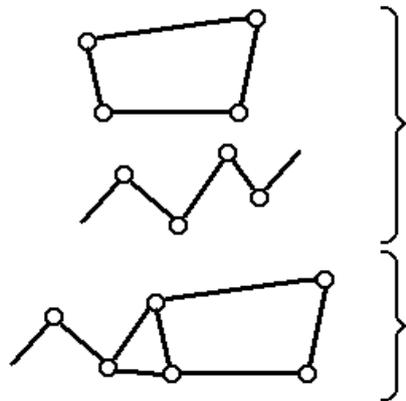
- замкнутые (простые). В замкнутой цепи каждое звено входит не менее, чем в две кинематические пары (рис. 1.10, а);

- разомкнутые (простые) (рис. 1.10, б);

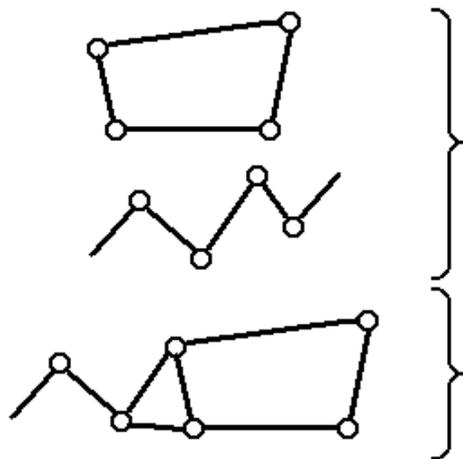
- сложные (рис. 1.10, в).



а)



б)



в)

Рис. 1.10

По признаку наличия разветвлений различают цепи *простые* (каждое звено цепи входит не более чем в две кинематических пары) и *сложные* или *разветвленные* (некоторые звенья входят в три, или более пары); в разветвленных цепях могут присутствовать так называемые кратные (двойные, тройные и т.д.) шарниры.

По области движения звеньев цепи бывают *плоские* (траектории движения точек всех звеньев – плоские кривые, лежащие в параллельных плоскостях) и *пространственные*.

Чтобы из кинематической цепи получить механизм, необходимо:

- одно звено сделать неподвижным, т.е. образовать станину (стойку);

- одному или нескольким звеньям задать закон движения (сделать ведущими) таким образом, чтобы все остальные звенья совершали требуемые целесообразные движения.

Некоторые дополнительные определения:

Обобщенная координата механизма – каждая из независимых координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки.

Число степеней свободы механизма – это число степеней свободы всей кинематической цепи относительно неподвижного звена (стойки).

Для пространственной кинематической цепи в общем виде условно обозначим:

- количество подвижных звеньев – n ,
- количество степеней свободы всех этих звеньев – $6n$,
- количество кинематических пар пятого класса – P_5 ,
- количество связей, наложенных кинематическими парами пятого класса на звенья, входящие в них, – $5P_5$,
- количество кинематических пар четвертого класса – P_4 ,
- количество связей, наложенных кинематическими парами четвертого класса на звенья, входящие в них, – $4P_4$ и т.д.

Звенья кинематической цепи, образуя кинематические пары с другими звеньями, утрачивают часть степеней свободы. Оставшееся число степеней свободы кинематической цепи относительно стойки можно вычислить по формуле

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1.$$

Это структурная формула пространственной кинематической цепи, или формула Малышева, получена П.И. Сомовым в 1887 г. и развита А.П. Малышевым в 1923 г.

Величину W называют *степенью подвижности механизма* (если из кинематической цепи образован механизм).

Для плоской кинематической цепи и соответственно для плоского механизма

$$W = 3n - 2P_5 - P_4.$$

Эту формулу называют *формулой П.Л. Чебышева* (1869). Она может быть получена из формулы Малышева при условии, что на плоскости тело обладает не шестью, а тремя степенями свободы:

$$W = (6 - 3)n - (5 - 3)P_5 - (4 - 3)P_4.$$

Величина W показывает, сколько должно быть у механизма ведущих звеньев (если $W = 1$ – одно, $W = 2$ – два ведущих звена и т.д.).

1.4. Понятие о структурном синтезе и анализе

Структура любой технической системы определяется функционально связанной совокупностью элементов и отношений между ними. При этом для механизмов под элементами понимаются звенья, группы звеньев или типовые механизмы, а под отношениями подвижные (КП) или неподвижные соединения. Поэтому под *структурой механизма* понимается совокупность его элементов и отношений между ними, т.е. совокупность звеньев, групп или типовых механизмов и подвижных или неподвижных соединений. Геометрическая структура механизма полностью описывается заданием геометрической формы его элементов, их расположения, указания вида связей между ними. Структура механизма может быть на разных стадиях проектирования описываться различными

средствами, с разным уровнем абстрагирования: на функциональном уровне – функциональная схема, на уровне звеньев и структурных групп – структурная схема и т.п. *Структурная схема* – графическое изображение механизма, выполненное с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТом (см. например, ГОСТ 2.703-68) или принятых в специальной литературе, содержащее информацию о числе и расположении элементов (звеньев, групп), а также о виде и классе кинематических пар, соединяющих эти элементы. В отличие от кинематической схемы механизма, структурная схема не содержит информации о размерах звеньев и вычерчивается без соблюдения масштабов.

(Примечание: *кинематическая схема* – графическая модель механизма, предназначенная для исследования его кинематики).

Как на любом этапе проектирования при структурном синтезе различают задачи синтеза и задачи анализа.

Задачей структурного анализа является задача определения параметров структуры заданного механизма – числа звеньев и структурных групп, числа и вида КП, числа подвижностей (основных и местных), числа контуров и числа избыточных связей.

Задачей структурного синтеза является задача синтеза структуры нового механизма, обладающего заданными свойствами: числом подвижностей, отсутствием местных подвижностей и избыточных связей, минимумом числа звеньев, с парами определенного вида (например, только вращательными, как наиболее технологичными) и т.п.

1.5. Основные понятия структурного синтеза и анализа

Подвижность механизма – число независимых обобщенных координат, однозначно определяющее положение звеньев механизма на плоскости или в пространстве.

Связь – ограничение, наложенное на перемещение тела по данной координате.

