



Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

Е.В. Кенарь
М.В. Андросенко

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ТЕОРИИ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

Магнитогорск
2022

621.753.1
ББК 34.41
Г 19

Рецензенты:

директор ООО «НПК»
М.Е. Давидсон

кандидат технических наук, доцент
директор ИЭПиОО ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
А.В. Ярославцев

Кенарь Е.В., Андросенко М.В.

Конспект лекций по теории машин и механизмов [Электронный ресурс]: практикум / Екатерина Владимировна Кенарь, Мария Владимировна Андросенко; ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова». Электрон. текстовые дан. (1,54 Мб). Магнитогорск: ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова», 2022.- 1 электрон. опт. диск (CD-R) - Систем. требования: IBM PC, любой, более 1 GHz; 512 Мб RAM; 10 Мб HDD; MS Windows XP и выше; Adobe Reader 8.0 и выше ; CD/DVD-ROM дисковод ; мышь.- Загл. с титул. экрана.

Пособие составлено в соответствии с программой дисциплин: «Теория машин и механизмов», «Механика материалов и основы конструирования-второй семестр обучения», «Техническая механика», «Прикладная механика», «Механика», включает в себя разъяснение общих положений теории машин и механизмов, иллюстрации, выводы математических зависимостей и формулы. Содержание учебного издания соответствует требованиям федерального образовательного стандарта.

Пособие предназначено для обучающихся всех форм обучения в том числе, для направлений подготовки: 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов, 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова».

УДК 621.83
ББК 34.41
Г 19

© Кенарь Е.В., Андросенко М.В., 2022
© ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова», 2022

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	4
1. СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ	5
1.1. Структура и классификация механизмов	5
1.1.1. Машины и их классификация	5
1.2. Классификации механизмов	5
1.3. Основные понятия и определения строения механизмов	7
1.4. Кинематические пары и их классификация	8
1.5. Кинематическая цепь, структурная формула кинематической цепи	12
1.6. Структурная формула плоских механизмов	14
1.7. Замена высших пар низшими	16
1.8. Избыточные связи и лишние степени свободы	19
2. Структурный анализ плоских механизмов	20
2.1. Задачи структурного анализа. Принцип Ассура	20
2.2. Группы Ассура и их классификация	21
2.3. Основные виды плоских механизмов	25
3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ	28
3.1. Задачи и методы кинематического анализа	28
3.2. Построение плана положений механизма	29
3.3. Построение планов скоростей плоских механизмов	30
3.4. Построение плана ускорений механизма	32
4. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА	34
4.1. Элементы зубчатого колеса	34
4.2. Элементы и свойства эвольвентного зацепления	35
4.3. Свойства зацепления	36
4.4. Методы изготовления зубчатых колёс	37
5. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ	40
5.1. Назначение и область применения	40
5.2. Классификация кулачковых механизмов	40
5.3. Кинематический анализ кулачкового механизма. Синтез кулачкового механизма. Этапы синтеза	42
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	47

ВВЕДЕНИЕ

Теория машин и механизмов является одним из разделов механики, это научная дисциплина, которая изучает строение, кинематику и динамику механизмов в связи с их анализом и синтезом (И.И. Артоболевский).

В теории машин и механизмов изучаются свойства отдельных типовых механизмов, широко применяемых в самых различных машинах, приборах и устройствах. Анализ и синтез механизмов осуществляется независимо от его конкретного назначения, т.е. однотипные механизмы (рычажные, кулачковые, зубчатые и др.) исследуются одними и теми же приемами для двигателей, насосов, компрессоров и других типов машин.

Цель теории машин и механизмов – анализ и синтез типовых механизмов и их систем.

Задачи теории машин и механизмов – разработка общих методов исследования структуры, геометрии, кинематики и динамики типовых механизмов и их систем.

Типовыми механизмами будем называть простые механизмы, имеющие широкое применение в машинах.

В качестве примера рассмотрим кривошипно-ползунный механизм.

Этот механизм широко применяется в различных машинах: ДВС, в поршневых компрессорах, станках, насосах, ковочных машинах, прессах.

В каждом варианте математические зависимости, описывающие структуру, геометрию, кинематику и динамику механизма, при всех различных применениях будут практически одинаковыми.

Главное отличие теории механизмов от теории машин от других дисциплин, изучающих методы проектирования механизмов и машин, в том, что теория механизмов и машин основное внимание уделяет изучению методов синтеза и анализа, общих для данного вида механизма, независимых от его функционального назначения.

Основные разделы курса теории механизмов и машин: структура механизмов и машин; геометрия механизмов и их элементов; кинематика механизмов; динамика механизмов и машин.

1. СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Структура и классификация механизмов

Проектирование и исследование механизма начинается с изучения его структуры.

1.1.1. Машины и их классификация

Машина – это техническое устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека.

Энергетические машины – это машины преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида:

-двигатели, которые преобразуют любой вид энергии в механическую - электродвигатель преобразует электрическую энергию; -двигатель внутреннего сгорания преобразует энергию расширения газов при сгорании в цилиндре);

-генераторы, которые преобразуют механическую энергию, в энергию другого вида (например: электрогенератор преобразует механическую энергию паровой или гидравлической машины в электрическую).

Рабочие машины – машины, использующие механическую энергию для совершения работы по передвижению (перемещению) и преобразованию материалов:

-Транспортные машины – используют механическую энергию для изменения положения объекта

-Технологические машины – используют механическую энергию для преобразования формы, свойств, размеров и состояния объекта.

Информационные машины – предназначенные для обработки и преобразования информации.

1.2 Классификации механизмов

В литературе приводится несколько определений механизма:

Механизм – это система твердых тел, предназначенных для передачи и преобразования заданного движения одного или нескольких тел в требуемые движения.

Механизм – кинематическая цепь, в состав которой входит неподвижное звено стойка и число степеней свободы которой равно числу обобщенных координат.

Механизм – устройство для передачи преобразования движений любого рода.

Механизм – система твердых тел, подвижно связанных путем соприкосновения и движущихся определенным, требуемым образом относительно одного из них, принятого за не подвижное.

Механизмы классифицируются по следующим признакам:

По области применения: механизмы насосов, роботов, машин, ДВС, летательных аппаратов и т.д.

По виду передаточной функции на механизмы: с постоянно передаточной функцией, с переменной передаточной функцией, с нерегулируемой передаточной функцией, с регулируемой передаточной функцией, со ступенчатым регулированием, с бесступенчатым регулированием.

По виду преобразования движения на механизмы преобразующие:
вращательное в поступательное,
поступательное в поступательное,
вращательное движение во вращательное:
редукторы $\omega_{\text{вх.}} > \omega_{\text{вых.}}$,
мультипликаторы $\omega_{\text{вх.}} < \omega_{\text{вых.}}$,
муфты $\omega_{\text{вх.}} = \omega_{\text{вых.}}$.

По движению и расположению звеньев в пространстве:
пространственные, плоские и сферические. Все механизмы являются пространственными, часть механизмов, звенья которых совершают движения в плоскостях, параллельных одной плоскости, являются одновременно и плоскими, другая часть механизмов, звенья которых движутся по сферическим поверхностям, являются одновременно сферическими.

По числу подвижностей механизма: с одной подвижностью $W=1$ и с несколькими подвижностями $W > 1$; и т.д.

По виду кинематических пар: с низшими кинематическими парами (все кинематические пары механизма низшие), с высшими кинематическими парами (хотя бы одна кинематическая пара высшая), шарнирные (все КП механизма вращательные шарниры).

По способу передачи и преобразования потока энергии: фрикционные (сцепление), зацеплением, волновые (создание волновой деформации) и импульсные.

По форме, конструктивному исполнению и движению звеньев: рычажные (Рис.1), зубчатые (Рис.2), кулачковые (Рис.3), планетарные (Рис.4), манипуляторы (Рис.5)

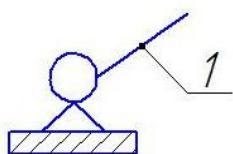


Рис.1. Рычажные

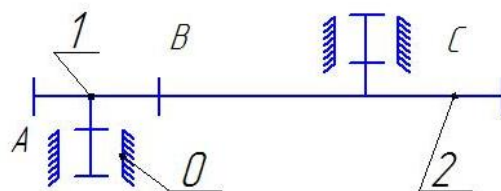


Рис.2. Зубчатые

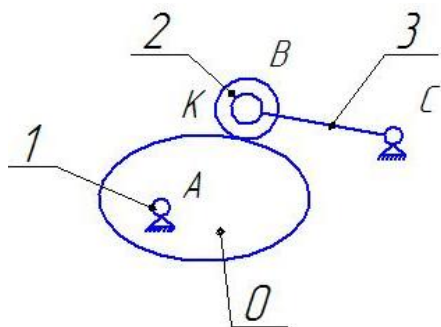


Рис. 3. Кулачковые

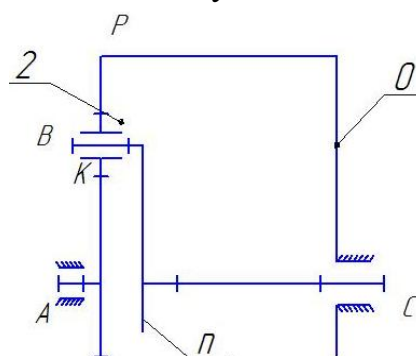


Рис.4. Планетарные

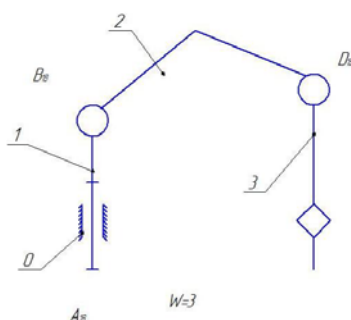


Рис.5. Манипуляторы

1.3 Основные понятия и определения строения механизмов

Всякий механизм состоит из отдельных деталей. Некоторые детали являются неподвижными, другие детали движутся относительно этих деталей.

Звено механизма – это одна жесткая деталь или несколько неподвижно соединенных между собой деталей. В свою очередь звенья механизма могут быть подвижными и неподвижными.

Неподвижным звеном – называют стойку или станину. Обычно за стойку принимают корпус или раму машины, а также все жестко связанные с ними детали. Стойка в механизме всегда только одна.

Подвижным звеном – называют звено, имеющее возможность относительного перемещения. Подвижные звенья бывают входными - ведущими и выходными - ведомыми.

Входное звено - ведущее: это звено, которому сообщается движение.

Выходное звено - ведомое: это звено, которое осуществляет требуемое движение.

Кинематическая пара- это подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев. Для существования кинематической пары необходимы 3 условия: наличие двух звеньев, постоянное соприкосновение этих звеньев, возможность их относительного перемещения.

Кинематическая цепь - это система звеньев, связанных между собой кинематическими парами. В основе всякого механизма лежит кинематическая цепь, но не каждая кинематическая цепь представляет собой механизм, а только та, звенья которой осуществляют заданные движения.

1.4. Кинематические пары и их классификация

Кинематические пары 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 допускают скольжение с перекатыванием).

2. По относительному движению звеньев, образующих пару:
вращательные, поступательные, винтовые, плоские и сферические.

3. По способу замыкания - обеспечения контакта звеньев пары:

Силовое замыкание - происходящее за счет действия сил веса или силы упругости пружины (Рис.6).

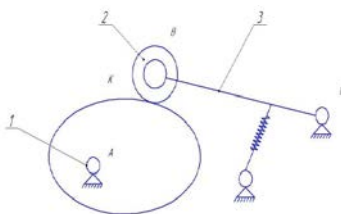


Рис.6. Силовое замыкание

Геометрическое замыкание – происходящее за счет конструкции рабочих поверхностей пары (Рис.7).

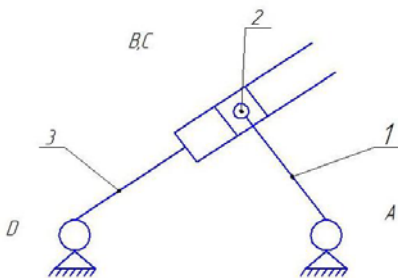


Рис.7. Геометрическое замыкание

4. По числу условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев: число условий связей определяет класс кинематической пары.

5. По числу подвижностей в относительном движении звеньев: рассмотрим классификацию кинематических пар по числу условий связи и числу подвижностей в относительном движении звеньев.

Всякое тело, свободно движущееся в пространстве, обладает шестью степенями свободы, т.е. движение может быть предоставлено как вращение вокруг трех осей и поступательное движение вдоль этих трех осей.

