

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна

Должность: проректор по учебной работе

Дата подписания: 04.05.2022 21:20:48

Уникальный программный ключ:

0b817ca911e6668abb73a5d426d39e5f1e11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)**

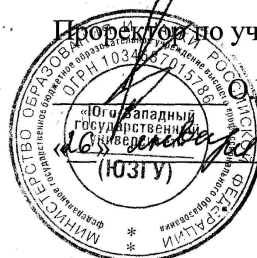
Кафедра механики, мехатроники и робототехники

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

О.Г. Локтионова

2015 г.



ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА
методические указания
по выполнению лабораторных работ

Курск 2015

УДК 681.323

Составители: Е.Н. Политов, А.Н. Рукавицын

Рецензент:

Кандидат технических наук, доцент Юго-Западного государственного университета *В.Я. Мищенко*

Техническая механика: методические указания по выполнению лабораторных работ / Юго-Зап. гос. ун-т; сост. Е.Н. Политов, А.Н. Рукавицын. Курск, 2015. 48 с. Библиогр.: с. 47.

Изложены теоретические предпосылки, описание и конкретные методические указания к лабораторным работам по дисциплинам «Прикладная механика» и «Техническая механика».

Материалы соответствуют требованиям программы, утверждённой учебно-методическим объединением.

Лабораторный практикум предназначен для студентов направления «Мехатроника и робототехника», а также других направлений технического профиля для всех форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Усл.печ.л. Уч.-изд.л. Тираж 30 экз. Заказ. Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.

305040 Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Лабораторная работа №1 Структурный и кинематический анализ плоского рычажного механизма	5
Лабораторная работа №2 Моделирование рычажного механизма с помощью программы «ТММ 2.0»	20
Лабораторная работа № 3 Кинематический анализ кулачкового механизма	26
Лабораторная работа № 4 Профилирование эвольвентных зубьев методом огибания	30
Лабораторная работа № 5 Кинематический анализ планетарного механизма	37
Лабораторная работа № 6 Кинематический анализ зубчатого механизма с неподвиж- ными осями	44
Список рекомендуемой литературы	47

ВВЕДЕНИЕ

Техническая механика формирует общетехническую подготовку инженеров специальностей машино- и приборостроительного, технологического профиля. Будучи комплексной дисциплиной, техническая механика включает в себя основные положения курсов теория механизмов и машин, сопротивление материалов и др.

Предмет дисциплины - теоретические основы проектирования и надёжной эксплуатации изделий и объектов машиностроения, типовых для данной отрасли [1-5].

Под **машиной** понимают устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Признаками машины является использование какой-либо формы движения и совершение полезной работы. Этим машины отличаются от сооружений (строительных конструкций) и от приборов.

Различают энергетические, технологические, транспортные и информационные машины.

Энергетические машины предназначены для преобразования любого вида энергии в механическую (или наоборот).

Машины для преобразования материалов подразделяются на технологические и транспортные. Преобразование материала в технологических машинах состоит в изменении его размеров, формы, свойств и состояния. В транспортных машинах под материалом понимается перемещаемый предмет.

Машины, предназначенные для получения и преобразования информации, называются информационными.

Механизм - система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твёрдых тел в требуемое движение других тел.

Основным признаком механизма является преобразование механического движения.

В машинах различного назначения применяют разнообразные механизмы – рычажные, кулачковые, зубчатые и др.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

**СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА**

Цель работы: выполнить структурный анализ механизма и кинематический анализ плоского рычажного механизма.

Общие теоретические положения***1.1. Звенья и кинематические пары***

Рычажными называются механизмы с геометрическим замыканием (запирающим) звеньев во вращательных и поступательных кинематических парах.

Благодаря этому они могут передавать большие усилия и мощности, чем другие механизмы в аналогичных условиях. Звенья механизмов сравнительно просты в изготовлении.

Механизмы применяют в основном для преобразования вращательного движения входного звена в качательное или возвратно-поступательное движение выходного звена.

Если звенья механизма движутся в одной плоскости, то механизм называется плоским.

Каждый механизм состоит из отдельных звеньев, одно из которых является неподвижным и называется стойкой. Остальные звенья относительно стойки совершают вполне определенные движения.

Звенья механизма в зависимости от их функции в механизме разделяют на входные и выходные, ведущие и ведомые. **Входным** называют звено, которому сообщается движение от двигателя, **выходным** - звено, реализующее движение, для которого и предназначен механизм.

Подвижное соединение двух звеньев образует кинематическую пару. Наибольшее распространение получили кинематические пары, в которых одно звено относительно другого совершает вращательное или поступательное движение. В соответствии с этим пары называют вращательными или поступательными.

Участки звеньев пары, которыми они входят в соприкосновение называют элементами пары. Если соприкосновение происходит по поверхности, то пара называется низшей, а если по

линии или в точке, то - высшей. Примерами низших пар могут быть ползун и стойка (неподвижная направляющая), цилиндрический шарнир (вал и подшипник) и т.д.

1.2. Классы кинематических пар

Определение движения звеньев кинематической пары объясняется ее структурой. Известно, что каждое звено в отдельности имеет 6 степеней свободы, т. е. может получать 6 возможных перемещений в пространстве - три поступательных вдоль координатных осей и три вращательных относительно этих осей.

При соединении звеньев в кинематическую пару, каждое из них накладывает на другое ограничения в движении (связи), в результате чего теряется определенное число степеней свободы. По числу связей, наложенных на относительное движение звеньев, кинематические пары делятся на 5 классов.