Избыточные (пассивные) – такие связи в механизме, которые повторяют или дублируют связи, уже имеющиеся по данной координате, и поэтому не изменяющие реальной подвижности механизма. При этом расчетная подвижность механизма уменьшается, а степень его статической неопределимости увеличивается. Иногда используется иное определение:

Избыточные связи – это связи, число которых в механизме определяется разностью между суммарным числом связей, наложенных кинематическими парами, и суммой степеней подвижности всех звеньев, местных подвижностей и заданной (требуемой) подвижностью механизма в целом.

Местные подвижности – подвижности механизма, которые не оказывают влияния на его функцию положения (и передаточные функции), а введены в механизм с другими целями (например, подвижность ролика в кулачковом механизме обеспечивает замену в высшей паре трения скольжения трением качения).

1.6. Структура механизмов

Среди всего многообразия конструкций механизмов различают: стержневые (рычажные), кулачковые, фрикционные, зубчатые механизмы, механизмы с гибкими звеньями (например, ременные передачи) и другие виды.

Менее распространенные классификации подразумевают наличие механизмов с низшими или высшими парами в плоском или пространственном исполнении и т.д.

Учитывая возможность условного превращения практически любого механизма с высшими парами в рычажный, в дальнейшем наиболее подробно рассматриваются именно эти механизмы, а структурные схемы других механизмов изложены в соответствующих параграфах.

Среди рычажных механизмов наиболее распространенными являются так называемые четырехзвенные.

Основные виды звеньев:

Стойка – звено, принимаемое за неподвижное; такое звено в механизме может быть только одно;

Кривошип – вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси;

Коромысло – вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси;

Шатун – звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями;

Кулиса – звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару; в зависимости от степени протяженности элемента поступательной пары различают «камень» (звено меньшей протяженности) и «направляющую»;

Ползун – звено рычажного механизма, образующее поступательную пару со стойкой;

Кулачок – звено, имеющее элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны;

Камень – звено, совершающее поступательное движение относительно подвижной направляющей, называемой *кулисой*;

Зубчатое колесо – звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого колеса или рейки.

Количество типов и видов механизмов исчисляется тысячами, поэтому классификация их необходима для выбора того или иного механизма из большого ряда существующих, а также для проведения синтеза механизма.

Универсальной классификации нет, но наибольшее распространение получили три вида классификации:

Функциональная. По принципу выполнения технологического процесса механизмы делятся: на механизмы приведения в движение режущего инструмента; питания, загрузки, съёма детали; транспортирования и т.д.;

Структурно-конструктивная. Предусматривает разделение механизмов как по конструктивным особенностям, так и по структурным принципам. К этому виду относят механизмы: кривошипно-ползунный; кулисный; рычажно-зубчатый; кулачково-рычажный и т.д.;

Структурная. Проста, рациональна, тесно связана с образованием механизма, его строением, методами кинематического и силового анализа, была предложена Л.В. Ассуром в 1916 г. и основана на принципе построения механизма путем наслоения (присоединения) кинематических цепей (в виде структурных групп) к начальному механизму. Согласно этой классификации, любой механизм можно получить из более простого присоединением к последнему кинематических цепей с числом степеней свободы $W = 0$, получивших название *структурных групп*, или *групп*

Ассура. Недостаток классификации – неудобство для выбора механизма с требуемыми свойствами.

1.7. Структурные группы для плоских рычажных механизмов

Условие существования любой структурной группы описывается формулой

$$W = 3n - 2P_5 = 0.$$

Так как количество звеньев n и количество кинематических пар P_5 – целые числа, то

$$n = 2 \frac{P_5}{3} \text{ – кратно } 2, \text{ т. е. чётно,}$$

$$P_5 = 3 \frac{n}{2} \text{ – кратно } 3.$$

Все структурные группы принято разделять на классы – со 2-го по 4-й.

Примеры структурных групп и начального механизма приведены на рис. 1.11:

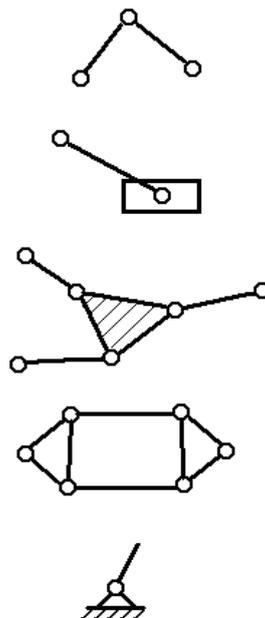


Рис. 1.11

При добавлении к механизму 1-го класса различных структурных групп можно получить механизм, состоящий из одной или нескольких структурных групп, и механизма 1-го класса.

Механизмам присваивается определённый класс, соответствующий наивысшему классу входящих в него структурных групп. Примеры механизмов различных классов приведены на рис. 1.11.

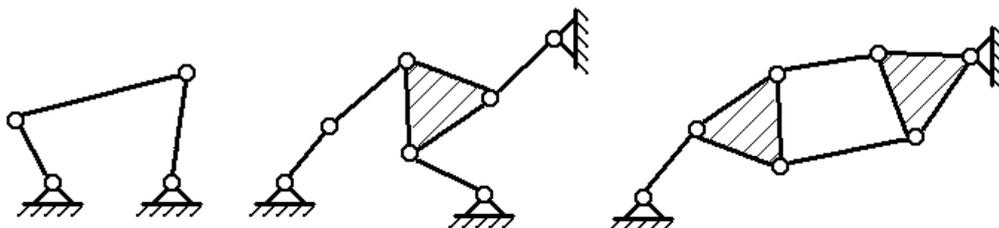


Рис. 1.12

Порядок структурной группы равен числу свободных кинематических пар, которыми группа присоединяется к более простому механизму. Свободные пары показаны стрелками (рис. 1.13).