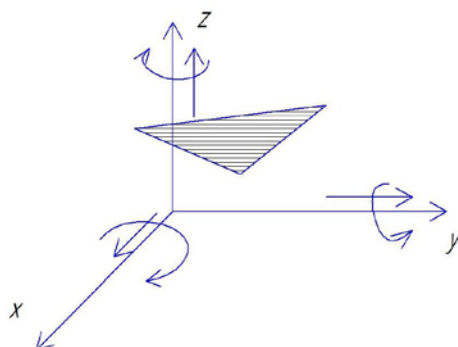


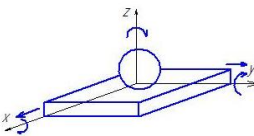
Рис.8. Пространственная система координат

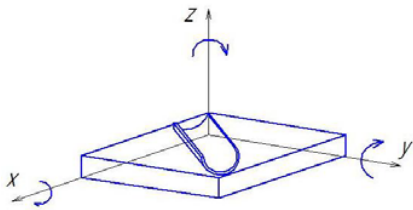
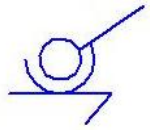
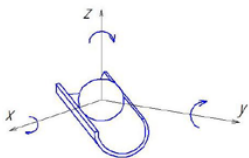
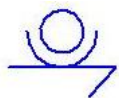
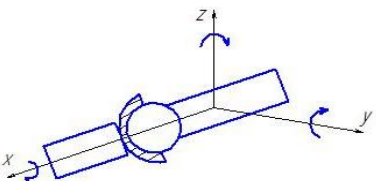
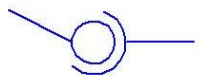
Если звено не входит в кинематическую пару, то у него нет никаких ограничений движению: $S=0$, где S – число условий связи. $S=6-N$

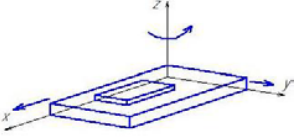
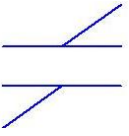
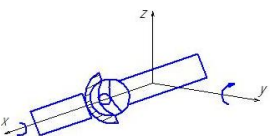
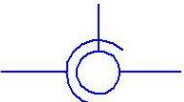
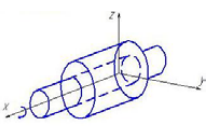
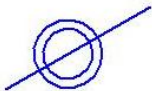
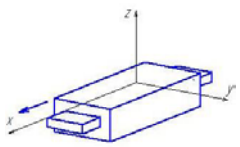
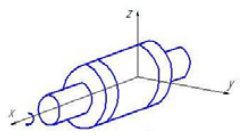
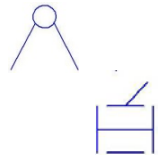
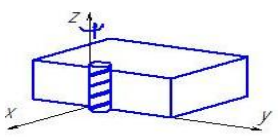
Если наложить шесть связей то звенья теряют относительную подвижность и получается жесткое соединение, т.е. кинематической пары не станет - т.к. нет относительного движения звеньев: $S=6$. Число условий связи, наложенных на относительное движение звеньев, находится в пределах $1 \leq S \leq 5$ - справедливо для звена входящего в кинематическую пару. Поскольку число связей меняется от 1 до 5, существует 5 классов кинематических пар (Таблица 1).

Таблица 1

Классификация кинематических пар по подвижности и числу связей

Класс К.П.	Число Связей S	Подвижность N	Пространственная схема	Условное обозначение
1	1	5	 шар-плоскость	

2	2	4	 цилиндр-плоскость	
2	2	4	 шар-цилиндр	
3	3	3	 сферическая	

Класс К.П.	Число Связей S	Подвижность H	Пространственная схема	Условное обозначение
3	3	3	 плоскостная	
4	4	2	 сферическая с пальцем	
4	4	2	 Цилиндрическая	
5	5	1	Поступательная 	
5	5	1	 вращательная	
5	5	1	 винтовая	

В зависимости от вида элементов, по которым соприкасаются кинематические пары, различают высшие и низшие кинематические пары.

К высшим относятся пары, звенья которых соприкасаются по линиям или в точке.

К низшим относятся пары, у которых звенья соприкасаются по поверхностям.

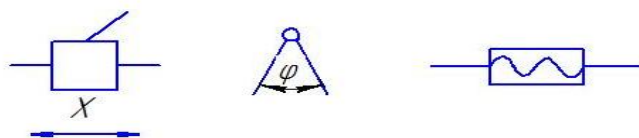


Рис.9. Пары пятого класса

Все пары пятого класса низшие: поступательная, вращательная, винтовая (рис.9).

Пары четвертого класса бывают как высшими, так и низшими. Механизм, звенья которого образованы только низшими кинематическими парами – плоский (рычажный).

1.5. Кинематическая цепь, структурная формула кинематической цепи

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

Кинематическую цепь различают по следующим признакам:

а) Замкнутые и незамкнутые (рис.10).



Рис.10. Замкнутые и незамкнутые цепи

б) Простые и сложные (рис.11).



Рис.11. Простые и сложные цепи

в) Плоские и пространственные (рис.12).



Рис.12. Плоские и пространственные 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.

В простой цепи – каждое звено входит не более чем в две кинематические пары.

В сложной цепи – есть звенья входящее более чем в две кинематические пары.

В плоской цепи – все звенья перемещаются в одной плоскости либо в параллельных плоскостях.

В пространственной цепи – звенья движутся в разных, не параллельных плоскостях.

Структурная формула кинематической цепи связывает число степеней свободы, то есть число независимых движений с числом и видом кинематических пар в данной кинематической цепи.

Пусть в механизме имеется k звеньев (включая стойку).

Каждое звено до соединения его с другим звеном имеет 6 степеней свободы.

Тогда общее число степеней свободы кинематической цепи = $6k$.

Соединение звеньев в кинематические пары накладывает определенное число связей, которые надо исключить из общего числа степеней свободы.

Учитывая, что каждая пара пятого класса накладывает пять связей; пара четвертого класса – четыре связи и так далее, число степеней свободы кинематической цепи $\rightarrow H$ в общем случае определяется соотношением:

$$H = 6k - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1;$$

где p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – число кинематических пар пятого, четвертого, третьего, второго, первого класса.

Если рассматривать движение относительно стойки (неподвижного звена), то из общего количества звеньев надо исключить это звено, т.е. стойку: $n = k - 1$

где n – число подвижных звеньев в кинематической цепи.

Степень подвижности механизма относительно стойки определяется формулой: $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$;

Полученная формула называется структурной формулой кинематической цепи (А.П. Малышева).

Пример: выполнить расчет степени подвижности механизма относительно стойки (Рис. 13.): $n=3, p_5=2, p_3=2, W=6\cdot3-5\cdot2-3\cdot2=2$

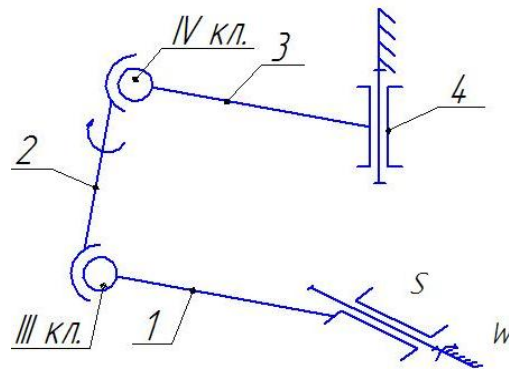


Рис.13. Структурная схема механизма

Выполнить расчет степени подвижности механизма относительно стойки (Рис. 14): $W=6-4-5-2-4-1-3-1=7$

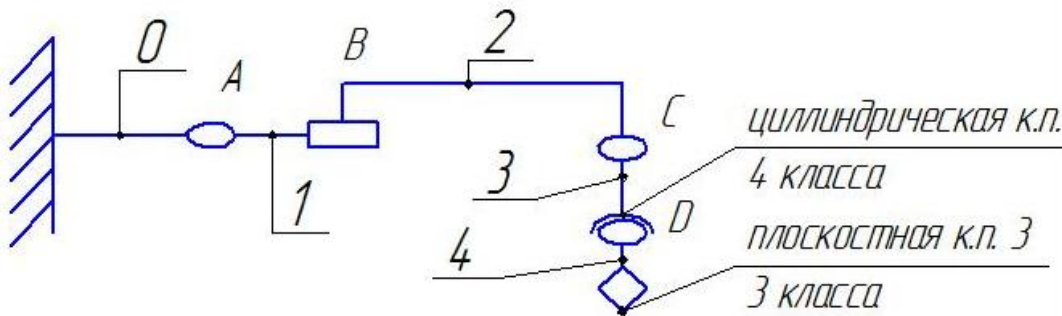


Рис.14. Структурная схема механизма

1.6. Структурная формула плоских механизмов

Все механизмы классифицируются по семействам. Класс семейства определяется числом общих связей, наложенных на механизм.

Если наложить на механизм одну общую связь, то получим механизм первого семейства: $W=5n-4p_5-3p_4-2p_3-p_2$

Если наложить две общих связи: $W=4n-3p_5-2p_4-p_3$

Если наложить три общих связи, получим механизм третьего семейства – плоский механизм.

Из определения плоских механизмов следует, что у них из шести независимых движений возможны только три: поступательное вдоль осей X и Y, а также вращение вдоль оси Z.

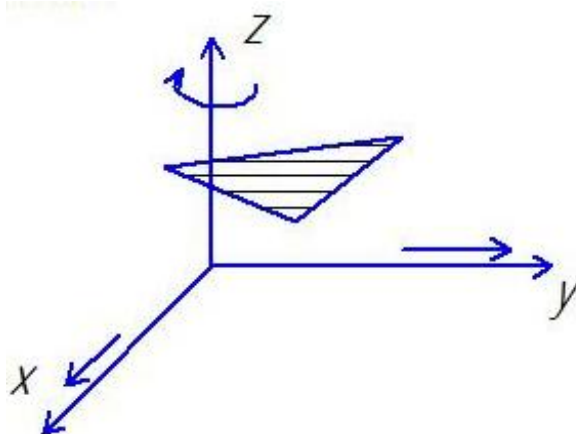


Рис.15. Число степеней свободы любого тела в пространстве

При этом звенья будут двигаться в плоскостях ХОУ.

Структурная формула имеет вид: $W=3n-2p_5-p_4$

И называется формулой Чебышева для плоских механизмов.

Пример:

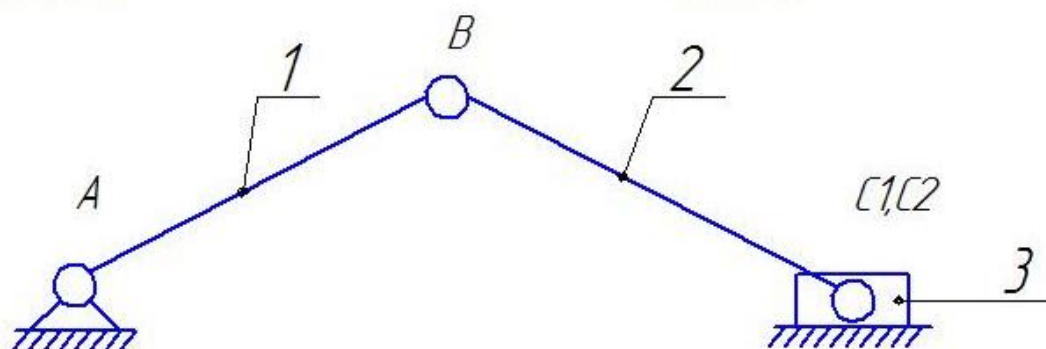


Рис.16. Кривошипно-ползунный механизм

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

Для плоских механизмов:

$n=3$ A(0;1) вращательное

B(1;2) вращательное

$C_1(2;3)$ вращательное

$C_2(3;0)$ поступательное

$$P_5=4$$

Большинство плоских механизмов имеет $W=1$.

Плоский механизм – это механизм, все звенья которого совершают движение во взаимно параллельных плоскостях.

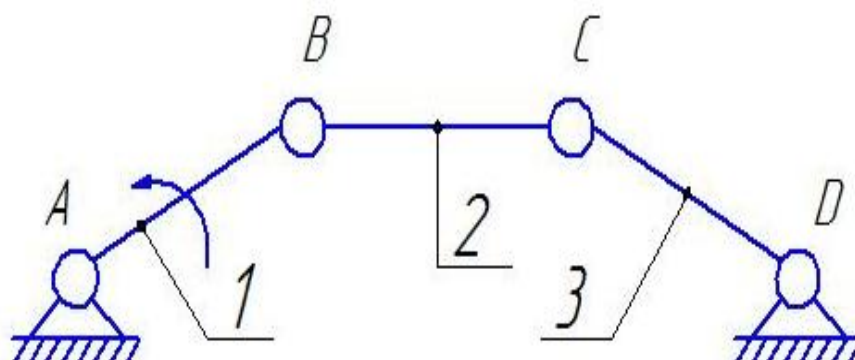


Рис.17. Шарнирный четырехзвенник

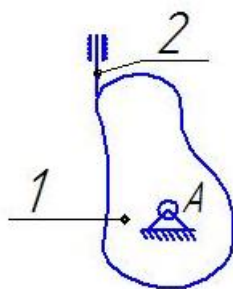


Рис.18. Кулачковый механизм

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

1.7. Замена высших пар низшими

В плоскостях механизмах все пары четвертого класса являются высшими. А пары пятого класса низшими.

Поэтому формулу Чебышева можно представить:

$$W=3n-2p_n-p_v,$$

где n – число подвижных звеньев;

p_n – число низших пар;

p_v – число высших пар.