Наибольшее распространение имеют пары V-го класса (они имеют лишь одну степень свободы): звенья в них могут получать либо вращательное, либо поступательное движение. В парах IV-го класса возможно 2 относительных движения звеньев; например, свободный цилиндрический шарнир имеет две степени свободы - вращательное вокруг оси и поступательное вдоль этой оси [1-5].

В таком же движении находятся звенья всех высших пар (в плоских кинематических цепях) и поэтому они относятся к парам IV-го класса. Таким образом, пары V-го класса одноподвижны, пары IV-го класса - двухподвижны.

1.3. Кинематические цепи и механизмы

Совокупность соединенных между собой звеньев в кинематические пары называют кинематической цепью. Кинематические цепи разделяют на разомкнутые и замкнутые, простые и сложные. Разомкнутая цепь (рис.1.3, а) имеет свободные элементы, к которым могут быть присоединены другие звенья. В замкнутой цепи все звенья образуют замкнутый контур, не имеющий свободных элементов (рис.1.1,б).

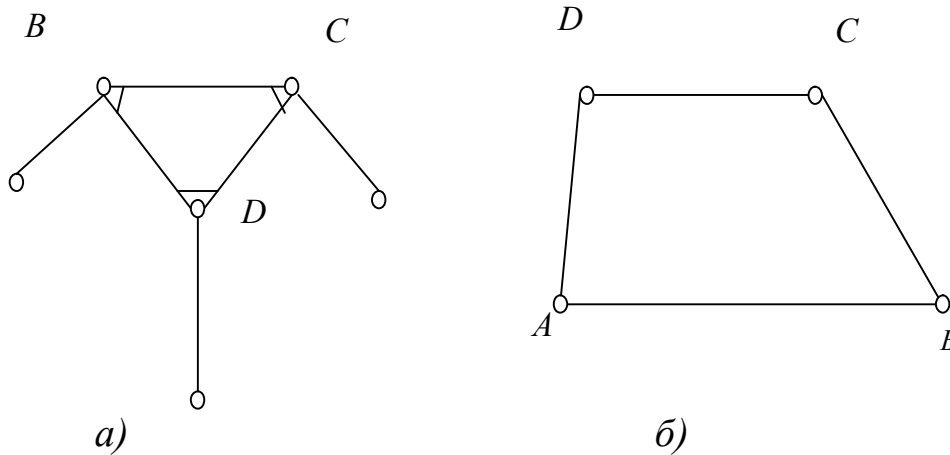


Рис. 1.1. Кинематические цепи: а) – разомкнутая, б) - замкнутая

Простой называют цепь, в которой каждое звено входит в состав не более двух кинематических пар. На рис.1.1,б звено AB входит в состав двух пар - A и B . Сложная цепь имеет в своем составе базисные звенья, которые включаются в три и более кинематических пар (на рис.1.1,а базисным звеном является звено BCD).

В кинематических цепях все звенья подвижны. Если же одно из звеньев закрепить неподвижно, то цепь превращается в механизм. По характеру движения точек звеньев механизма относительно выбранной плоскости кинематические цепи и механизмы разделяют на плоские и пространственные. В плоских цепях и механизмах точки всех звеньев движутся параллельно одной плоскости. Такое движение в рычажных механизмах обеспечивается параллельным расположением осей шарниров. Если же оси шарниров расположены не параллельно, то точки звеньев описывают пространственные траектории, т.е. движутся не параллельно одной плоскости.

Каждый механизм имеет звенья ведущие и ведомые. Ведущее звено, совершающее вращательное движение с поворотом на угол 360 градусов, называют кривошипом (рис.1.2, а). Звено поступательного движения называют ползуном (рис. 1.2, б). Звено, совершающее качательное движение называют коромыслом (рис 1.2, в).

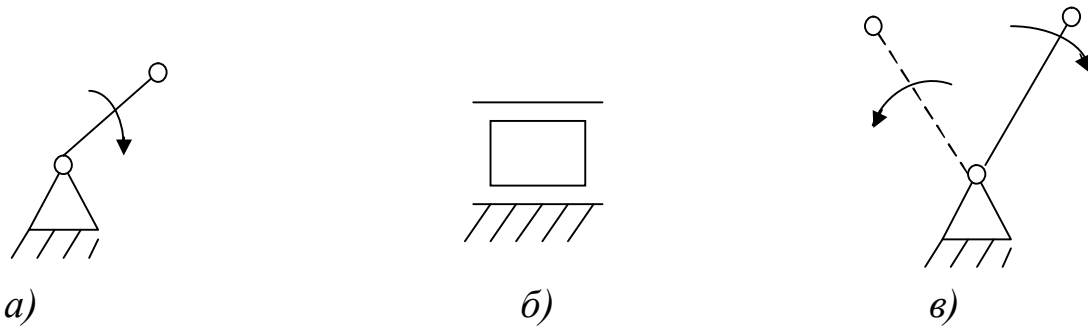


Рис. 1.2. Звенья механизма: а) – кривошип; б) – ползун 3; в) - коромысло

Качающееся или вращающееся звено, которое является подвижной направляющей для ползуна, называется кулисой (рис. 1.3, а). Звено, совершающее плоско-параллельное движение, называется шатун (рис. 1.3, б). Обычно шатун соединяет кривошип и ползун, кривошип и коромысло, кулису и ползун.