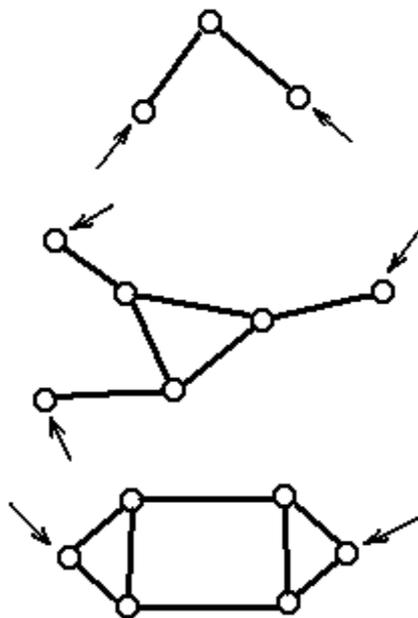
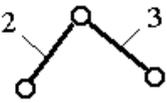
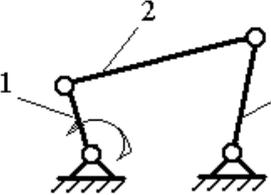
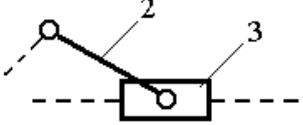
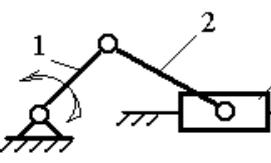
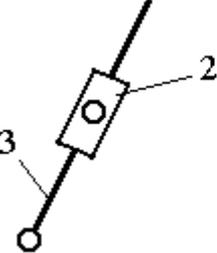
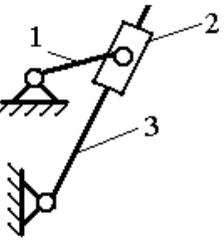
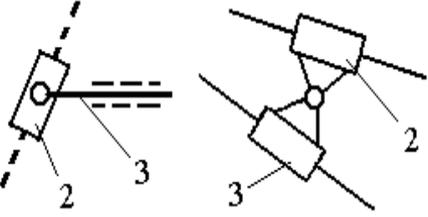
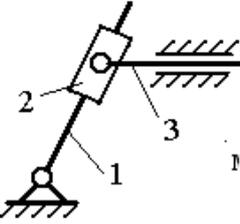
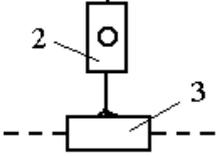
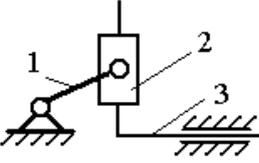


Рис. 1.13

Наиболее распространённые структурные группы 2-го класса подразделяются на 5 видов (модификаций) (см.табл. 1.1)

Таблица 1.1

Кинематическая схема структурной группы, вид	Механизм, содержащий такую структурную группу
1	2
<p style="text-align: right;">1 вид</p> 	 <p style="text-align: right;">Шарнирный четырёхзвенник</p>
<p style="text-align: right;">2 вид</p> 	 <p style="text-align: right;">Кривошипно-ползунный механизм</p>
<p style="text-align: right;">3 вид</p> 	 <p style="text-align: right;">Кулисный механизм</p>
<p style="text-align: right;">4 вид</p> 	 <p style="text-align: right;">Тангенсный механизм</p>
<p style="text-align: right;">5 вид</p> 	 <p style="text-align: right;">Синусный механизм</p>

Примечание: 1 – ведущее звено; 2 и 3 – звенья, образующие структурную группу.

Для определения класса механизма его расчлняют на структурные группы, начиная с конца механизма. За начало механизма принимают ведущее звено (начальный механизм).

От конца механизма отделяются поочерёдно простейшие структурные группы до тех пор, пока не останется лишь механизм 1-го класса (начальный механизм, их может быть несколько).

По классу структурных групп определяют класс механизма. Количество начальных механизмов равно величине W .

Пример расчленения плоского рычажного механизма на структурные группы показан на рис. 1.14. Предварительно вычисляют степень подвижности механизма W по формуле

$$W = 3n - 2P_5 - P_4.$$

В данном случае $W = 1$, а это значит, что в механизме должны быть одно ведущее звено и соответственно один начальный механизм.

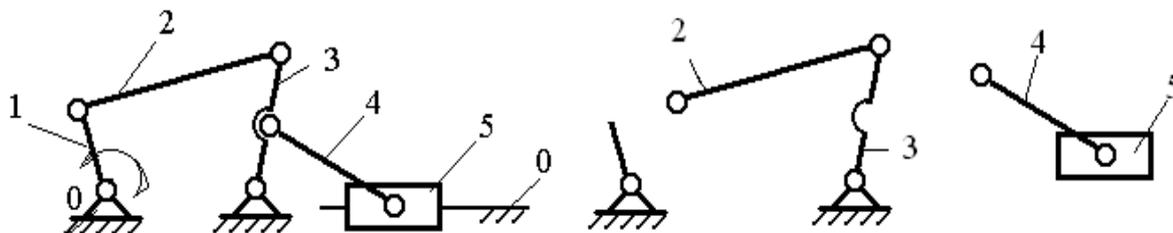


Рис. 1.14

В некоторых случаях при проектировании механизмов для повышения жёсткости конструкции, улучшения условий передачи сил вводятся так называемые избыточные (пассивные) связи (дополнительные звенья), (рис. 1.15).

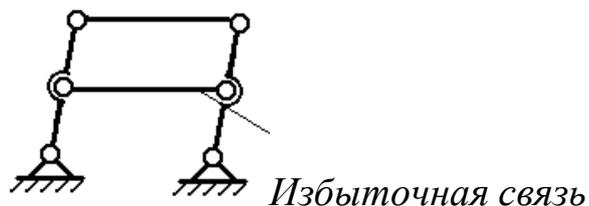


Рис. 1.15

В этом случае степень свободы вычисляется по формуле

$$W = 3n - 2P_5 + q = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 + 1 = 1,$$

где q – число избыточных (пассивных) связей.

Лишние степени свободы используются для упрощения кинематической схемы механизма, сокращения потерь при передаче мощности, повышения механического коэффициента полезного действия механизма. Например, между кулачком 1 и толкателем 2 кулачкового механизма устанавливается ролик 3 для устранения трения (рис. 1.16).

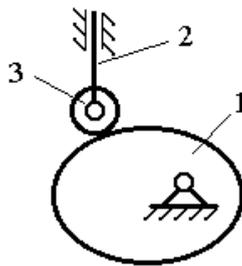


Рис. 1.16

В этом случае степень подвижности механизма, вычисленная по формуле П.Л. Чебышева, будет равна 2:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2.$$

Здесь явно присутствует лишняя степень свободы, а именно вращение ролика под действием силы трения качения. Её следует учитывать при проведении структурного анализа данного механизма. Очевидно, что данный механизм может функционировать и без ролика 3. Но при этом трение качения будет заменено трением скольжения между кулачком и толкателем (высшей кинематической парой), что увеличивает потери мощности в механизме на преодоление сил трения.

Тогда степень свободы такого механизма вычисляется по формуле:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 - q,$$

где q – количество лишних степеней свободы.