При структурном анализе механизмов, высшие пары можно заменить низшими. Рассматривать механизмы низшими парами удобнее.

Пусть для КУ, содержащей низшие пары высшие и низшие пары, степень подвижности равна W_0 ;

Если убрать из цепи пару четвертого класса, то число степеней свободы станет на единицу больше, так как пара четвертого класса в плоском механизме накладывает одну связь.

Вместо отброшенной пары необходимо приложить кинематическую цепь, содержащую только низшие кинематические пары.

Тогда, чтобы выполнить первое условие, необходимо соблюсти равенство:

$$(W_0+1)+(3n-2p_5)= W_0,$$

где W_0 – степень подвижности исходной цепи

(W_0+1) – степень подвижности отброшенной высшей парой

$(3n-2p_5)$ – степень подвижности цепи замены (содержащей только низшие пары).

Преобразуем равенство:

$$p_5 = \frac{3n+1}{2}$$

Полученное выражение устанавливает соотношение между числом звеньев и числом кинематических пар пятого класса в цепи замены.

Учитывая, что p_5 и n – целые числа, то $n=1$; $p_5 = \frac{3 \cdot 1 + 1}{2} = 2$

Вывод: высшую пару в КЦ можно заменить дополнительным звеном и двумя низшими парами.

1. Если высшие пары представляют собой окружность или любую произвольную кривую, с одной стороны, и точечный контакт, с другой стороны, то кинематические пары замены находятся в точке контакта и в центре кривизны.

2. Если контакт в высшей паре происходит по линии, то замена осуществляется поступательной парой.

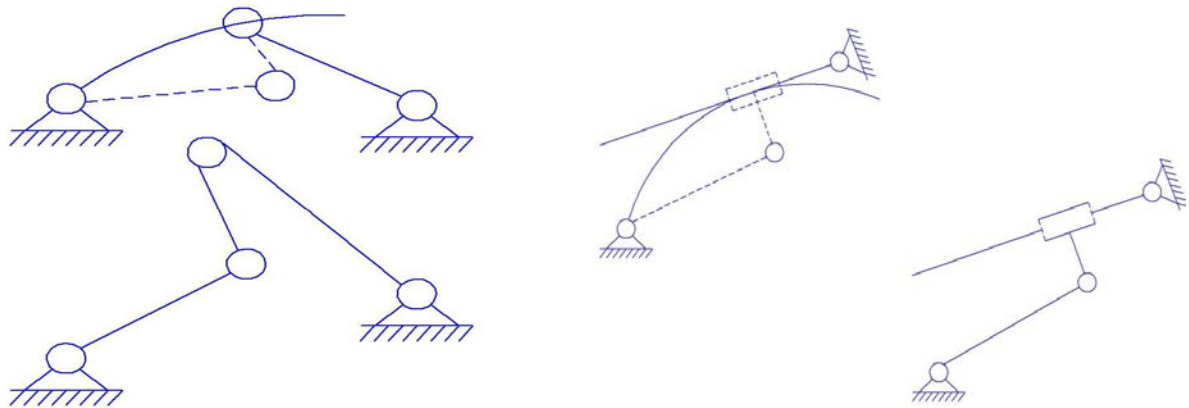


Рис.19. Замена высших кинематических пар низшими

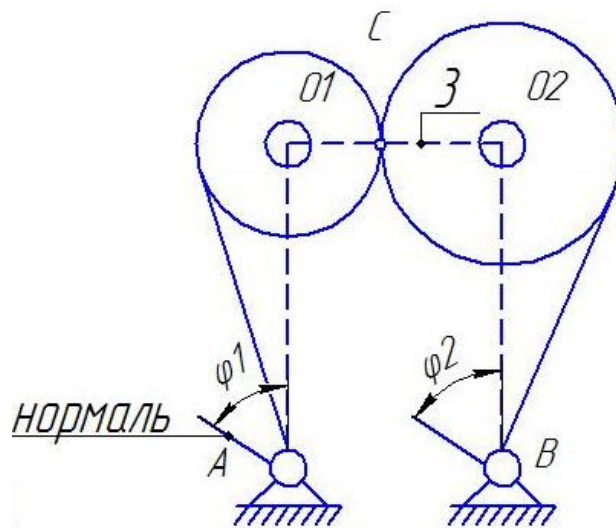


Рис.20. Схема механизма подлежащего замене высших пар низшими

Имеется механизм, состоящий из звеньев 1 и 2. Контакт между звеньями – в точке С, которая представляет собой высшую пару;

А и В – низшие пар (вращательные);

O_1 и O_2 – центры звеньев;

С – высшая кинематическая пара.

Для замены высшей КП С проводим нормаль в точке касания звеньев до центров кривизны O_1 и O_2 (пунктир).

Соединим точки O_1 и O_2 с точками А и В, получим шарнирный четырехзвенник, у которого точку касания звеньев С заменили дополнительным звеном 3 и двумя низшими парами O_1 и O_2 .

Следует иметь в виду, что заменяющий механизм имеет такой вид только для данного положения.

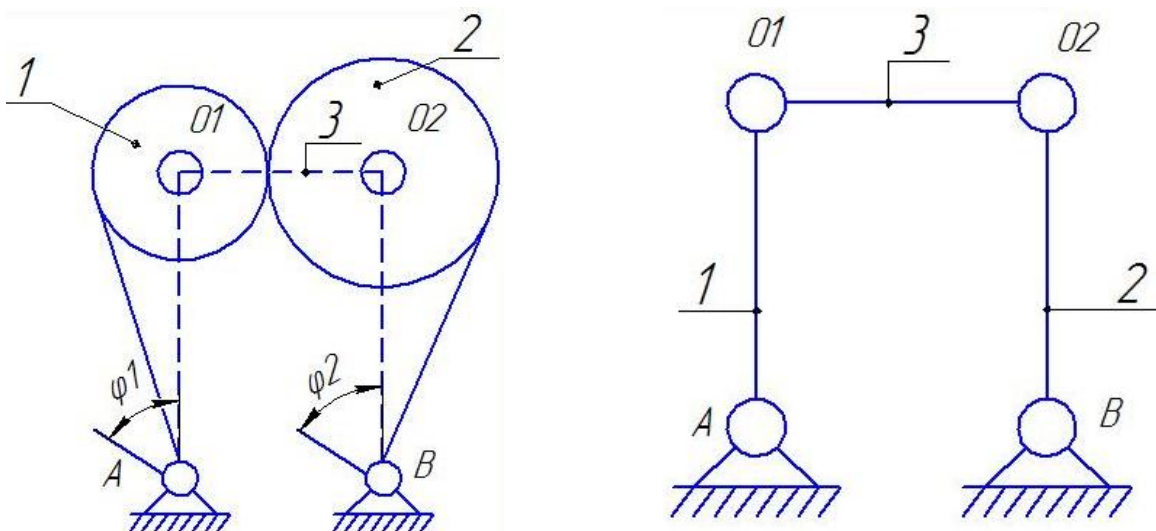


Рис.21. Схема замены высших пар низшими

Определим степень подвижности механизма:

$$W=3n-2p_5-p_4=3\cdot 2-2\cdot 2-1 \text{ – степень подвижности исходного механизма}$$

$$W=3n-2p_5-p_4=3\cdot 3-2\cdot 4-0=1 \text{ – степень подвижности заменяющего механизма}$$

Сравнивая результаты, делаем вывод, что первое условие замены выполнено. Степень подвижности W – должна быть неизменной.

Если высшие пары представляют собой соприкасающиеся окружности, то при замене низшие пары находятся в центре этих окружностей.

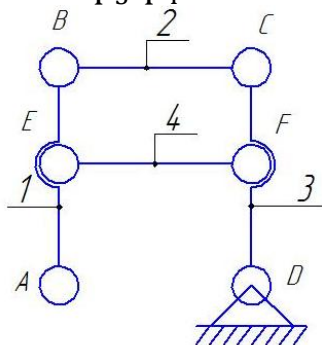
1.8.Избыточные связи и лишние степени свободы

Избыточные связи в механизмах нежелательны, так как при этом возникает статическая неопределенность системы, а также возрастают требования к точности изготовления деталей.

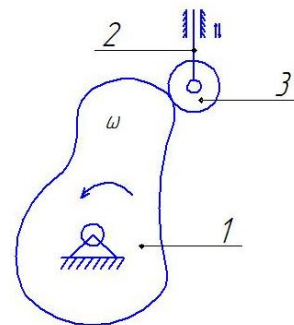
Однако в целом ряде случаев приходится сознательно проектировать и изготавливать механизмы с избыточными связями для обеспечения нужной жесткости и прочности системы.

Например, в шарнирном четырехзвеннике звено 4 присоединенное парами Е и F, обуславливает избыточную связь. Степень подвижности механизма:

$$W=3n-2p_5-p_4=3\cdot 4-2\cdot 6=0$$

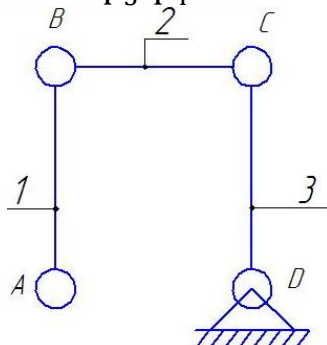


$$W=3\cdot 3-2\cdot 3-1=2$$



В действительности же:

$$W=3n-2p_5-p_4=3\cdot 3-2\cdot 4=1$$



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

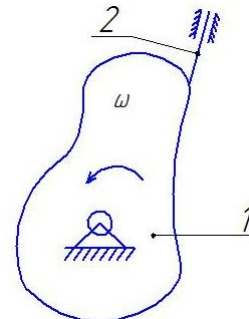


Рис.23. Схема механизмов с избыточными связями

Ролик накладывает лишнюю связь которая не оказывает никакого влияния на движение механизма, а служит лишь для уменьшения трения толкателя о поверхность кулачка.

Поэтому, прежде чем определить степень подвижности механизма, следует убрать избыточные связи. Относительное движение при этом не меняется.

2. Структурный анализ плоских механизмов

2.1. Задачи структурного анализа. Принцип Ассура

Задачи структурного анализа:

1. Определить степень подвижности механизма (число степеней свободы).
2. Выделить структурные группы (Ассура).
3. Выделить механизм 1 класса.

Число степеней свободы равно числу обобщенных координат, характеризующих положение КЦ относительно стойки.

Входное звено, соединенное в КП со стойкой, называется механизмом 1 класса.

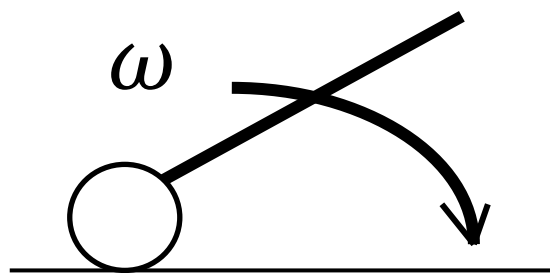


Рис.24. Схема механизма 1 класса

Механизм первого класса имеет одну степень свободы $W=1$. Если присоединить к входному звену кинематическую цепь, то получится структурная схема механизма. При этом степень подвижности не должна изменяться. Порядок группы определяется по числу крайних свободных элементов, КП присоединенных к механизму. Принцип образования механизмов впервые сформулированный Л.В.Ассуром заключается в следующем:

Схема любого механизма может быть составлена последовательным присоединением к начальному звену групп звеньев с $W=0$.

Группа Ассура 2-ого класса (имеет 2 звена), потому что класс определяется по числу пар входящих в звено

2.2. Группы Ассура и их классификация

Группой Ассура - называется незамкнутая кинематическая цепь число степеней подвижности (свободы) которой равно нулю. Поскольку n и p_5 могут быть только целыми числами из равенства $W=3n-2p_5=0$, получаются следующие сочетания:

А) $n=2$; $p_5=3$ Б) $n=4$; $p_5=6$ В) $n=6$; $p_5=9$ Г) $n=8$; $p_5=12$ и т.д.