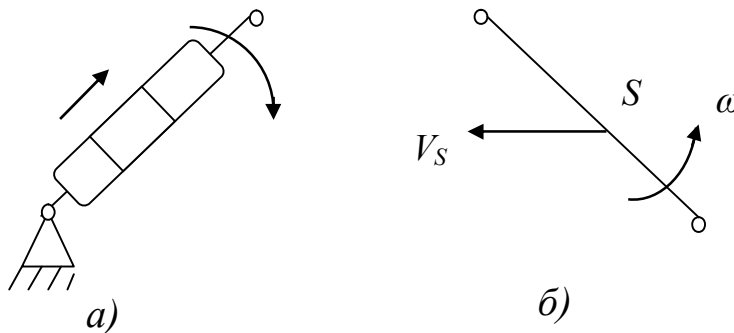


Рис. 1.3. Звенья механизма: а) – кулиса; б) – шатун

1.4. Степень подвижности механизма

Число подвижных звеньев, которое необходимо для сообщения ведомым звеньям заданных движений, зависит от структуры механизма, т. е. от числа звеньев и числа кинематических пар различных классов. Эта зависимость отражается структурной формулой механизма, определяющей степень подвижности (число ведущих звеньев) в зависимости от его структуры.

Для плоских механизмов формула для определения степени подвижности (формула П.Л.Чебышева) имеет вид:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1)$$

где W - степень подвижности механизма;

n - число подвижных звеньев;

p_5 - число пар V-го класса;

p_4 - число пар IV-го класса.

Пример. Определить степень подвижности механизма, изображенного на рис. 1.4.

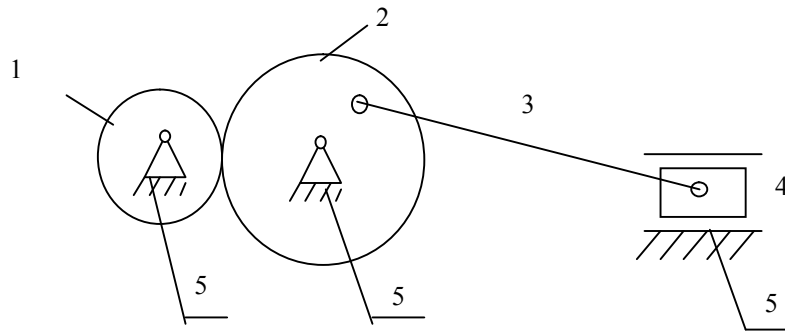


Рис. 1.4. Определение степени подвижности плоского механизма

Решение. Механизм имеет 4 подвижных звена (1, 2, 3, 4), число пар V-го класса - 5 (между звеньями 5-1, 5-2, 2-3, 3-4, 5-4), число пар IV-го класса - 1 (между звеньями 1-2).

Степень подвижности будет равна $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1$.

Следовательно, для работы механизма необходимо одно ведущее звено. В принципе, ведущим звеном может быть любое звено, например, ползун 4. Однако, чаще всего ведущим звеном является кривошип.

1.5. Условное обозначение звеньев и кинематических пар

Кинематические цепи и механизмы изображают графически в виде схем и планов. Схемой называют изображение звеньев и пар с помощью специально принятых условных обозначений, но без определенного масштаба. План изображает цепь или механизм в принятом масштабе с учетом известных длин звеньев.

Звено рычажного механизма изображают отрезком прямой с кружочками на концах, изображающие элементы для образования вращательных пар (рис. 1.5,а). Звено, совершающее поступательное движение в направляющих (ползун), изображается прямоугольником с элементом вращательной пары (рис 1.5,б). Неподвижное звено (стойка) отмечается штриховкой или изображается равносторонним треугольником со штриховкой (рис 1.5,в).

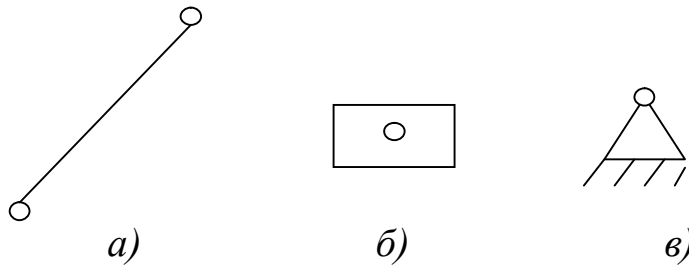


Рис. 1.5. Схематическое обозначение звеньев: а) – звено вращательного или плоского движения; б) – ползун; в) – стойка

Если звенья присоединяются к стойке, образуя вращательные пары в нескольких местах, удаленных друг от друга, то стойка изображается соответствующим числом треугольников со штриховкой, которая отмечается одним числом.

1.6. Структурные группы Л.В. Ассура

Каждый механизм состоит из отдельных структурных групп. Эти группы образуются из пар V-го класса, которые после присоединения их свободными элементами к стойке образуют жесткую систему или механизм нулевой подвижности.

Таким образом, структурной группой Ассура называют такую кинематическую цепь, которая, будучи присоединенной элементами внешних кинематических пар к стойке, имеет нулевую степень подвижности. В структурную группу входят кинематические пары только V-го класса.

Структурная формула группы Ассура имеет вид:

$$W = 3n - 2p_5 = 0. \quad (1.2)$$

Простейшая структурная группа состоит из двух звеньев, образующих вращательную или поступательную пару. Такая группа называется диадой. Примеры диад показаны на рис. 1.8.