1.8. Структурная формула плоского механизма

В плоском механизме для соединения звеньев можно использовать только плоские кинематические пары четвертого и пятого классов (рис. 1.17 и рис. 1.18).



Рис. 1.17

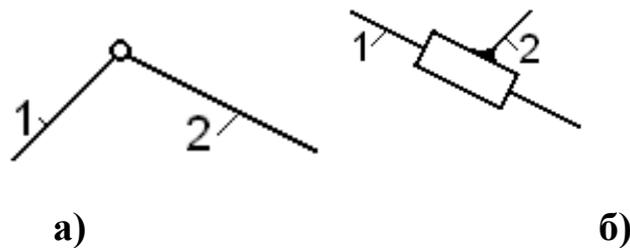


Рис. 1.18

В рис. 1.18 показаны пары пятого класса: *а* – вращательная, *б* – поступательная.

Пусть плоский механизм состоит из n подвижных звеньев; для соединения их между собой и для их присоединения к стойке использовано P_4 пар четвертого и P_5 пар пятого классов.

Если на движение звена в плоскости не наложено никаких условий связи, то оно обладает тремя степенями свободы; следовательно, все подвижные звенья имеют (до их соединения кинематическими парами) $3n$ степеней свободы; каждая пара четвертого класса является двухподвижной, т.е. из трех возможных относительных движений изымает одно; аналогично, каждая пара пятого класса является одноподвижной и из трех

возможных движений изымает два. Тогда степень подвижности плоского механизма (или его число степеней свободы относительно стойки):

$$W = 3n - P_4 - 2P_5.$$

Таким образом, получена *структурная формула П. Л. Чебышева*.

При расчете степени подвижности механизма по формуле П.Л. Чебышева необходимо учитывать следующие, нередко встречающиеся ситуации:

1) *наличие кратных шарниров*; так, соединение звеньев, показанное на рис. 1.19, необходимо считать как два шарнира, иначе расчет даст завышенное значение W ;

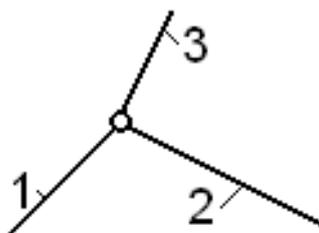


Рис. 1.19

2) *наличие местных подвижностей*, т.е. таких, устранение которых не повлияет на кинематику механизма; у механизма по рис. 1.20 при любом положении кулачка 1 коромысло 3 может занимать только одно (единственно возможное) положение; следовательно, у этого механизма заведомо $W=1$, однако расчет по формуле П.Л. Чебышева приводит к явно завышенному значению:

$$W = 3 \cdot 3 - 1 - 2 \cdot 3 = 2,$$

для получения достоверного результата нужно ролик 2 мысленно объединить с коромыслом 3 в одно звено (рис. 1.20), тогда фактическая подвижность механизма

$$W = 3 \cdot 2 - 1 - 2 \cdot 2 = 1.$$

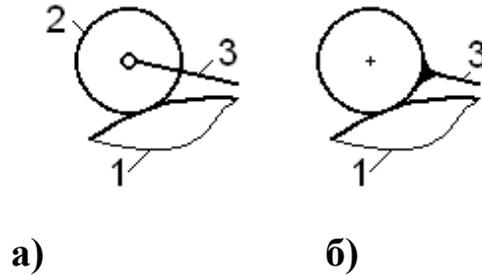


Рис. 1.20

Отметим, что эти действия корректны только при круглом ролике, у которого геометрический центр совпадает с центром шарнира;

3) наличие пассивных (или избыточных) связей.

На рис. 1.21 показаны четыре варианта исполнения механизма эллипсографа (длины звеньев $OA = AB = AC$).

Анализ кинематических свойств этих схем показывает следующее:

- у механизма по рис. 1.21, а подвижность $W=1$, траектория точки B – горизонтальная прямая; следовательно, без ущерба для подвижности и кинематики механизма допускается включение в его схему ползуна 3 (как в схеме по рис. 1.21, з);
- аналогично у механизма по рис. 1.21, б также $W=1$, а траектория точки C – вертикальная прямая и его схему можно заменить той же схемой, постановкой ползуна 4 (как в схеме по рис. 1.21, з);
- у механизма по рис. 1.21, в степень подвижности $W=1$ и траектория точки A – окружность радиусом OA ; следовательно, без ущерба для подвижности и кинематики механизма в его схему можно включить кривошип 1 длиной $OA = AB = AC$ (как в схеме по рис. 1.21, з).

Подытоживая, заключаем, что механизм по рис. 1.21, з кинематически эквивалентен любому из трех остальных механизмов; однако расчет по формуле П.Л. Чебышева приводит к заведомо заниженному результату

$$W = 3 \cdot 4 - 0 - 2 \cdot 6 = 0,$$

т.е. формально – это не механизм, а ферма, что противоречит фактам. В таких случаях делают вывод, что механизм имеет избыточные или пассивные связи, которые, хотя и присутствуют в механизме, не влияют на его кинематику.