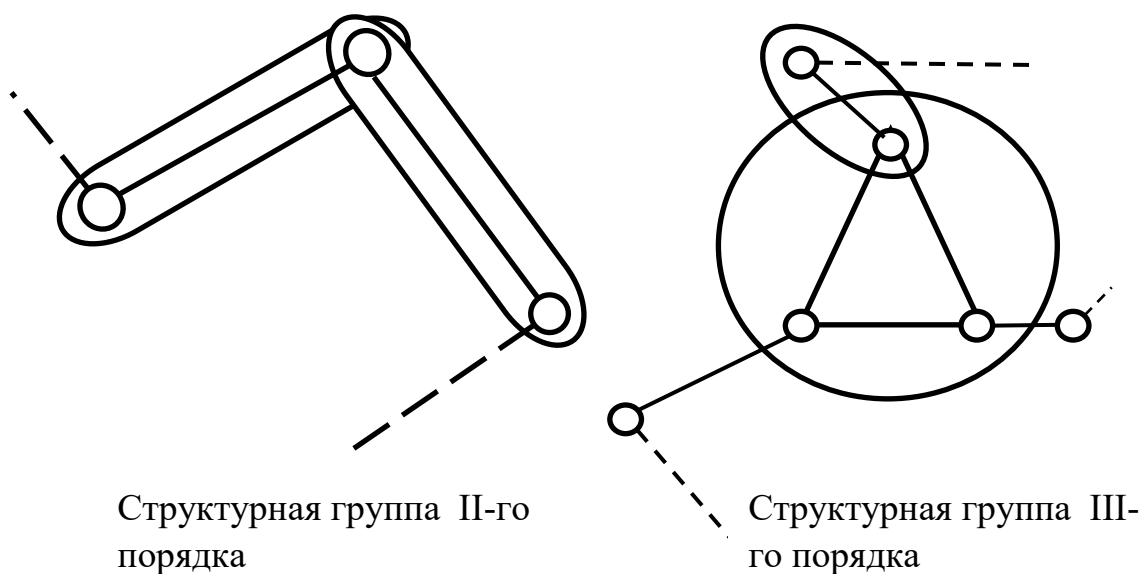


Рис.25. Структурные группы Ассура

В простой группе Ассура два или три звена. В группе Ассура плоского рычажного механизма число звеньев должно быть четным, а число пар определяется из равенства

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

Класс группы Асура выше II –го определяется наивысшим числом КП, входящих в замкнутый контур внутри механизма.

Порядок структурной группы определяется числом внешних кинематических пар которыми она присоединяется к механизму; при этом нельзя присоединять группу к одному звену.

Пунктиром на рисунке показаны звенья, к которым группа присоединяется. Этими звеньями является начальное звено, или звенья других групп или стойка. Группа, имеющая два звена и три кинематические пары пятого класса, называется группой второго класса второго порядка, или двухповодковой группой.

Группа третьего класса третьего порядка - трехпроводковая группа.

Класс механизма определяют наивысшим классом структурной группы, входящей в состав указанного механизма.

Самая простая структурная группа ($n=2$, $p_5=3$) состоящая из двух звеньев и трех кинематических пар, имеет пять рядов в зависимости от сочетания вращательных и поступательных пар.

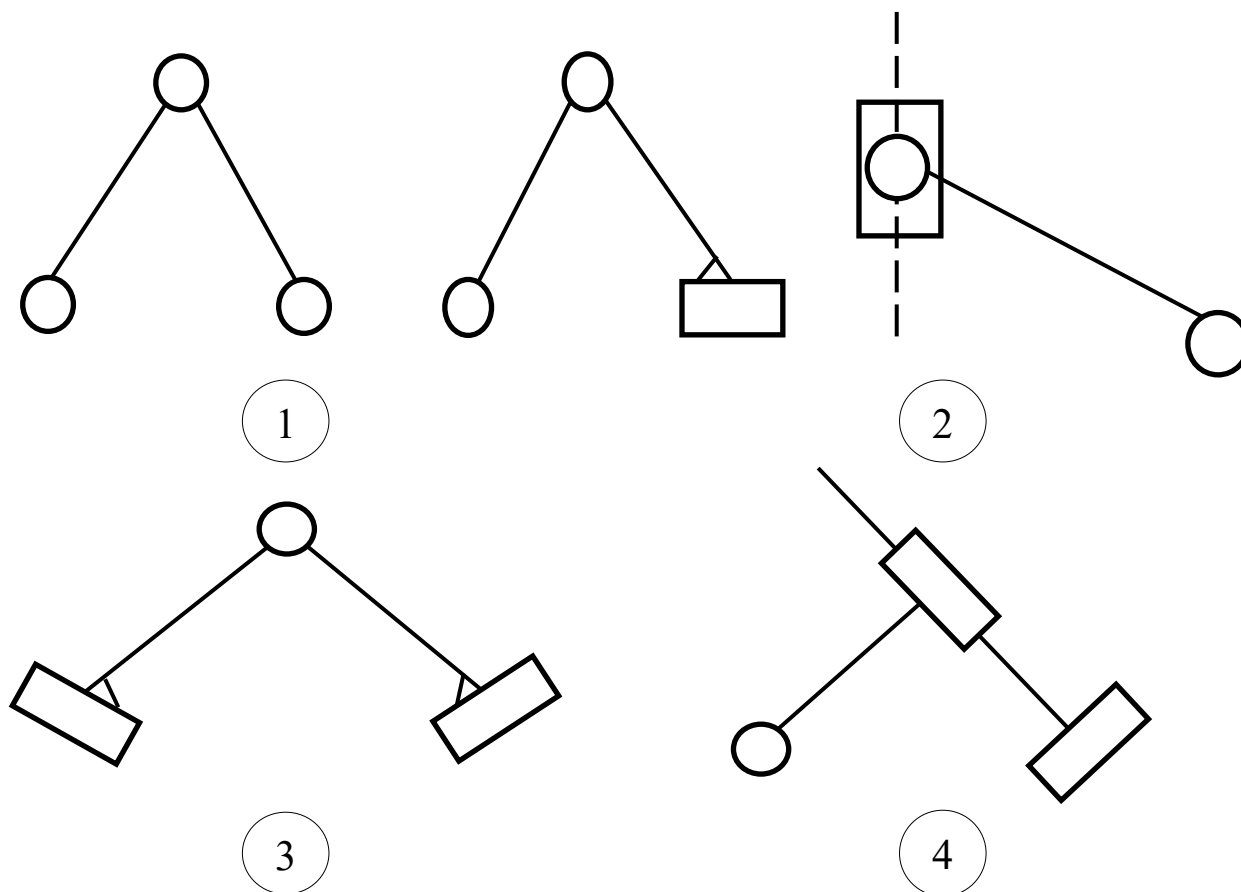


Рис.26. Виды структурных групп

В группах Ассура 3-его класса есть звенья входящие в 3, а в группах 4-ого класса и выше – замкнутые контуры состоящие из четырех и большего числа звеньев

Группа первого вида (рис.1) - все пары вращательные. Второго вида (рис.2) - на конце одного из звеньев поступательная пара. Третьего (рис.3) - в середине поступательная пара. Четвертого (рис. 4) - на конце обоих звеньев поступательная пара. Пятого (рис.5) - в середине и на конце одного из звеньев поступательная пара.

Структурный анализ механизма следует проводить путем расчленения его на структурные группы в порядке, обратном образованию механизма, то есть выделять группы начинают с наиболее удаленной (последней в порядке присоединения их к механизму первого класса).

В результате отсоединения структурных групп остается механизм первого класса.

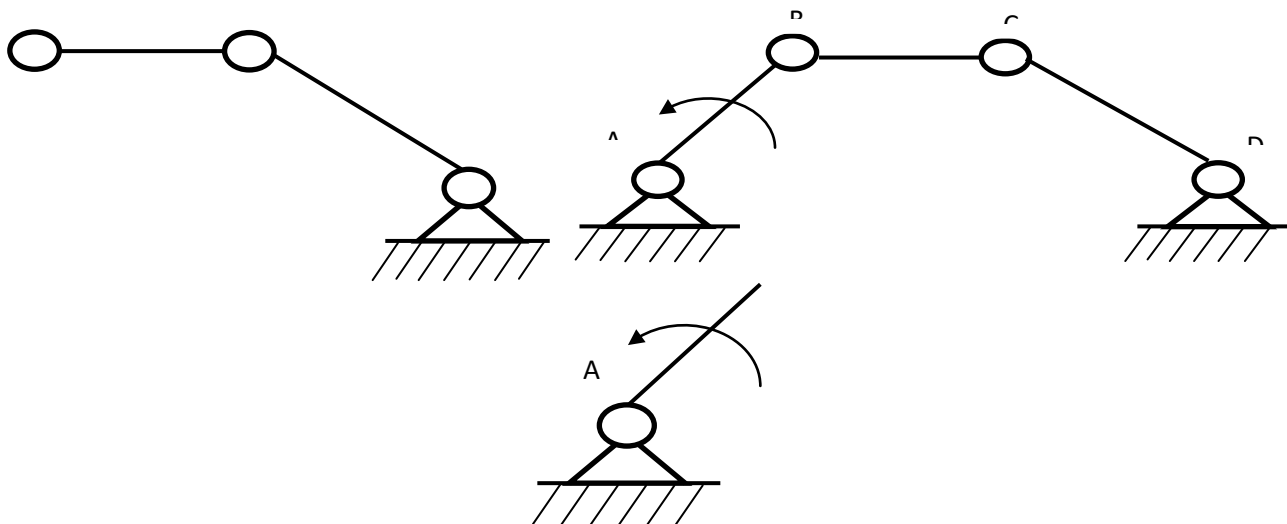


Рис.27. Структурная схема механизма шарнирного четырехзвенника.

Пример: выполнить структурный анализ механизма шарнирного четырехзвенника.

1. Определим степень подвижности механизма:
 $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$

2. Выделим группы Ассура (последние два звена и три кинематические пары) - группа II класса первого вида (II1): $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0 = 0$.

3. Остается механизм I класса: $W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$. Данный механизм образован присоединением к механизму I класса группы Ассура II класса I вида. Структурная группа, у которой $n=2$, $p_5=3$ и называется механизмом II класса: $n=7$, $p_5=10$; $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1$.

Механизм образован присоединением к механизму I класса группы III класса и группы II класса первого вида. АВ - начальное звено.

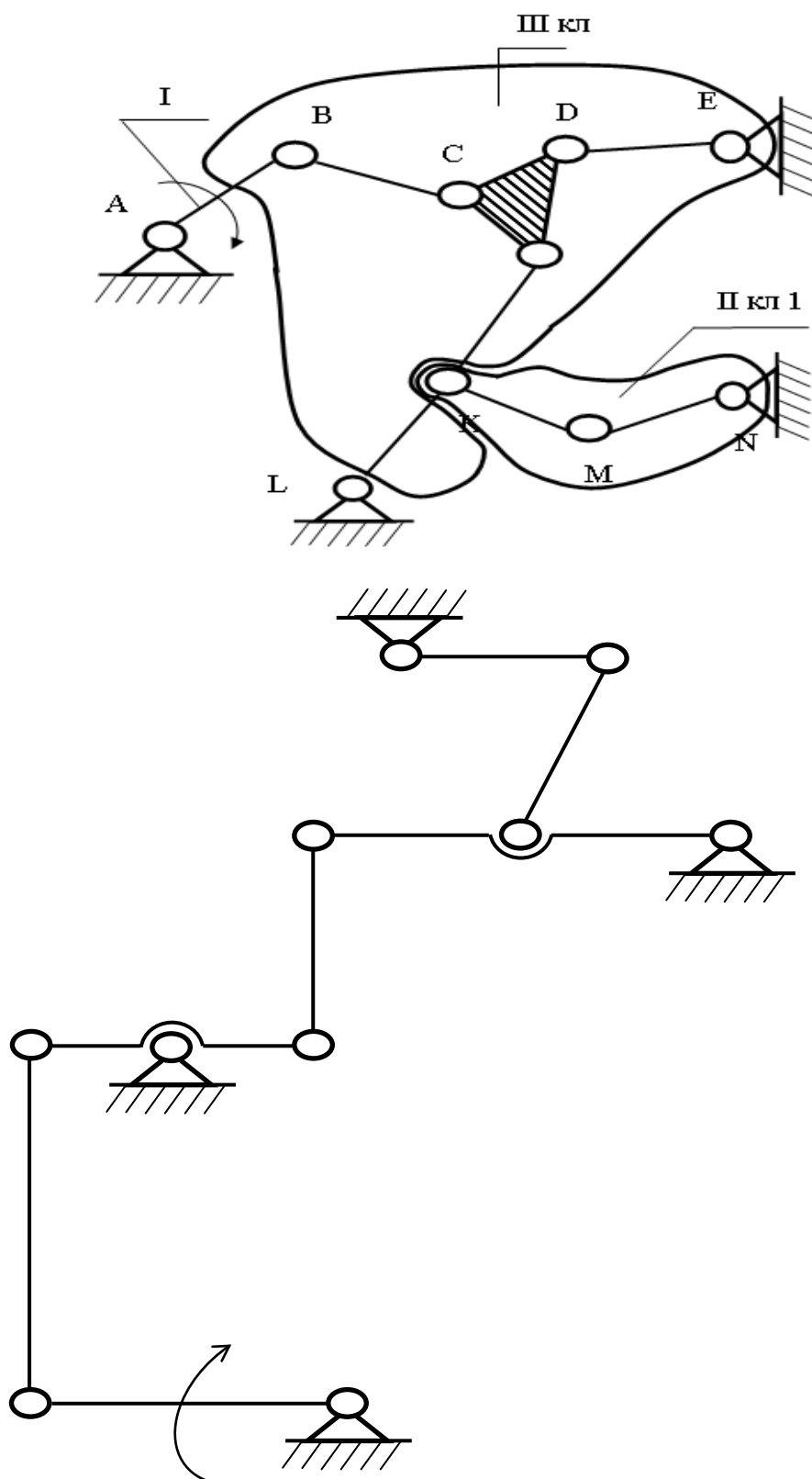


Рис.28. Структурная схема плоского механизма

Пример разложения на структурные группы Ассура:

Посчитать степень подвижности механизма по формуле Чебышева:

Общее число звеньев $k=8$, АВ - ведущее звено, Число подвижных звеньев $n=k-1$

Число p_5 (кинематическая пара класса) $p_5=10$.