Звенья, которыми присоединяется группа к другим звеньям механизма и к стойке, называются *поводками*.

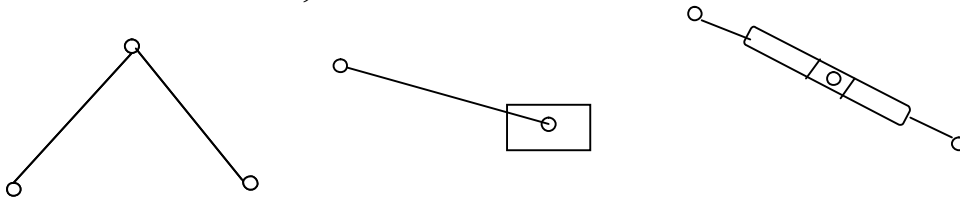


Рис.1.6. Примеры двухповодковых структурных групп (диад)

Более сложные структурные группы состоят из большего числа звеньев (рис. 1.9). На рис. 1.9, а показана структурная группа, состоящая из четырех звеньев, причем одно из них (ABC) является базисным.

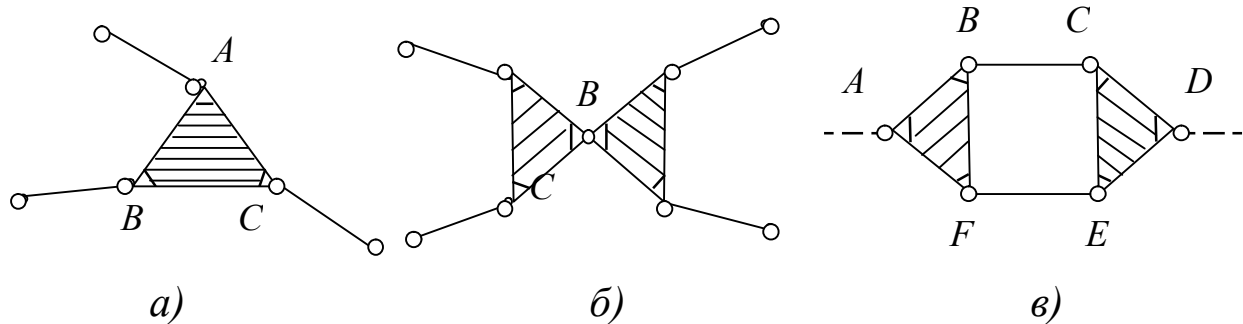


Рис. 1.7. Структурные группы: а) – трехповодковая 3-го класса; б) – пара 4-го порядка 3-го класса; в) – пара 2-го порядка 4-го класса

На рис. 1.7, б показана структурная группа, состоящая из 6 звеньев причем 4 из них представляют поводки. На рис. 1.7, в показана группа из четырех звеньев присоединяемых к механизму в точках A и D .

1.7. Класс и порядок структурной группы

Каждая структурная группа характеризуется классом и порядком.

Класс группы представляется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур. Так на рис. 1.7, в структурная группа относится к 4-му классу, потому что наиболее сложный контур образуется 4-мя парами ($BCEF$). Диады относятся ко 2-му классу.

Порядок структурной группы определяется числом свободных элементов, которыми она присоединяется к стойке и к подвижным звеньям механизма. Порядок численно равен числу поводков со свободными элементами. Ведущее звено и стойка образует механизм 1-го класса 1-го порядка, называемый «начальный механизм».

1.8. Образование механизмов

Новый механизм образуется присоединением к начальному механизму (из стойки и ведущего звена) структурных групп, в

результате чего механизм увеличивает число звеньев и кинематических пар, но сохраняет прежнюю степень подвижности. Число присоединенных звеньев и пар определяется из структурной формулы группы Ассура:

$$P_5 = 3n / 2 \quad (1.3)$$

Из формулы (1.3) следует, что число присоединенных звеньев должно быть четным, тогда число присоединяемых пар должно быть кратным трем.

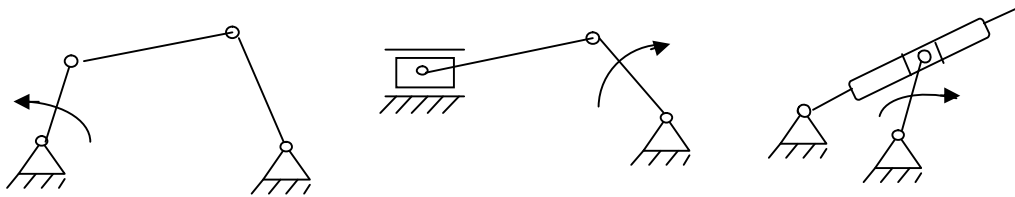


Рис. 1.8. Образование механизмов: а) – кривошипно-коромысловый; б) – кривошипно-ползунный; в) кривошипно-кулисный

Так, например, при $n = 2$, $P_5 = 3$, если присоединить структурную группу первого вида к кривошипу и стойке, получится четырехзвенный механизм с вращательными парами (рис 1.8, а), а при присоединении этой же группы к начальному механизму из ползуна и стойки получается кривошипно-ползунный механизм (рис 1.8,б). При присоединении структурной группы третьего вида к начальному механизму из кривошипа и стойки получается кулисный механизм (рис 1.8,в)

1.9. Разложение механизма на структурные группы

При выполнении структурного анализа механизма производят его разложение на структурные группы. Разложение начинают с отсоединения крайних групп и заканчивают выделением начального механизма

Образование механизма производится в обратном порядке: к начальному механизму присоединяется первая структурная группа, а затем последующие группы

Порядок присоединения структурных групп при образовании выражается формулой строения механизма.