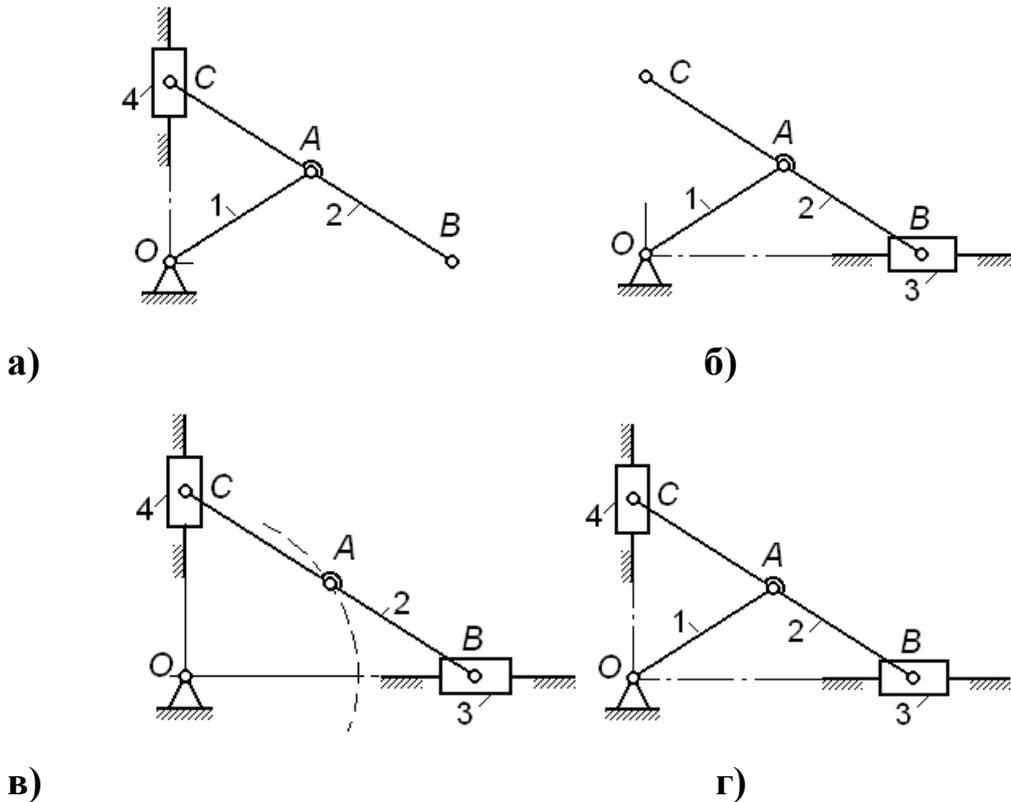


Рис. 1.21

От пассивных связей при структурном анализе механизмов следует избавляться: в данном случае, в зависимости от смысла решаемой задачи, цель достигается удалением одного из звеньев – 1, 3 или 4 (вместе с соответствующими кинематическими парами). Тогда

$$W = 3 \cdot 3 - 0 - 2 \cdot 4 = 1,$$

что соответствует истине.

1.9. Классификация плоских механизмов по теории Л.В. Ассура

Замечено, что к любому плоскому механизму можно присоединить такую кинематическую цепь, что степень его подвижности не изменится. Если эта цепь является кратчайшей (т.е. не распадается на более короткие и обладающие тем же свойством), и если при ее формировании использованы только низшие пары пятого класса, то такую цепь называют *структурной группой* или *группой Ассура* (в дальнейшем – просто группой). При наличии в механизме высших пар от них всегда можно избавиться с помощью описанной ранее процедуры замены.

Из изложенного следует, что группа, присоединенная к стойке, имеет нулевую подвижность, но тогда она является и кинематически и статически определенной системой.

Пусть группа состоит из n звеньев; для соединения этих звеньев между собой и для присоединения группы к стойке или к подвижным звеньям механизма использовано P_5 пар пятого класса; тогда для группы, согласно формуле П.Л. Чебышева, можно записать

$$W = 3n - 2P_5 = 0,$$

или

$$P_5 = \frac{3}{2}n.$$

Откуда заключаем, что группа может состоять только из четного числа звеньев, число пар пятого класса в группе всегда в полтора раза больше числа звеньев. Те пары, с помощью которых группа присоединяется к механизму, называют *внешними*, их количество определяет *порядок группы*; остальные пары, посредством которых звенья группы соединяются между собой, называют *внутренними*.

После отсоединения от механизма всех структурных групп останется стойка и начальные звенья в количестве W (речь идет о фактической степени подвижности механизма, рассчитанной после исключения пассивных связей и местных подвижностей). Каждое начальное звено со стойкой называют *начальным механизмом*; таким образом, механизм состоит из W начальных механизмов и некоторого количества структурных групп, присоединенных в строго определенном порядке, который отражают в специальной записи, называемой *формулой строения*. Например, механизм с двумя степенями свободы, содержащий шесть структурных групп, может иметь следующее строение:

[1 н.м.] ← (1 гр.) ← (3 гр.) ← (4 гр.) ← (5 гр.),

[2 н.м.] ← (2 гр.) ← (3 гр.) ← (6 гр.).

В зависимости от количества звеньев в группе и способа их соединения между собой группы делят на классы.

Все двузвенные группы ($n=2$; $P_5=3$) являются группами 2-го класса II порядка; дополнительно эти группы, в зависимости от количества поступательных пар, использованных при их формировании, делятся на виды (рис. 1.22):

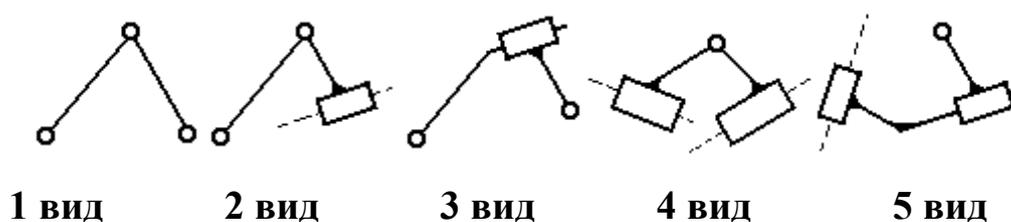


Рис. 1.22

Класс групп, состоящих более чем из двух звеньев, определяется числом вершин (или сторон) многоугольника, образуемого внутренними кинематическими парами на *структурной схеме* группы, которая строится по следующим правилам:

- все вращательные и поступательные пары пятого класса изображают на этой схеме как вращательные;
- звенья, участвующие в нескольких кинематических парах, изображаются в виде соответствующих многоугольников.

На рис. 1.23 и рис. 1.24 для удобства сопоставления помещены рядом друг с другом кинематические и структурные схемы двух групп различных классов.

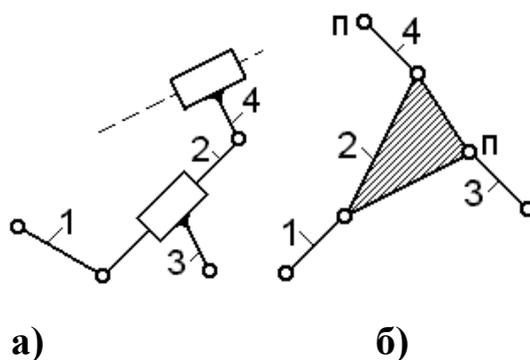


Рис. 1.23

Группа 3-го класса III порядка: *a* – кинематическая схема, *б* – структурная схема.