Из этого следует: $W=3n-2p_5-p_4=3*7-2*10-0=1$.

1. Определяется группа Ассура второго класса (7.6 LKG).

2. Группа второго класса состоящая из звеньев 5 и 4 (HEF).

3. Группа второго класса из звеньев 3 и 2 (DCB).

На этом расчленение заканчивается так как остались ведущее звено и стойка 8, то записывается формула строения механизма:

$I(1) \rightarrow 2(2.3) \rightarrow 3(4.5) \rightarrow 4(6.7)$. В этой формуле римская цифра I обозначает ведущее звено, арабские цифры - классы присоединяемых групп (2), а индексы при арабских цифрах - какие звенья (входят) образовали ведущее звено и присоединенных

Для плоского механизма, состоящего только из КП пятого класса и четвертого класса можно заменить низшими), степень подвижности групп определяется по формуле Чебышева: $W=3n-2p_5=0$

Таким образом, сколько бы групп ни присоединяли к механизму г класса, степень подвижности остается равной одному.

2.3. Основные виды плоских механизмов

Плоский механизм - это механизм, все звенья которого совершают движение во взаимно параллельных плоскостях.

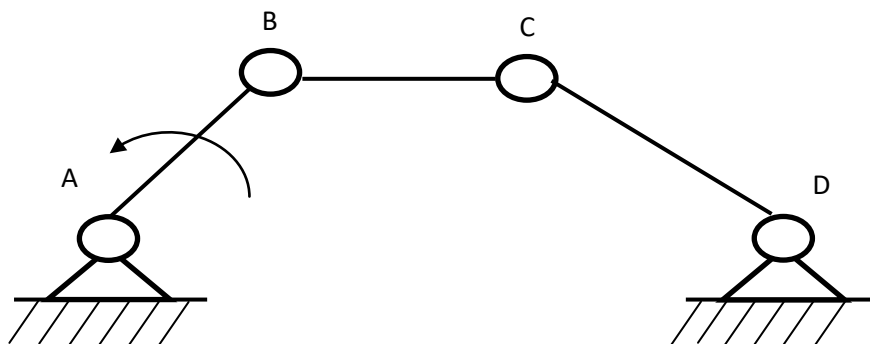
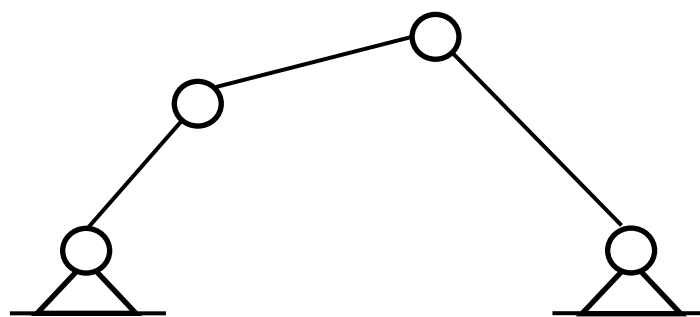


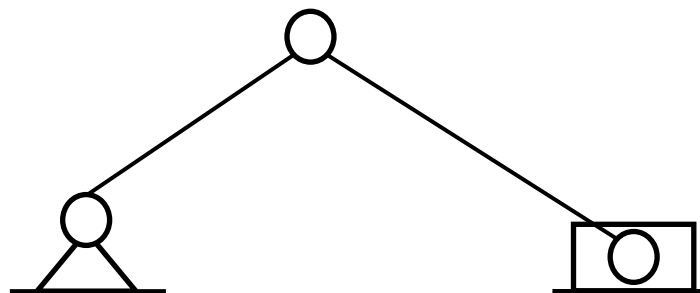
Рис.29. Структурная схема плоского механизма

Механизм, звенья которого образуют только низшие кинематические пары - плоский или рычажный.

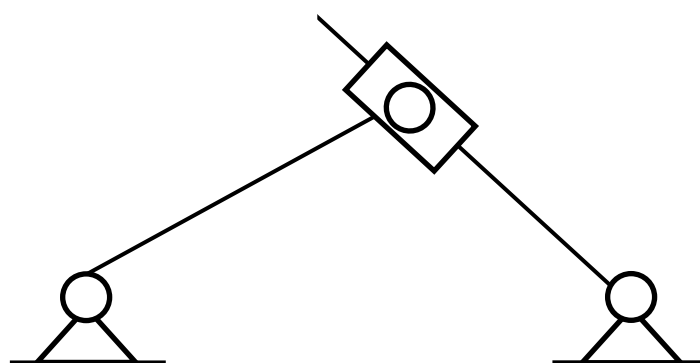
Простейшие четырехзвенные механизмы состоят из одного неподвижного звена (стойки) и трех подвижных звеньев.



а. Шарнирный четырехзвенник



б. Кривошипно-ползунный механизм



с. Кулисный механизм

Рис.30. Структурная схема плоских механизмов

Если все пары вращательные, то механизм **шарнирный четырехзвенный** (а).

Звено, которое совершает полный оборот вокруг оси вращения, называется **кривошипом**.

Звено, которое совершает вращательное движение на неполный оборот, называют **коромыслом**.

Звено, совершающее плоскопараллельное движение, называют **шатуном** (рисунок а).

Если звено 3 соединить со стойкой поступательной парой, то оно будет называться ползуном. а весь **механизм кривошипно-ползунным** (б).

В том случае, если поступательная пара находится между 2 и 3, то есть звено 2 перемещается по подвижной направляющей, то механизм - **кулисный** (с).

Если коромысло служит подвижной направляющей для ползуна, то его называют кулисой, а ползун **кулисным камнем**.

3.КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

3.1.Задачи и методы кинематического анализа

Кинематический анализ - изучение движения звеньев механизма без учета действующих сил.

Под кинематическими характеристиками понимаются перемещения, скорости и ускорения точек, а также угловые скорости и угловые ускорения звеньев.

Целью кинематического анализа является: определение положения скоростей и ускорений звеньев и их точек в зависимости от времени или от положения начальных звеньев

Перемещение, скорости, ускорение определяют в пределах цикла работы механизма, то есть за один оборот ведущего звена, для нескольких положений.

Движение звеньев зависит от закона движения ведущего звена, поэтому при решении задач кинематического анализа должны быть заданы:

-Структурная схема механизма с указанием ее размеров -то есть кинематическая схема.

-Закон движения начального звена.

Основные методы кинематического анализа:

Метод построения планов;

Метод кинематических диаграмм;

Аналитический метод.

Порядок кинематического анализа.

Построение плана положений механизма;

Построение плана скоростей механизма;

Построение плана ускорения механизма.

Изображение кинематической схемы механизма, соответствующее определенному положению начального звена, называется планом механизма.

Планы строятся в заранее выбранном масштабе.

Масштаб физической величины - это длина отрезка в миллиметрах изображающая единицу измерения этой величины.

Масштабный коэффициент (μ) - отношение численного значения физической величины к длине отрезка в миллиметрах, изображающего величину.

$$\mu = \frac{\text{истинная величина}}{\text{чертежная величина}}$$

Масштаб и масштабный коэффициент это взаимно обратные величины.

Масштабный коэффициент обозначается μ индексом, указывающим к какой величине они относятся.

3.2. Построение плана положений механизма

Начертить кинематическую схему механизма в масштабе μ

Построить станину точку О.

Из точки О построить кривошип 1 под углом φ оси вращения кривошипа.

Конец кривошипа обозначим А.

Задаемся крайним положением кривошипа (кривошип и шатун, расположенные на одной линии).

А В – шатун;

О А – кривошип

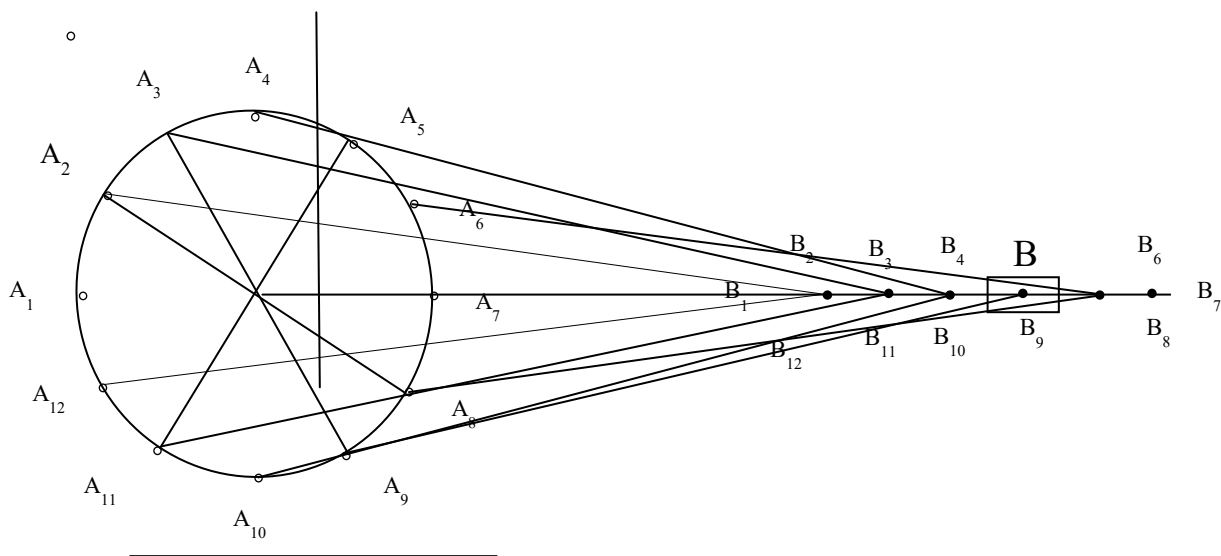


Рис.31. Построение плана положений кривошипно-ползунного механизма

- Делим окружность ОА на двенадцать равных частей, из точек деления $A_1, A_2, \dots$ делаем засечки на оси движения ползуна радиусом равным длине шатуна АВ, получаем точки $B_1, B_2, \dots$

L_{AB} - истинная длина шатуна (М)

$$|L_{AB}| = L_{AB} \cdot \mu_1$$

Найденные точки В определяют положения поршня (ползуна) на рабочем ходу положения $A_2 - A_7$ на холостом ходу $A_7 - A_{12}$.

Соединяем одноименные точки (A_1 и $B_1, \dots, A_2$ и B_2).

Определим масштаб длин по формуле: $\mu_1 = \frac{|OA|}{l_{OA}} = \frac{\text{мм}}{\text{М}}$

$|OA|$ - длина кривошипа выбирается произвольно (30 - 60 мм)

l_{OA} - истинная длина кривошипа (дана в условии) (М).

3.3. Построение планов скоростей плоских механизмов

Планом скоростей называют чертеж, на котором изображены в виде отрезков векторы, равные по модулю и по направлению скоростям различных точек механизма в данном положении.

Для построения плана скоростей необходимы:

- План механизма с указанием размеров;

- Угловая скорость начального звена.

ω_1 - угловая скорость начального звена;

$\vec{V}_A$ - вектор скорости точки A $\vec{V}_A \perp O_1A$

$\vec{V}_B$ - вектор скорости точки B

$\vec{V}_{BA}$ - относительная скорость точки B вокруг точки A.

Вектор $\vec{V}_{BA}$ - направлен перпендикулярно звену вращения AB.

$\vec{V}_{BA} \perp AB$.

План скоростей плоских механизмов - это графическое построение представляющее собой плоский пучек, лучи которого изображают абсолютные скорости точек механизма, а отрезки соединяющие концы лучей – относительны скорости

Выбираем произвольную точку P - полюс плана скоростей и откладываем в направлении вектора V_A отрезок произвольной длины P_a .

Направление вектора перпендикулярно OA по направлению движения механизма ω_1 (в сторону вращения кривошипа), а длина произвольно (40 – 60 мм). Конец вектора обозначим буквой (a).

При этом определим масштаб плана скорости

$$\mu V = \frac{P_a(\text{мм})}{V_{A(\text{м/с})}}$$

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}(\text{м/с})$$

Построим линию действия скорости точки UB вокруг точки A U_{BA}

Для этого из точки (a) проведем линию перпендикулярную звену AB.