Пример. Провести структурный анализ механизма, схема которого изображена на рис. 1.9.

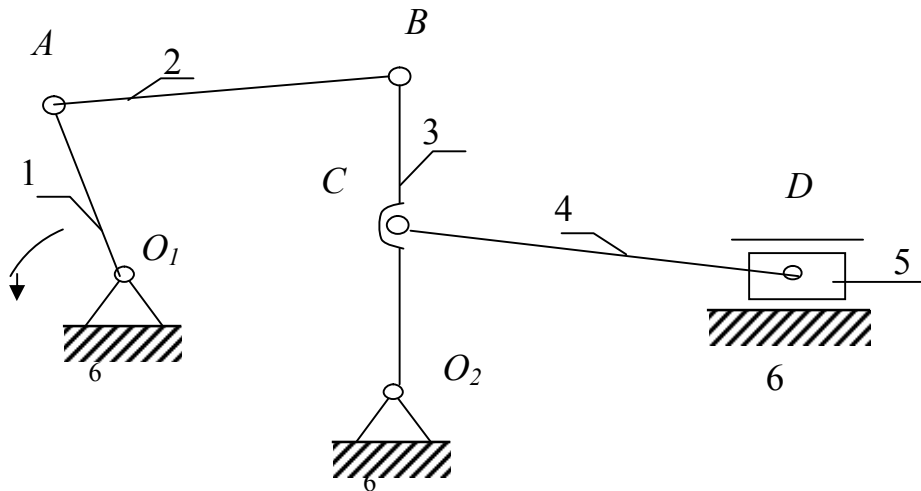


Рис. 1.9. Структурный анализ плоского рычажного механизма

1. Определяем звенья и кинематические пары, составляющие данный механизм (табл. 1.1)

Таблица 1.1

Характеристика звеньев и кинематических пар

№ п/п	Звенья		Кинематические пары		
	Наименование звеньев	Роль звена	Обозна- чения	Звенья, пары	Относит. дви- жение звеньев
1	Кривошип	Ведущее	O_1	6-1	Вращательное
2	Шатун	Ведомое	A	1-2	
3	Коромысло		B	2-3	
4	Шатун		C	3-4	
5	Ползун		O_2	6-3	
6	Стойка	Неподвиж.	D	4-5	Вращательное
			D	6-5	Поступательн.

2. Выделяем структурные группы (табл. 1.2)

3. Определяем класс и порядок механизма, степень его подвижности.

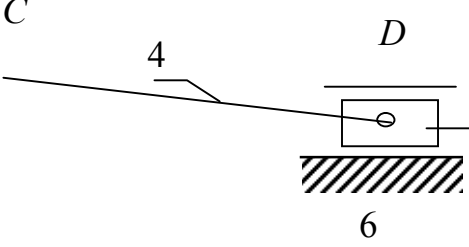
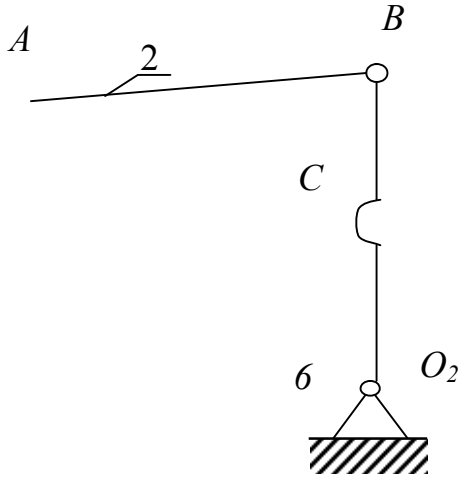
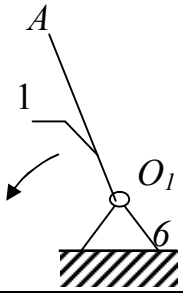
Степень подвижности механизма: $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$

1.10 Кинематический анализ механизма

Кинематический анализ механизмов состоит в определении движения звеньев механизма по заданному закону движения ведущего звена.

Таблица 1.2.

Характеристика структурных групп механизма

Схема структурной группы	Проверка степ. подвижности	Класс группы	Порядок группы
	$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$	II	II
	$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$	II	II
	$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$	I	I

Основные задачи кинематического анализа: определение положения звеньев и траекторий отдельных точек звеньев механизма; определение скоростей и ускорений точек звеньев и определение угловых скоростей и угловых ускорений звеньев механизма.

При этом задаются структурная схема механизма с указанием размеров звеньев и законы движения ведущих звеньев механизма.

Рассмотрим пример кинематического расчёта кривошипно-ползунного механизма **графоаналитическим методом**.

Наиболее распространённым является метод планов, при этом длины звеньев, перемещения точек, скорости и ускорения изображают в соответствующих масштабах (μ_s , μ_v , μ_a).

Этот метод рассмотрим на примере кривошипно-ползунного механизма, показанного на рис. 1.10.

Пример. Построить план положений и план скоростей механизма.

Планом положений называется графическое изображение временного расположения звеньев механизма соответствующее выбранному моменту времени. С помощью планов механизма можно наглядно проследить за движением его звеньев и точек. Для построения траекторий точек A, B и C необходимо построить ряд последовательных положений механизма (рис.1.10,б). Плавная линия, проведённая через все одноимённые точки механизма, и будет искомой траекторией точки звена.