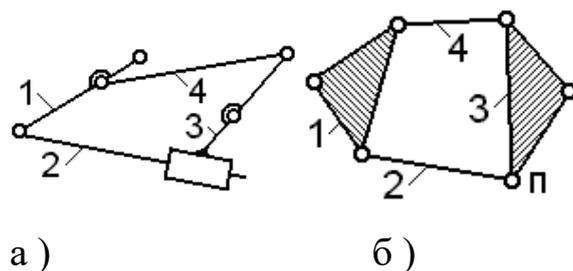


Рис. 1.24

Группа 4-го класса II порядка: *a* – кинематическая схема, *б* – структурная схема.

На структурной схеме для большей наглядности можно помечать буквой «п» те шарниры, которым на кинематической схеме соответствуют поступательные пары.

В структурных схемах групп III класса внутренние шарниры образуют один или несколько треугольников жесткой (неизменяемой) конфигурации; в схемах групп более высоких классов встречаются многоугольники (*изменяемой конфигурации*) с четырьмя и большим числом сторон, которое и определяет класс группы.

Отметим, что классификации Л.В.Ассура подчиняются только те плоские механизмы, у которых начальные звенья образуют кинематические пары со стойкой.

1.10. Порядок структурного исследования плоского механизма

При проведении структурного анализа плоского механизма рекомендуется выполнять исследование в следующем порядке:

1. Пронумеровать все звенья механизма (если номера звеньев не указаны); неподвижному звену (стойке) обычно присваивают последний номер.

2. Рассчитать степень подвижности механизма W и проанализировать полученный результат; при наличии местных подвижностей и (или) пассивных связей избавиться от них, и повторить

расчет W , в результате должна получиться фактическая степень подвижности механизма.

3. Произвести замену всех высших кинематических пар фиктивными звеньями и низшими парами (замену следует производить непосредственно на кинематической схеме механизма, используя контактные нормали и центры кривизны профилей); подтвердить расчетом величину W , она должна остаться прежней.

Если кинематическая схема сложна для анализа, можно для облегчения изобразить структурную схему по описанным ранее правилам (при этом нумерация звеньев обязательно должны быть сохранена).

4. Выбрать начальные звенья механизма (если они не были заданы условием задачи): если после структурного исследования механизма будет выполняться его кинематический расчет, то начальные звенья совпадают с входными, т.е. с теми, которым заданы законы движения; при последующем силовом анализе механизма за начальные звенья принимают те, к которым приложены неизвестные внешние силы или вращающие моменты.

Написать формулу строения механизма по пункту 4 (см. ранее); каждому варианту выбора начальных звеньев соответствует единственный вариант этой формулы.

2. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Основные виды классификации зубчатых передач

Самое широкое применение в машинах и приборах находят зубчатые передачи, которые позволяют передавать вращательные движения от одного вала к другому с заданными угловыми скоростями.

Зубчатые передачи получили наибольшее распространение в машиностроении благодаря следующим достоинствам:

- а) практически неограниченной передаваемой мощности,
- б) малым габаритам и весу,
- в) стабильному передаточному отношению,
- г) высокому КПД, который составляет в среднем 0,97 - 0,98.

Недостатком зубчатых передач является шум в работе на высоких скоростях, который, однако, может быть снижен при применении зубьев соответствующей геометрической формы и улучшении качества обработки профилей зубьев.

При высоких угловых скоростях вращения рекомендуется использовать косозубые шестерни, в которых зубья входят в зацепление плавно, что и обеспечивает относительно бесшумную работу. Недостатком косозубых шестерен является наличие осевых усилий, которые дополнительно нагружают подшипники. Этот недостаток можно устранить, применив сдвоенные шестерни с равнонаправленными спиральными зубьями или шевронные шестерни. Последние, ввиду высокой стоимости и трудности изготовления, применяются сравнительно редко – обычно лишь для уникальных передач большой мощности. При малых угловых скоростях вращения используются конические прямозубые шестерни, а при больших – шестерни с круговым зубом, которые в настоящее время заменили конические косозубые шестерни, применяемые ранее. Конические гипоидные шестерни тоже имеют круговой зуб, однако оси колес в них смещены, что создает особенно плавную и бесшумную работу. Передаточное отношение в зубчатых парах колеблется в широких пределах, однако обычно оно равно 3 - 5.

В зависимости от расположения осей валов, между которыми осуществляется вращательное движение при постоянном значении передаточного отношения, различают передачи:

- при параллельных валах,
- пересекающихся валах,
- скрещивающихся валах.

1. На рис. 2.1 показаны цилиндрические колеса 1 , 2 с внешним зацеплением, а на рис. 2.2 изображены цилиндрические колеса с внутренним зацеплением, где зубья одного из колес расположены по внутренней поверхности. Звенья $3'$ и $3''$ являются неподвижными (стойками).

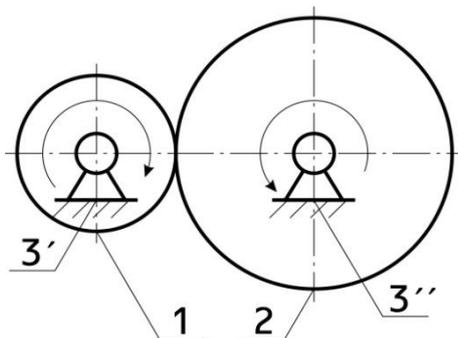


Рис. 2.1

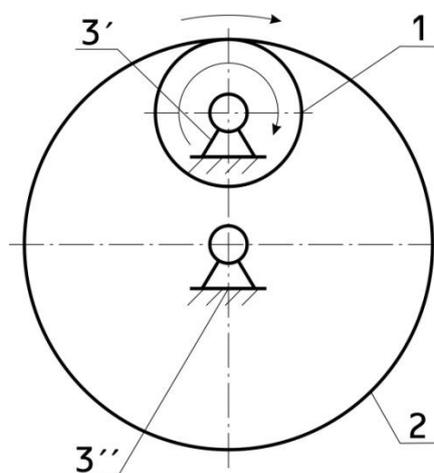


Рис. 2.2

Наряду с прямозубыми, широкое распространение получили зубчатые колеса с косыми и шевронными зубьями.

Зубчатая передача с реечным зацеплением имеет в составе зубчатую рейку 1 и зубчатое колесо 2 (рис. 2.3).