Построим линию действия скорости точки B. U_B – направление параллельной линии перемещения ползуна и проходит через полюс (P)

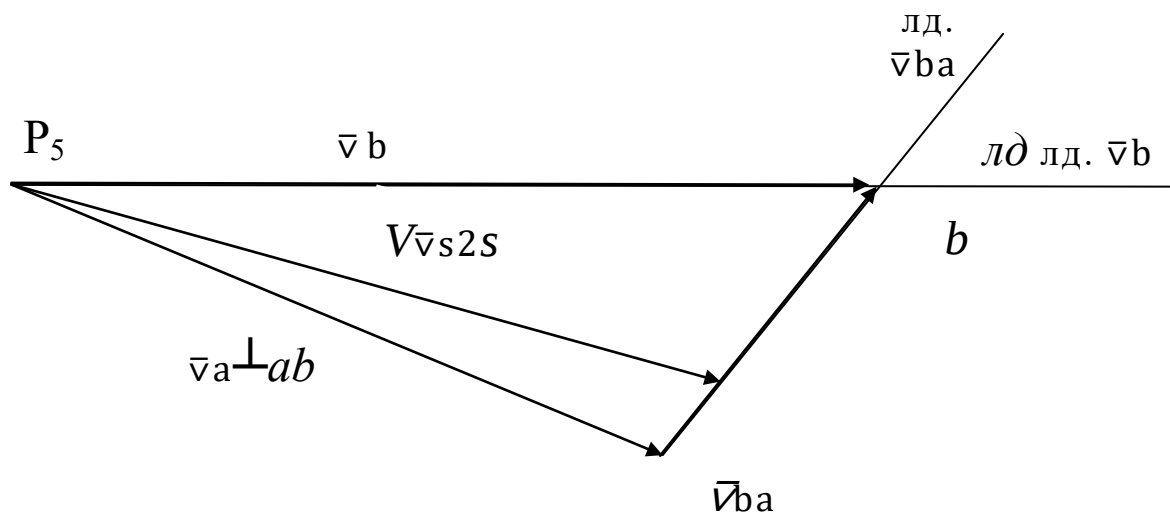


Рис.32. План скоростей

Точку пересечения двух линий действия обозначим буквой (в).

Обозначим на векторе $(\overline{ab})$ плана скоростей точку (S2) - центр тяжести звена АВ на расстоянии $1/3$ отрезка ab ближе к точке а. $1/3 ab$

Соединим полюс с точкой S2

В результате образовался вектор $US2$.

Определить истинные значения скоростей:

Для этого необходимо измерить истинные вектора на чертеже и разделить на масштаб M_v

$$\mu_v = W1 \cdot l_{OA} \text{ (м/с);}$$

$$V_B = \mu_v \frac{P_B}{\mu_v} = \left(\frac{MM}{M/C} \right);$$

$$V_{BA} = \frac{ab}{\mu_v};$$

$$VS2 = \frac{PS2}{\mu_v}.$$

LOA - длина первого звена

$W1 = W_{OA}$ — угловая скорость первого звена

На плане скоростей лучи, выходящие из полюса, изображают абсолютные скорости точек звеньев, а отрезки, соединяющие концы лучей - относительные скорости.

Векторы относительных скоростей направлены на плане скоростей к первой букве индекса. Например: $\bar{v}_{BA}$ - скорость точки В относительно точки А.

На плане скоростей читается наоборот: отрезок ab а вектор направлен к точке b .

Векторы относительных скоростей точек жесткого звена образуют на плане скоростей фигуру, подобную этому звену, повернутую на 90° в направлении угловой скорости звена.

3.4 Построение плана ускорений механизма

Чертеж, на котором изображены в виде отрезков векторы, равные по модулю и направлению ускорением различных точек звеньев механизма в данном положении, называется планом ускорений.

1. Выбрать полюс P .

2. Построить вектор ускорения точки A .

Направление вектора параллельно звену OA от точки A к точке O , то есть к центру вращения кривошипа.

Длина вектора произвольна (40 - 60 мм) конец вектора обозначим (a) .

Определим масштаб плана ускорений.

$$\mu_a = \frac{|p_a|}{a_A} = \frac{\text{мм (произвольная длина)}}{\text{м/с}^2 \text{ (значение ускорения } a)} \quad \text{л.д}$$

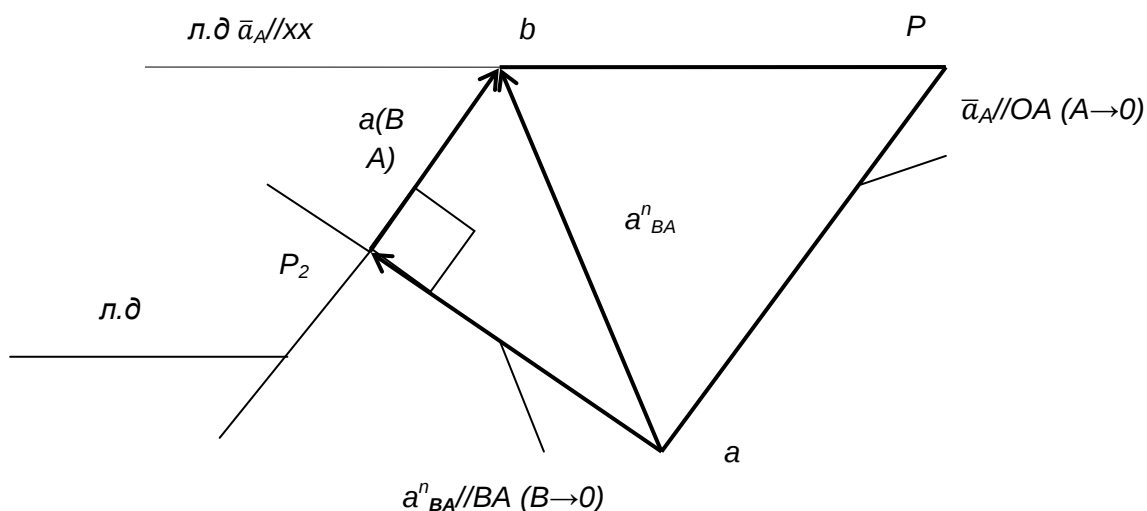


Рис.33. План ускорений

Построим нормальную составляющую вектора ускорения точки B относительно точки A . Направление вектора параллельно AB от B следующей к A по кинематической схеме. Длина вектора строится в соответствии с μ_a

$|aB^nA| = aBnA \cdot \mu_a = (\text{мм})$. Конец вектора обозначим $(n2)$.

Построим линию действия ускорения точки B относительно точки A касательное $atBA$. Направление перпендикулярное нормальной составляющей (проходит через точку $n2$).

Построим линию действия ускорения точки В. Линия действия a_B направлена параллельно линии перемещения ползуна, проходит через полюс Р.

Обозначим точку пересечения линий действия $\overline{a_B}$ и $a_{\tau BA}$ буквой (в). В результате образовалось два вектора: вектор a_B (P_B) и вектор a_{BA} ($n_2 B$).

Соединим точки а и в, получим вектор полного ускорения точки в, относительно точки а (начало в точке а, конец в точке в).

На участке а в обозначим точку S2- центр масс звена АВ на расстоянии $1/3 AB$ ближе к А. $AS_2 = 1/3 AB$

Соединим точку S2 с полюсом П: в результате образовался вектор ускорения $\overline{a_{S_2}}$. Начало вектора в точке П, конец в точке S2.

Определим истинное значение ускорений:

$$a_{S_2} = \frac{|a_{S_2}|}{\mu a} \frac{MM}{\frac{M}{c^2}};$$

$$a_B = \frac{|ab|}{\mu a} \frac{M}{c^2};$$

$$a_{\tau BA} = \frac{n_2 b}{\mu a} \frac{M}{c^2};$$

$$a_{BA} = \frac{|ab|}{\mu a} \frac{M}{c^2};$$

$$a_{BA n} = \omega^2 \cdot l_{AB};$$

$$\omega^2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}};$$

$$a_A = \omega^2 \cdot r_{OA} \frac{M}{c^2};$$

$$\omega = \frac{\tau_n}{30}.$$

4. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА

4.1. Элементы зубчатого колеса

Шаг колеса p – это расстояние по делительной окружности между одноимёнными профилями двух соседних зубьев, $p = \pi \cdot m$. Шаг включает два параметра – толщину зуба s и ширину впадины e . Если $s = e$, то имеем колесо с равноделённым шагом, в противном случае имеем колесо с неравноделённым шагом.

Делительная окружность- (её радиус r , в зацеплении двух колёс имеет индекс номера колеса):

- делит зуб на головку и ножку;
- модуль m на этой окружности имеет стандартное значение;
- радиус окружности имеет величину $r = 0,5mZ$;
- в точке на делительной окружности профильный угол эвольвенты $\alpha_u = 20^\circ$ и обозначается буквой α без индекса.

Основная окружность- является базовой для образования эвольвенты (от неё начинается эвольвентная часть зуба). Радиус этой окружности получается из рассмотрения прямоугольного треугольника с углом при вершине O , равным α , и одним из катетов, равным r_b , и гипотенузой, равной r : $r_b = r \cdot \cos \alpha$.

Окружность вершин- является габаритной окружностью колеса, её радиус определяется формулой

$$r_a = r + h_a,$$

где h_a – высота головки зуба, причём $h_a^* \cdot m$

Множитель перед модулем называется коэффициентом высоты головки зуба и равен по величине 1, т. е. $h_a^* = 1$

Диаметр окружности вершин является диаметром заготовки для изготовления зубчатого колеса.

Окружность впадин- ограничивает зуб у основания, её радиус равен

$$r_f = r - h_f,$$

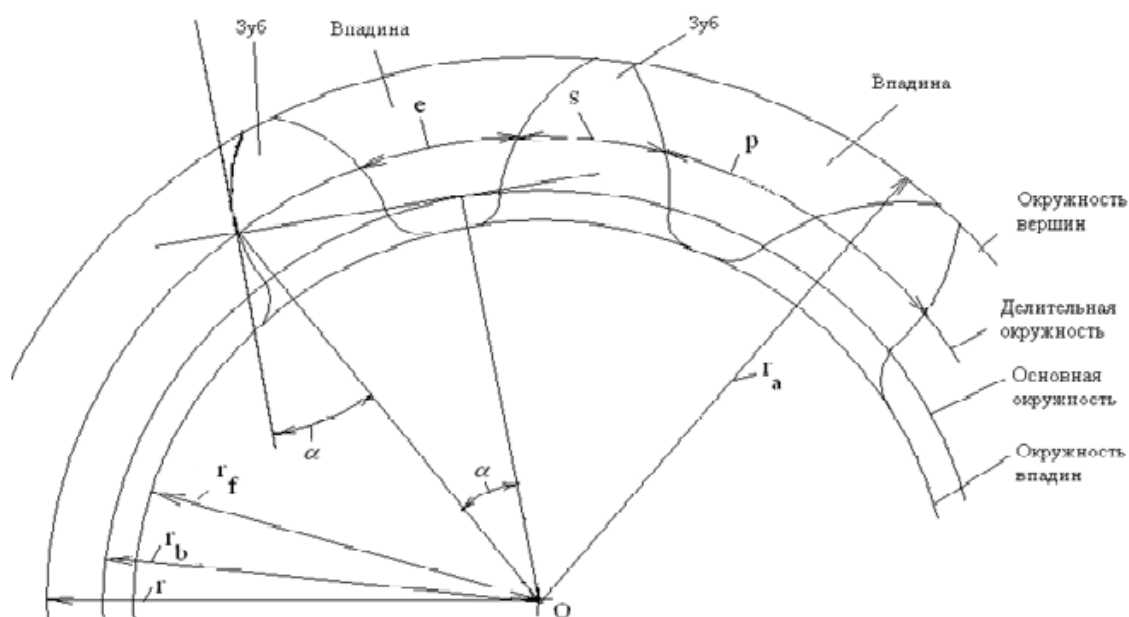


Рис.34. Элементы зубчатого колеса

где h_f – высота ножки зуба, определяемая равенством $h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m$, второе слагаемое в скобках называется **коэффициентом радиального зазора** и имеет величину $c^* = 0,25$.

Контур зуба от основной окружности до окружности вершин очерчен эвольвентой, которая сопрягается с окружностью впадин *переходной кривой* (эквидистантой удлинённой эвольвенты).

4.2. Элементы и свойства эвольвентного зацепления

Межосевое расстояние a_w – это расстояние между центрами колёс O_1 и O_2 .

Полюс зацепления Π (пи) – это точка касания центроидных окружностей колёс с радиусами r_{w1} и r_{w2} , которые в эвольвентном зацеплении называются **начальными окружностями**.

Теоретическая линия зацепления N_1N_2 – это геометрическое место точек мгновенного касания профилей зубьев, отмеченное на неподвижной плоскости. Процесс передачи движения происходит таким образом, что профили одной пары зубьев на протяжении некоторого времени касаются друг друга, т. е. имеют **общую нормаль**. На основании первого свойства эвольвенты нормаль к ней является касательной к основной окружности, а для двух касающихся друг друга профилей является касательной к обеим основным окружностям. Поэтому для данных профилей контактная нормаль является единственной и лежит на общей касательной к основным окружностям, образуя таким образом прямолинейную линию зацепления. С учётом геометрических размеров конкретных колёс линия зацепления используется для передачи движения

только в пределах зоны, заключённой между точками её пересечения с окружностями вершин (рис.35). Эта зона называется **активной линией зацепления**. Её границы на рис. 3.5 отмечены точками H_1 и H_2 .