Для построения плана скоростей должна быть известна кинематическая схема механизма и задан закон движения ведущего звена. Построим план скоростей для схемы, показанной на рис.1.10,а. Известны длины звеньев и угловая скорость кривошипа OA .

Рассмотрим пример кинематического расчёта кривошипно-ползунного механизма **графоаналитическим методом.**

Наиболее распространённым является метод планов, при этом длины звеньев, перемещения точек, скорости и ускорения изображают в соответствующих масштабах (μ_s , μ_v , μ_a).

Этот метод рассмотрим на примере кривошипно-ползунного механизма, показанного на рис. 1.10.

Пример. Построить план положений, план скоростей и план ускорений.

Планом положений называется графическое изображение временного расположения звеньев механизма соответствующее выбранному моменту времени. С помощью планов механизма можно наглядно проследить за движением его звеньев и точек. При построении планов положений механизма используется метод засечек.

Для построения траекторий точек A, B и C необходимо построить ряд последовательных положений механизма (рис.1.10,б). Плавная линия, проведённая через все одноимённые точки механизма, и будет искомой траекторией точки звена.

Для построения плана скоростей должна быть известна кинематическая схема механизма и задан закон движения ведущего звена. Построим планы скоростей и ускорений для схемы, показанной на рис.1.10,а. Известны, длины звеньев и угловая скорость кривошипа OA ($\omega_1 = \text{const}$)

Скорость точки A :

$$\vec{v}_A = \omega_1 \cdot l_{OA}; \quad \vec{v}_A \perp OA.$$

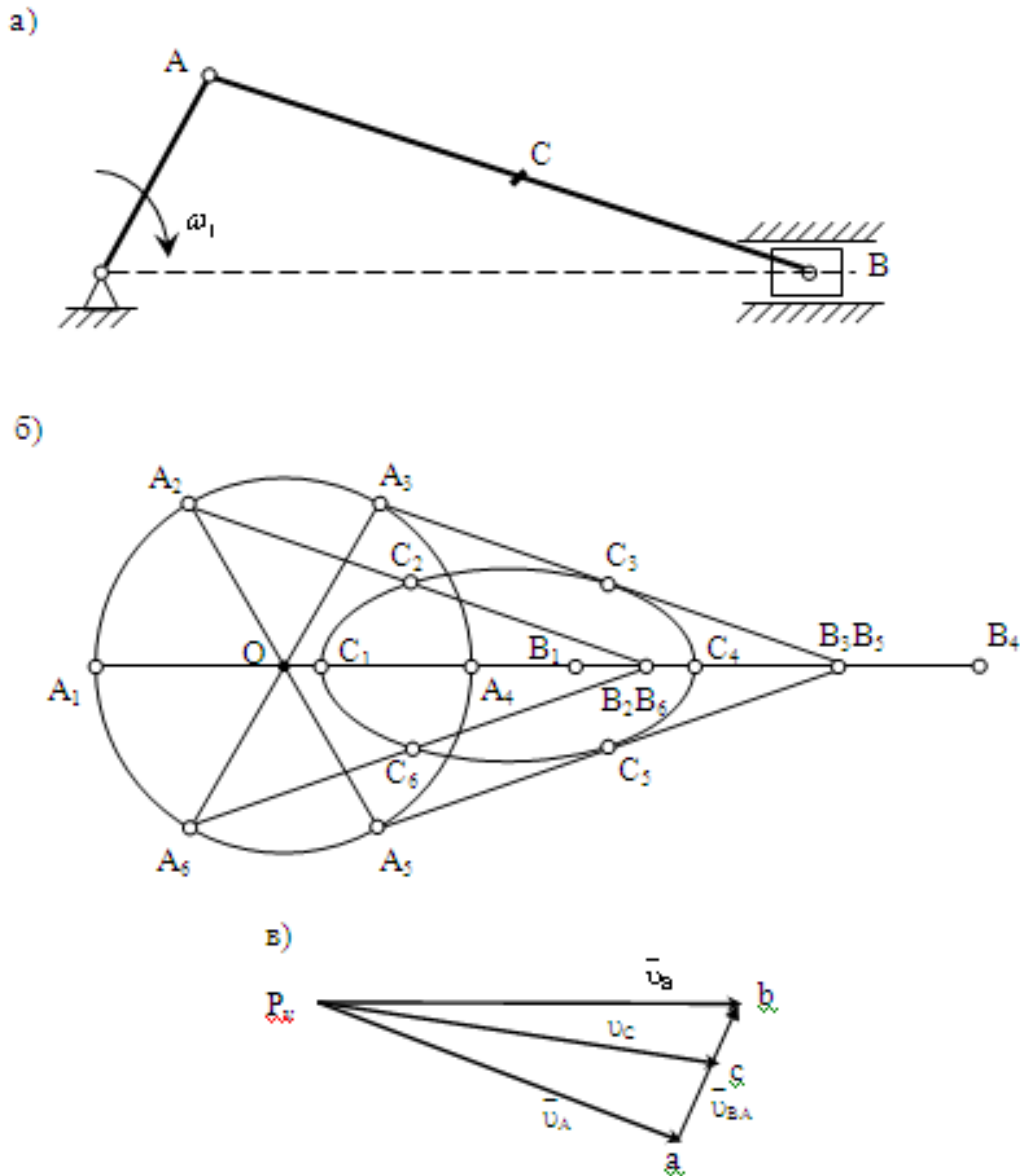


Рис.1.10. Кривошипно-ползунный механизм:

а – схема; б – план положений; в – план скоростей

Скорость точки B :

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}; \quad \vec{v}_{BA} \perp AB.$$

Для определения скоростей строим план скоростей в масштабе

$$\mu_v = \frac{v_A}{P_v a},$$

где $P_v a$ – отрезок на плане скоростей, изображающий скорость точки A .