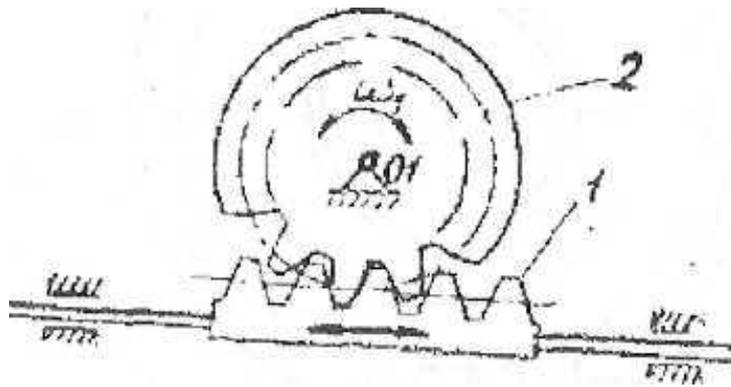


Рис. 2.3

2. При пересекающихся валах применяют конические колеса *1* и *2* (рис. 2.4) с прямыми зубьями, а также с косыми, криволинейными и круглыми.

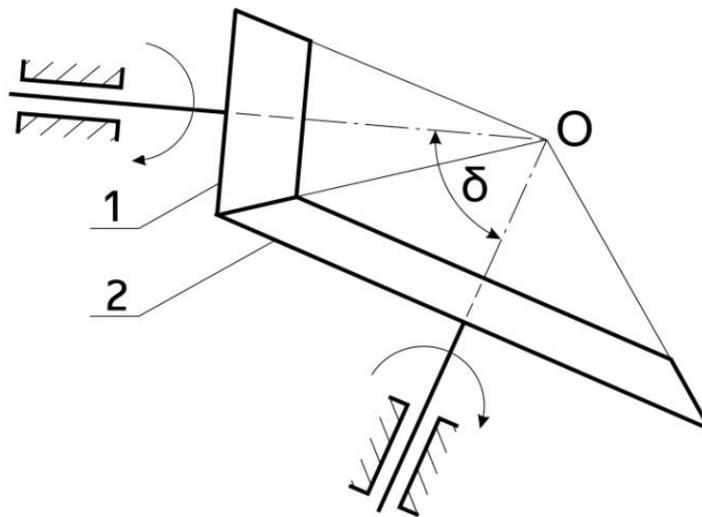


Рис. 2.4

3. При скрещивающихся валах используется червячная передача (рис. 2.5), у которой входным звеном является червяк *1* в сочетании с зубчатым колесом *2*, а также могут применяться винтовые конические (гипоидные) колеса и винтовые цилиндрические (геликоидальные) колеса. Это передачи со скрещивающимися осями. Отличаются полностью бесшумной работой и большим передаточным отношением в одной паре, которое в среднем составляет 16 – 25. Серьезным недостатком червячных передач, ограничивающим их применение при значительных мощностях, является низкий КПД, обусловленный большими потерями на трение в зацеплении.

Как следствие низкого КПД – при работе передачи под нагрузкой, выделяется большое количество тепла, которое надо отводить во избежание перегрева. Средние значения КПД червячной передачи составляют 0,7 -0,8.

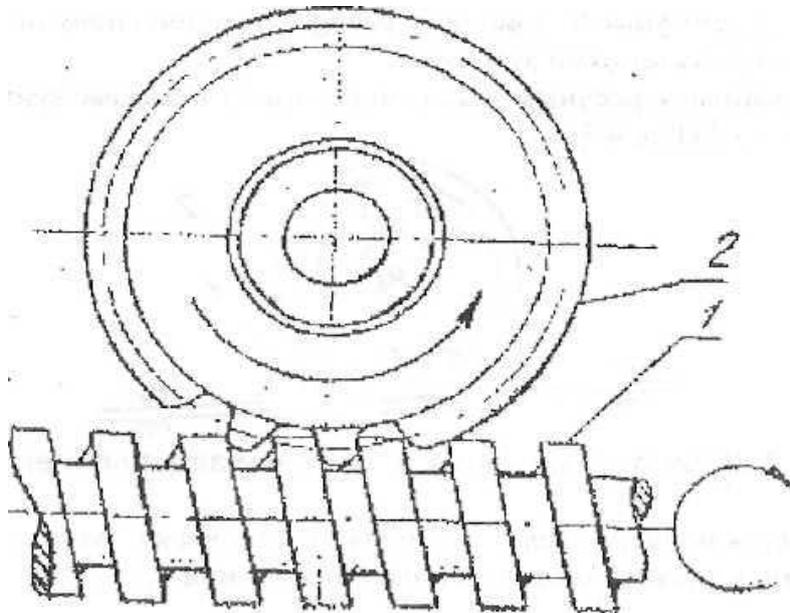


Рис. 2.5

По форме зуба передачи классифицируются:

- зубчатые передачи с эвольвентным профилем зубьев;
- передачи с циклоидным профилем зуба;
- косозубые передачи с зацеплением М.Л.Новикова , имеющем в нормальном сечении круговой профиль зуба.

Зубчатые передачи осуществляются не только в виде отдельной пары зубчатых колес в одноступенчатой передаче, но и в более сложных комбинациях, образуя сложные передачи.

Различают два вида таких передач: многоступенчатые зубчатые передачи с неподвижными осями и зубчатые передачи с колесами, имеющими подвижные оси.

Многоступенчатые зубчатые передачи с неподвижными осями подразделяются на *рядовые* и *ступенчатые* зубчатые передачи.

1. *Рядовое* соединение зубчатых колес представляет собой последовательное соединение нескольких зубчатых колес (рис. 2.6).