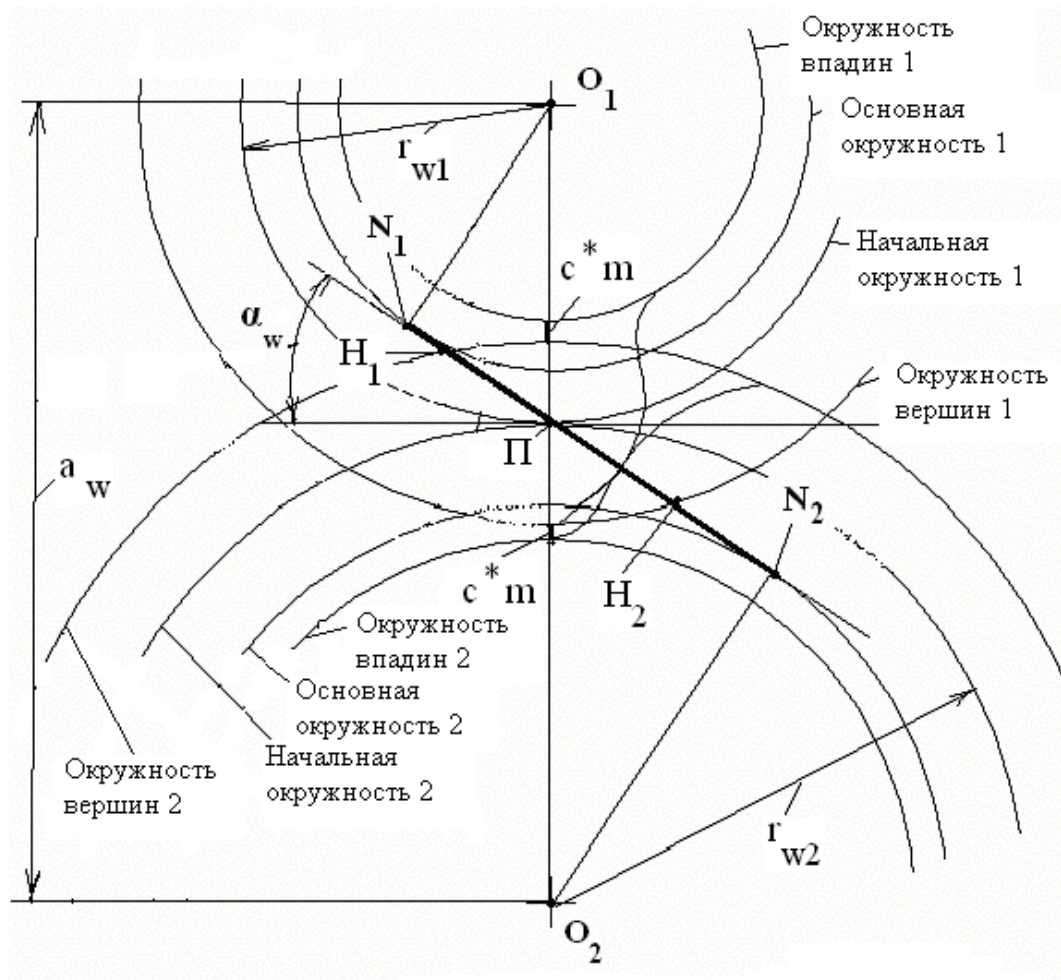


Рис.35. Элементы эвольвентного зацепления

Угол зацепления α_w – это угол между линией зацепления и общей касательной к начальным окружностям, проведённой через полюс зацепления.

Радиальный зазор – это расстояние на межосевой линии между точками пересечения её с окружностью вершин одного колеса и впадин другого колеса.

4.3. Свойства зацепления

1. Передаточное отношение постоянно в любой фазе зацепления, так как оно может быть выражено через радиусы основных окружностей. Для доказательства используем подобные прямоугольные треугольники (рис. 35) $\Delta O_1 N_1 P$ и $\Delta O_2 N_2 P$ и запишем цепочку равенств:

$$|i_{12}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}.$$

2. Передаточное отношение не зависит от изменения межосевого расстояния a_w по той же причине, что и в предыдущем случае.

3. Правильное зацепление эвольвентных профилей происходит только в пределах линии зацепления $N_1 N_2$, так как только в этих пределах контактирующие эвольвентные профили имеют общую нормаль.

4. Эвольвентные колёса одного модуля имеют полную взаимозаменяемость, т. е. могут составить правильное зацепление.

4.4. Методы изготовления зубчатых колёс

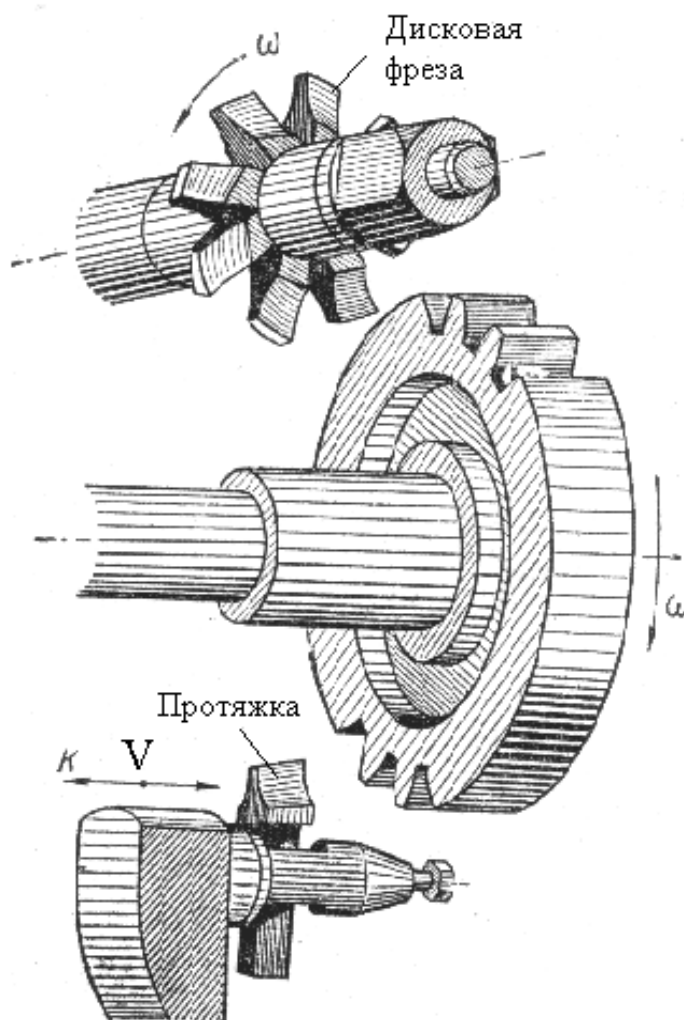


Рис.36. Метод копирования

Метод копирования -заключается в том, что профиль зуба колеса повторяет форму профиля инструмента (рис. 36), который, в свою очередь, теоретически точно соответствует форме эвольвенты и переходной кривой зуба конкретного колеса. Инструментом могут служить дисковая или пальцевая модульные фрезы, или протяжка. Достоинством метода является возможность применения универсального обоудования (горизонтально- или вертикально-фрезерных станков), оснащенного делительной головкой для точного поворота заготовки на угловой шаг после обработки очередной впадины. Такое оборудование имеется, как правило, в ремонтной службе любого предприятия. К недостаткам следует отнести низкую точность и невысокую производительность. Кроме того, геометрия эвольвенты полностью определяется радиусом основной окружности, зависящей от модуля и числа зубьев, поэтому каждое колесо по существу должно иметь собственный инструмент для нарезания зубьев. Так как это невозможно, то применяют наборы фрез одного модуля из 8 или 15 штук. Каждая фреза набора используется для изготовления нескольких колёс с разными числами зубьев, одному из которых она обеспечивает номинально точную эвольвенту, а другие получают ошибку профиля. Ошибка получается тем больше, чем больше отклоняется число зубьев колеса от номинала. *Метод обкатки (огибания)* состоит в том, что профиль зуба колеса получается как огибающая ряда последовательных положений профиля инструмента (рис. 37).

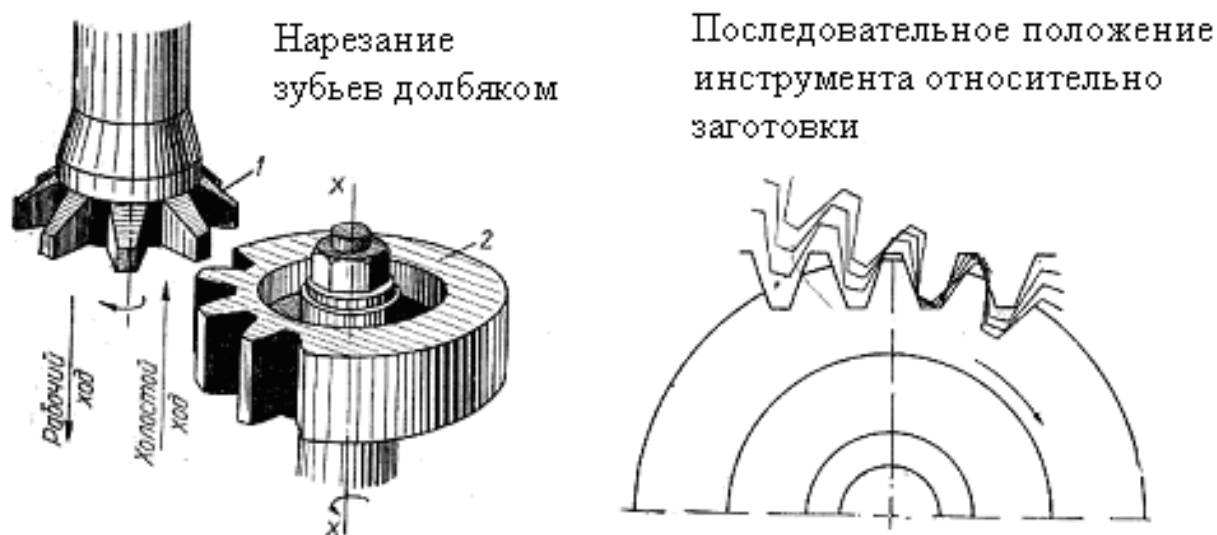


Рис.37. Метод обкатки

С точки зрения кинематики движение инструмента относительно ещё ненарезанного колеса с помощью специальной цепи деления станка повторяет то движение, которое осуществляется в зубчатой передаче. Так как инструмент, по существу представляет собой зубчатое колесо с геометрией режущего

инструмента, то в процессе нарезания он срезает всё, что попадает в зону движения режущих кромок, а оставшееся и представляет собой зубья колеса. Метод характеризуется высокой точностью, производительностью и, что немаловажно, позволяет инструментом одного модуля изготавливать зубчатые колёса с любым числом зубьев. К недостаткам метода можно отнести необходимость в специальном зубообрабатывающем оборудовании, однако этот недостаток с лихвой компенсируется достоинствами метода.

5.КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Кулачковым называется трехзвенный механизм с высшей кинематической парой входное звено которого называется кулачком, а выходное - толкателем (или коромыслом). Часто для замены в высшей паре трения скольжения трением качения и уменьшения износа, как кулачка, так и толкателя, в схему механизма включают дополнительное звено - ролик и вращательную кинематическую пару. Подвижность в этой кинематической паре не изменяет передаточных функций механизма и является местной подвижностью.

5.1.Назначение и область применения

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования вращательного или поступательного движения кулачка в возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение толкателя. При этом в механизме с двумя подвижными звеньями можно реализовать преобразование движения по сложному закону. Важным преимуществом кулачковых механизмов является возможность обеспечения точных выстоев выходного звена. Это преимущество определило их широкое применение в простейших устройствах цикловой автоматики и в механических счетно-решающих устройствах (арифмометры, календарные механизмы). Кулачковые механизмы можно разделить на две группы. Механизмы первой обеспечивают перемещение толкателя по заданному закону движения. Механизмы второй группы обеспечивают только заданное максимальное перемещение выходного звена - ход толкателя. При этом закон, по которому осуществляется это перемещение, выбирается из набора типовых законов движения в зависимости от условий эксплуатации и технологии изготовления.

5.2.Классификация кулачковых механизмов

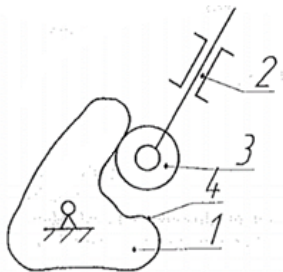
Кулачковые механизмы классифицируются по следующим признакам:

- по расположению звеньев в пространстве
 - о пространственные
 - о плоские
- по движению кулачка
 - о вращательное
 - о поступательное
 - о винтовое
- по движению выходного звена
 - о возвратно-поступательное
 - о возвратно-вращательное
- по наличию ролика
 - о с роликом
 - о без ролика
- по виду кулачка
 - о дисковый (плоский)
 - о цилиндрический

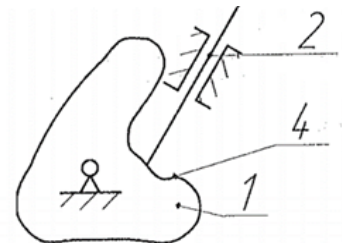
- о коноид (сложный пространственный)
- по форме рабочей поверхности выходного звена
 - о плоская
 - о заостренная
 - о цилиндрическая
 - о сферическая
 - о эвольвентная
- по способу замыкания элементов высшей пары
 - о силовое
 - о геометрическое.