Из произвольного полюса P_v (рис.1.10, в) проводим отрезок $P_v a$, из точки a проводим прямую в направлении $\overline{v_{BA}}(\perp AB)$, а из полюса P_v проводим прямую в направлении $\overline{v_B}$. Точка пересечения прямых b , определит концы векторов $\overline{v_B}$ и $\overline{v_{BA}}$. Их величины:

$$v_B = \mu_v(P_v b); \quad v_{BA} = \mu_v(ab).$$

Для определения скорости точки C воспользуемся теоремой подобия, согласно которой отрезки на плане механизма подобны отрезкам на плане скоростей, т.е.

$$\frac{AB}{AC} = \frac{ab}{ac}; \quad ac = ab \frac{AC}{AB}; \quad v_C = \mu_v(P_v c).$$

Угловая скорость шатуна AB :

$$\omega_{AB} = \frac{v_{BA}}{l_{AB}}.$$

Объекты выполнения работы - планшеты с моделями рычажных механизмов.

Общий вид планшетов приведен на рис. 1.11.

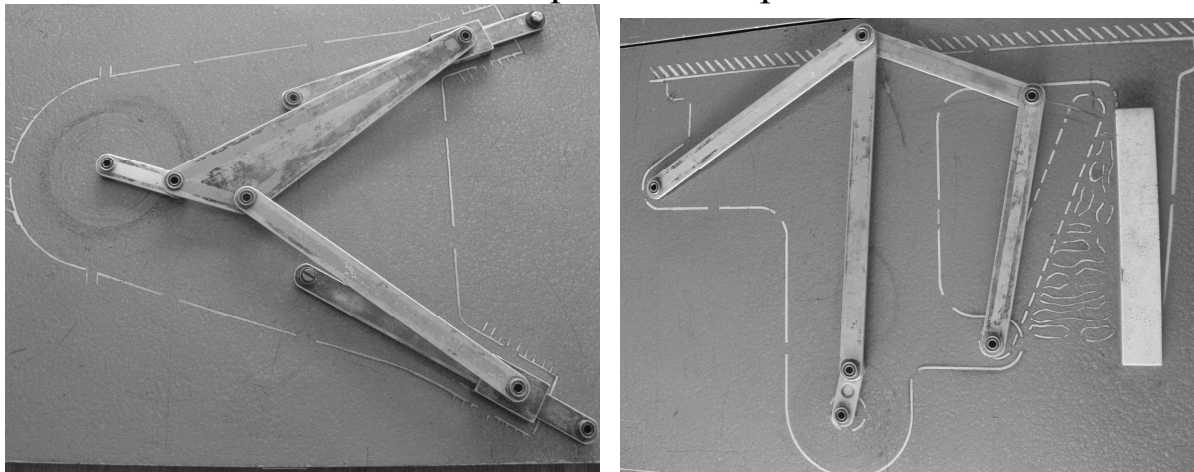


Рис. 1.11. Общий вид планшетов

Содержание работы

1. Ознакомиться с схемой и движением механизма. Определить основные геометрические параметры: длины звеньев, расстояния между характерными точками и т.д. Начертить кинематическую схему механизма.

Линейный масштаб: $\mu_l = l_{AB}/AB = \underline{\hspace{2cm}}$ (м/мм)

2. Заполнить таблицу характеристик звеньев и кинематических пар (пример: табл.1.1).
3. Определить степень подвижности механизма:

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

где W -степень подвижности механизма; n -число подвижных звеньев; p_5 -число пар V-го класса; p_4 -число пар IV-го класса.

4. Разбить механизм на структурные группы. Заполнить таблицу (пример табл. 1.2).
5. Построить (начертить) план механизма для 8 положений, образующих замкнутый цикл движения.
6. Определить по плану механизма крайние положения звеньев, траектории движения характерных точек, направление рабочего и холостого хода, а также положения механизма, в которых скорость исполнительного звена имеет наибольшее и наименьшее значение.
7. Для выбранного положения построить план скоростей механизма. Задав величину угловой скорости вращения кривошипа (пусть $\omega_{\text{кривош}} = 10$ рад/с), определить скорости характерных точек и угловые скорости звеньев механизма. Заполнить таблицу кинематических параметров (табл. 1.3)
8. Сформулировать выводы по работе.