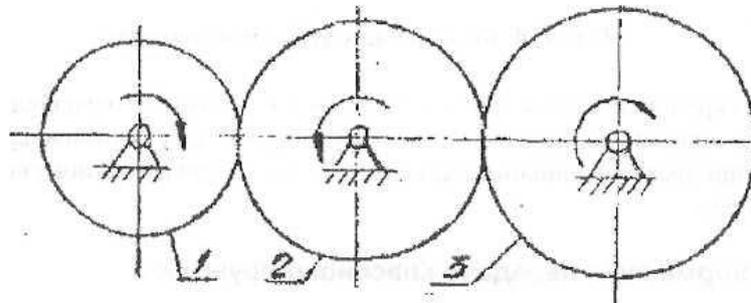


Рис. 2.6

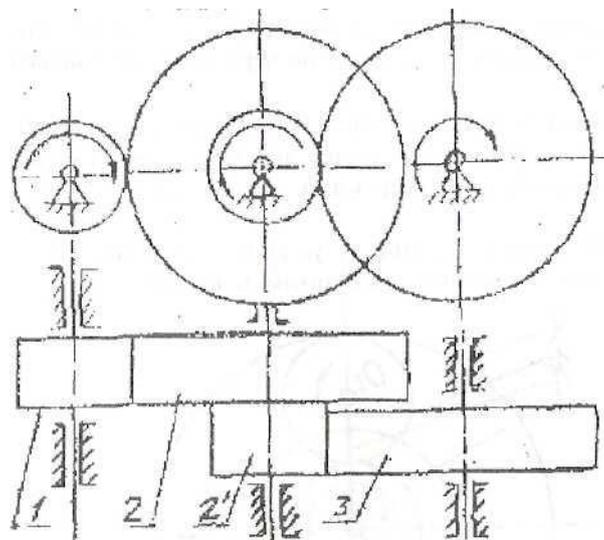


Рис. 2.7

В ступенчатых зубчатых передачах последовательно соединяются несколько пар колес (рис. 2.7), так что на осях может быть помещено более одного колеса.

2. *Специальные* многоступенчатые передачи имеют некоторые зубчатые колеса с подвижными осями (рис. 2.8). Здесь на подвижной оси O_2 находится колесо 2, которое при вращении водила H вокруг центральной оси O_1 обегает неподвижное (опорное) колесо 3, размещенное на неподвижном звене 4, и вращается вокруг собственной оси.

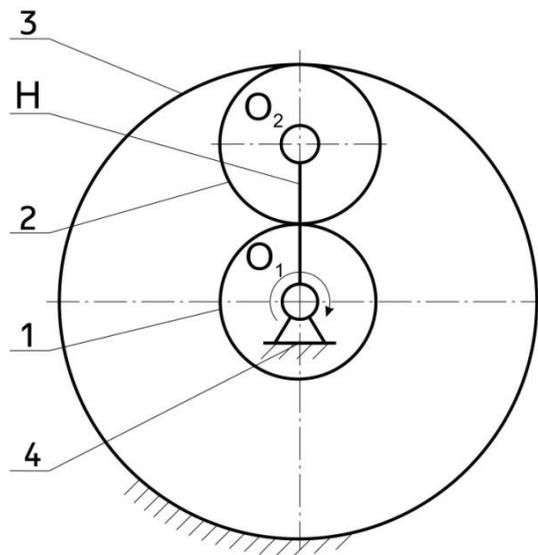


Рис. 2.8

Колеса *1* и *3* называются *центральными колесами* (солнечным и корончатым), колесо *2* *сателлит* или *планетарное колесо*. Рассматриваемая зубчатая передача называется *планетарной* и имеет одну степень подвижности, так как имеется неподвижное колесо *3*. Достаточно задать закон движения одному звену, чтобы все остальные звенья двигались определенно и целесообразно.

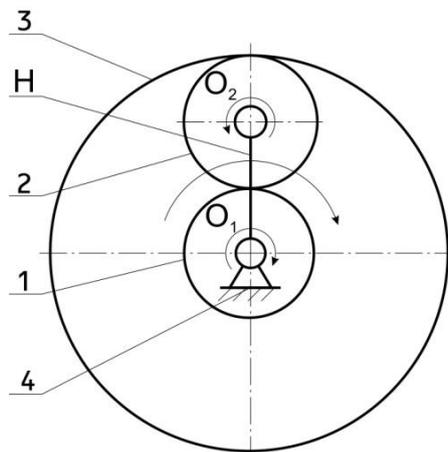


Рис. 2.9

Иными словами работу передачи следует описать так: центральное колесо *1* сообщает движение сателлиту *2*, который катится по колесу *3* и увлекает за собой по часовой стрелке водило.

Планетарные передачи компактны и используются для значительного уменьшения числа оборотов на выходе, при этом величина передаточного отношения может превышать 1000 единиц.

Планетарные передачи, в которых все колеса подвижны, обладают двумя степенями подвижности и называются *дифференциальными* передачами (рис. 2.9). Такая передача должна иметь заданными законы движения двух звеньев.

2.2. Параметры зубчатых передач

Расстояние между одноименными точками двух зубьев, измеренное по дуге окружности, называется шагом зубчатого колеса и обозначается буквой p (рис. 2.10).

Отношение шага зубчатого колеса к числу π называется модулем зубчатого колеса и обозначается буквой m , измеряется в миллиметрах и является стандартной величиной:

$$m = \frac{p}{\pi}.$$

Все размеры зубчатого колеса измеряются в долях модуля.

Зубчатое колесо состоит из тела зубчатого колеса и зубьев. Окружность, которая разделяет тела зубчатого колеса от зубьев, называется *окружностью впадин*. Все размеры, которые относятся к окружности впадин, имеют индекс f .

Окружность максимального радиуса зубчатого колеса называется *окружностью вершин* зубьев. Все размеры, которые относятся к окружности вершин зубьев, имеют индекс a .

Окружность, которая делит зуб на головку и ножку зуба, называется *делительной окружностью*. Все размеры, которые относятся к делительной окружности, индекса не имеют.

Размеры, относящиеся к основной окружности, имеют индекс b .

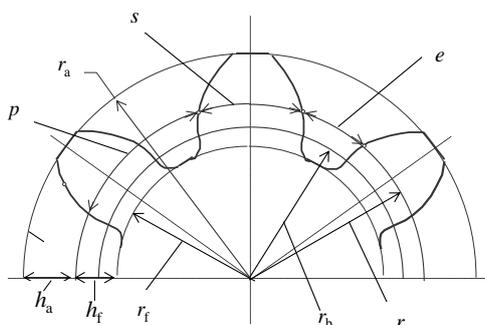


Рис. 2.10

Зубчатые колеса, при нарезании которых делительная прямая зубчатой рейки касается делительной окружности, называются нулевыми. Параметры нулевого зубчатого колеса рассчитываются по следующим зависимостям:

- шаг зубчатого колеса по делительной окружности $p = \pi m$;
- высота головки зуба $h_a = m$;
- высота ножки зуба $h_f = 1.25m$;
- толщина зуба по делительной окружности $s = \pi m/2$;
- ширина впадины по делительной окружности $e = \pi m/2$;
- диаметр делительной окружности $d = mz$;
- диаметр окружности вершин зубьев $d_a = m(z + 2)$;
- диаметр окружности впадин $d_f = m(z - 2.5)$;
- диаметр основной окружности $d_b = d/\cos 20^\circ$.