При силовом замыкании удаление толкателя осуществляется воздействием контактной поверхности кулачка на толкатель (ведущее звено - кулачок, ведомое - толкатель). Движение толкателя при сближении осуществляется за счет силы упругости пружины или силы веса толкателя, при этом кулачок не является ведущим звеном. При геометрическом замыкании движение толкателя при удалении осуществляется воздействием наружной рабочей поверхности кулачка на толкатель, при сближении - воздействием внутренней рабочей поверхности кулачка на толкатель. На обеих фазах движения кулачок ведущее звено, толкатель - ведомое.

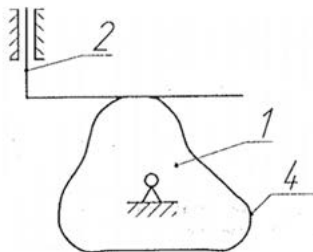
- с роликовым толкателем



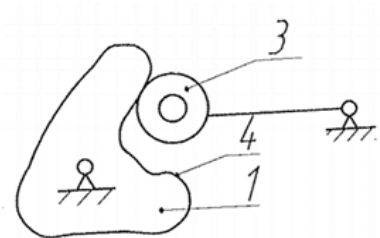
-с толкателем остроконечного типа



- с толкателем тарельчатого вида



-с толкателем в виде коромысла



1-кулачек,2-толкатель,3-ролик,4-профиль кулачка

Рис.37.Виды кулачковых механизмов

5.3. Кинематический анализ кулачкового механизма. Синтез кулачкового механизма. Этапы синтеза

Кинематический анализ кулачкового механизма может быть проведен любым из описанных выше методов. При исследовании кулачковых механизмов с типовым законом движения выходного звена наиболее часто применяется метод кинематических диаграмм. Для применения этого метода необходимо определить одну из кинематических диаграмм. Так как при кинематическом анализе кулачковый механизм задан, то известна его кинематическая схема и форма конструктивного профиля кулачка. Построение диаграммы перемещений проводится в следующей последовательности (для механизма с внеосным поступательно движущимся толкателем):

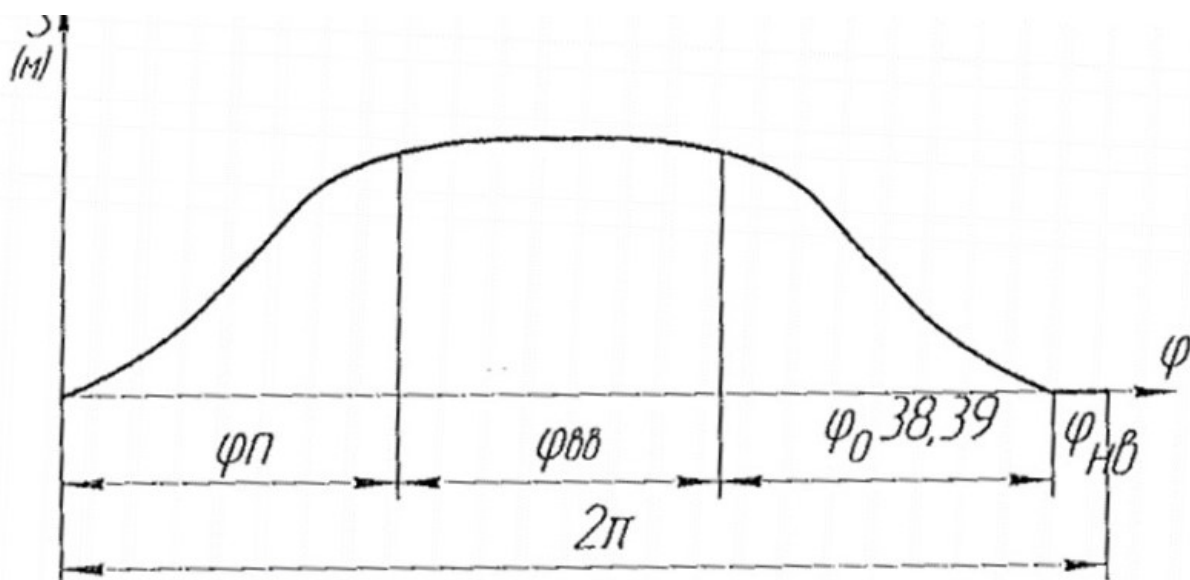
При синтезе кулачкового механизма, как и при синтезе любого механизма, решается ряд задач из которых в курсе ТММ рассматриваются две: выбор структурной схемы и определение основных размеров звеньев механизма (включая профиль кулачка).

Первый этап синтеза - структурный. Структурная схема определяет число звеньев механизма; число, вид и подвижность кинематических пар; число избыточных связей и местных подвижностей. При структурном синтезе необходимо обосновать введение в схему механизма каждой избыточной связи и местной подвижности. Определяющими условиями при выборе структурной схемы являются: заданный вид преобразования движения, расположение осей входного и выходного звеньев. Входное движение в механизме преобразуется в выходное, например, вращательное во вращательное, вращательное в поступательное и т.п. Если оси параллельны, то выбирается плоская схема механизма. При пересекающихся или перекрещивающихся осях необходимо использовать пространственную схему. В кинематических механизмах нагрузки малы, поэтому можно использовать толкатели с заостренным наконечником. В силовых механизмах для повышения долговечности и уменьшения износа в схему механизма вводят ролик или увеличивают приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей высшей пары.

Второй этап синтеза - метрический. На этом этапе определяются основные размеры звеньев механизма, которые обеспечивают заданный закон преобразования движения в механизме или заданную передаточную функцию. Как отмечалось выше, передаточная функция является чисто геометрической характеристикой механизма, а, следовательно, задача метрического синтеза чисто геометрическая задача, независящая от времени или скоростей. Основные критерии, которыми руководствуется проектировщик, при решении задач метрического синтеза: минимизация габаритов, а, следовательно, и массы; минимизация угла давления в высшей паре; получение технологичной формы профиля кулачка.

Первый этап состоит в определении основных размеров механизма (минимальный радиус, вектор кулачка), длина коромысла.

Второй этап — определение элемента высшей пары (профиль кулачка) по заданной зависимости между перемещениями входного и выходного звеньев (зависимость между перемещением толкателя S и углом поворота кулачка φ)



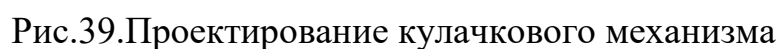
φ_n - фаза подъема; φ_{vv} - фаза верхнего выстоя; φ_0 - фаза опускания;
 φ_{nv} - фаза нижнего выстоя.

Рис.38. зависимость между перемещением толкателя и углом поворота кулачка

Строим диаграмму аналога ускорения толкателя $d^2s/d\varphi^2(\varphi)$.

Графическим интегрированием строим диаграмму аналога скорости толкателя $ds/d\varphi(\varphi)$.

Графическим интегрированием строим диаграмму перемещений толкателя $s(\varphi)$.



– масштаб перемещений

$$\mu_s = y / h,$$

$$\mu_s = 46 \text{ MM} / 0,01 \text{ M} = 4600 \text{ MM/M.}$$

– масштаб угла по оси φ

$$\mu_\varphi = L / (\varphi_n + \varphi_{ee} + \varphi_o),$$

$$(50^\circ + 10^\circ + 50^\circ) \cdot \pi / 180^\circ = 1,92 \text{ рад.}$$

$$\mu_{\phi} = 220 \text{ мм} / (1,92 \text{ рад}) = 114,6 \text{ мм/рад.}$$

– масштаб аналога скорости

$$\mu_{ds/d\phi} = \mu_s \cdot OK_1 / \mu_\phi,$$

где OK_1 – длина отрезка, мм.

$$\mu_{ds/d\varphi} = 4600 \cdot 50 / 114,6 = 2007 \text{ мм/м};$$

– масштаб скорости

$$\mu_v = \mu_{ds/d\varphi} / \omega_1 = 2007 / 94,3 = 21,28 \text{ мм/м} \cdot \text{с}^{-1};$$

– масштаб аналога ускорений

$$\mu_{d^2s/d\varphi^2} = \mu_{ds/d\varphi} \cdot OK_2 / \mu_\varphi,$$

где OK_2 – длина отрезка, мм.

$$\mu_{d^2s/d\varphi^2} = 2007 \cdot 50 / 114,6 = 876 \text{ мм/м};$$

– масштаб ускорений:

$$\mu_a = \mu_{d^2s/d\varphi^2} / \omega_1^2 = 876 / (94,32)^2 = 0,0985 \text{ мм/м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Для определения минимального радиуса кулачка необходимо построить диаграмму $s(ds/d\varphi)$, причем масштабы μ_s и $\mu_{ds/d\varphi}$ на этой диаграмме должны быть одинаковы и равны масштабу μ_s . Для этого строим наклонную прямую под углом θ , который определяется как:

$$\operatorname{tg} \theta = \mu_{ds/d\varphi} / \mu_s;$$

$$\operatorname{tg} \theta = 2007 / 4600 = 0,4363;$$

$$\theta = 24^\circ.$$

Для построения диаграммы $s(ds/d\varphi)$ проецируем точки диаграммы $ds/d\varphi(\varphi)$ на наклонную прямую. Затем из полученных точек на наклонной прямой проводим вертикальные линии до пересечения их с горизонтальными линиями, проведенными из соответствующих точек (1', 2', ..., 21') диаграммы $s(\varphi)$. К полученной диаграмме $s(ds/d\varphi)$ строим касательные под углом α_{don} (допускаемый угол давления):

$$\alpha_{don} = 90 - \gamma_{\min};$$

$$\alpha_{don} = 90 - 60 = 30^\circ.$$

Измеряя расстояние от точки пересечения касательной с осью S (т. O) до оси $ds/d\varphi$ графика $s(ds/d\varphi)$, получим величину минимального радиуса в масштабе μ_s . Истинная величина $r_{\min}$

$$r_{\min} = 0,038 \text{ м.}$$

При графическом методе построения профиля кулачка используют метод обращения движения: кулачок на чертеже считают неподвижным, а толкатель вращают с угловой скоростью ω_1 . Выбрав произвольно положение оси кулачка O и расположив относительно нее ось толкателя, проводят окружность радиуса $r_{\min}$. Затем на этой окружности откладывают фазовые углы $\varphi_n, \varphi_{\text{вв}}, \varphi_o$ и делят эти углы на такое же число равных частей что и на диаграмме $s(\varphi)$; на окружности радиуса $r_{\min}$ получают точки $0, 1, 2, \dots, 22$. Отрезки $1-1', 2-2', \dots, 20-20', 21-21'$ в выбранном масштабе чертежа должны быть пропорциональны соответствующим отрезкам на графике перемещений толкателя $s(\varphi)$.

Выбрав радиус ролика $r_{\text{рол}} = 0,2 r_{\min}$, строят конструктивный профиль как огибающую относительных положений ролика при движении оси последнего по центровому профилю кулачка (см. рис. 4.1).

Профиль кулачка строим в масштабе 2300 мм/м при этом радиус ролика толкателя:

$$r_{\text{рол}} = 0,2 \cdot 0,038 = 0,076 \text{ м.}$$

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1.Матвеев Матвеев, Ю.А. Теория механизмов и машин[Электронный ресурс]: Учебное пособие / Ю.А. Матвеев, Л.В. Матвеева. - М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2009. - 320 с. – Режим доступа: <http://znanium.com/bookread.php?book=151094> – Заглавие с экрана. - ISBN 978-5-98281-150-9.

2.Теория механизмов и машин. Под ред. К.В. Фролова [Текст]: учеб. пособие / Под. ред. К.В. Фролова – М.: Высшая школа, 2002.

3. Теория механизмов, машин и манипуляторов: Учебное пособие / Л.А. Борисенко. - Москва : ИНФРА-М; Минск : Нов. знание, 2011. - 285 с.: ил.; 60х90 1/16. - (Высшее образование). (переплет) ISBN 978-5-16-004690-7 - Текст : электронный. - URL: <https://znanium.com/catalog/product/209529>

4.Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин [Текст]: учеб. пособие / С.А. Попов, Г.А. Тимофеев - М.: Высшая школа, 2002.

5.Марченко, С.И. Теория механизмов и машин: Конспект лекций [Текст]: / С.И.Марченко – М.: Феникс, 2003.

6.Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин [Текст]: / И.И. Артоболевский – М.: Наука, 1988.

Учебное текстовое электронное издание

**Кенарь Екатерина Владимировна
Андросенко Мария Владимировна**

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ТЕОРИИ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Практикум

Ответственность за содержание возлагается на авторов
Издается полностью в авторской редакции

1,54 Мб

1 электрон. опт. диск

г. Магнитогорск, 2022 год
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»
Адрес: 455000, Россия, Челябинская область, г. Магнитогорск,
пр. Ленина 38

ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
Кафедра механики
Библиотечно-информационный комплекс
e-mail: bik@magtu.ru