Таблица 1.3.-
Основные кинематические параметры механизма

Параметр		Расчетная формула	Значение, м/с
Скорость	точки <i>A</i>	$\bar{v}_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$	
	точки _____		
	точки _____		
Угловая скорость	звена <i>OA</i>		
	звена _____		
	звена _____		

Контрольные вопросы

1. Что называют звеньями и кинематическими парами?
2. Как классифицируются кинематические пары по относительному движению звеньев, видам элементов и классам?
3. Что называют кинематической цепью и как классифицируют кинематические цепи?
4. В чем отличие механизма от кинематической цепи? Какие звенья имеет механизм?
5. Как определить степень подвижности механизма?
6. Что называют структурной группой? Каких видов бывают структурные группы?
7. Как определяют класс и порядок структурной группы механизма?
8. В чем заключается принцип образования механизма из структурных групп?
9. В каком порядке раскладывается механизм на структурные группы?
10. Умение проводить структурный анализ механизма
11. Умение строить план положений механизма
12. В чём заключается кинематический анализ механизмов?
13. Порядок построения планов скоростей

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММЫ «ТММ 2.0»

Цель работы:

1. Построить имитационную модель рычажного механизма средствами программы «ТММ 2.0»;
2. Получить графики перемещения, скорости и ускорения от времени, а также траекторию движения точек механизма;
3. Продемонстрировать работу исследуемого механизма.

Аппаратные средства: виртуальная лаборатория на ЭВМ IBM PC, программа «ТММ 2.0».

1. Описание программы

1. Запуск приложения.

Для запуска следует запустить файл тмм2.exe. Откроется главное окно приложения, содержащее три кнопки.

2. Окно построения механизма.

Нажмите "Запуск". Откроется окно построения механизма. Данное окно содержит главное меню приложения, кнопки построения механизма и область построения механизма. Здесь будет производиться построение механизма и наглядная демонстрация его работы.

3. Главное меню приложения.

Содержит четыре основных пункта: Файл, Правка, Функции и Сервис (в данной версии не активен).

3.1. Нажмите "Файл". Откроется подменю, содержащее следующие пункты:

3.1.1. Создать. Создается новый механизм. Если до этого существовал не сохраненный механизм в окне построения, то его предлагается сохранить.

3.1.2. Открыть. Открытие существующего файла с механизмом в формате *.tmm.

3.1.3. Сохранить. Сохранение текущего механизма в формате *.tmm.

3.1.4. Печать. Вывод механизма на принтер.

3.1.5. Выход. Заккрытие окна построения механизма.

3.2. Нажмите "Правка". Откроется подменю, содержащее следующие пункты:

3.2.1.Отмена. Отмена последнего действия при построении механизма.

3.2.2.Удалить звено. Удалить последнее созданное звено.

3.2.3.Удалить точку. Удалить последнюю созданную точку.

3.2.4.Установить точку. Установка точки в аналитическом режиме.

3.3. При нажатии "Функции" откроется подменю, содержащее следующие пункты:

3.3.1.Кинематика. Исследование механизма на положения, скорости и ускорения.

3.3.2.Траектории. Режим показа траектории какой-либо точки.

С левой стороны окна находятся кнопки построения механизма, а под ними координаты текущего положения курсора мыши в области построения.

2. Пример построения кулисного механизма

Кулисные механизмы являются достаточно сложными для построения по сравнению с другими рычажными механизмами. Существуют несколько видов кулисных механизмов: с качающейся кулисой, с вращающейся кулисой, с кулисой, движущейся поступательно и т.д.

Построим механизм с качающейся кулисой. Для этого запустим файл тмм2.exe и приступим к работе:

1. Установим опору O_1 в любой точке рабочей области программы. В последствии к этой точке будет присоединено ведущее звено.

2. Установим вторую опору O_2 ниже первой на некотором расстоянии.

3. Поставим шарнир В левее и выше верхней опоры.

4. Соединим точки O_2 и В (прямую ведём от O_2 к В).

5. Установим на качающейся кулисе $O_2В$ кулисный камень А («ползун на звене»). Следует учесть, что расстояние O_1O_2 должно быть больше $O_1А$ – необходимое условие механизма с качающейся кулисой.

6. Соединим точки O_1 и А.

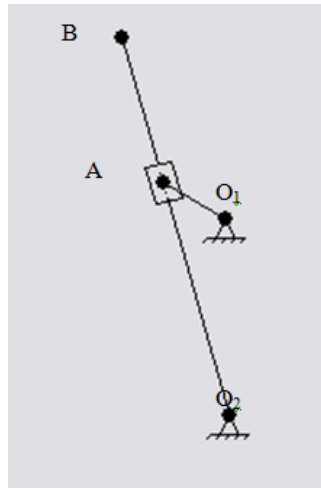


Рис.2.1. Модель механизма с качающейся кулисой

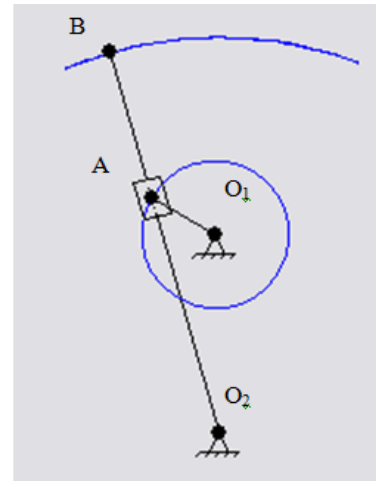


Рис.2.2. Траектории точек кулисного механизма

Теперь мы можем пустить в ход полученный механизм и наблюдать его работу в любых скоростных режимах, перемещая бегунок на панели «Скорость». Выбрав «Траектория» в меню «Кинематика», можно, щёлкнув на нужной точке, получить её траекторию (рис.2.2). Если траектория точки больше нас не интересует, можно её удалить, повторно выбрав «Траектория» и щёлкнув на выбранной точке.

В том же меню выберем «Кинематика точек». В новом окне мы можем получить графики изменения положения, скорости и ускорения любой точки механизма, а также распечатать эти графики.

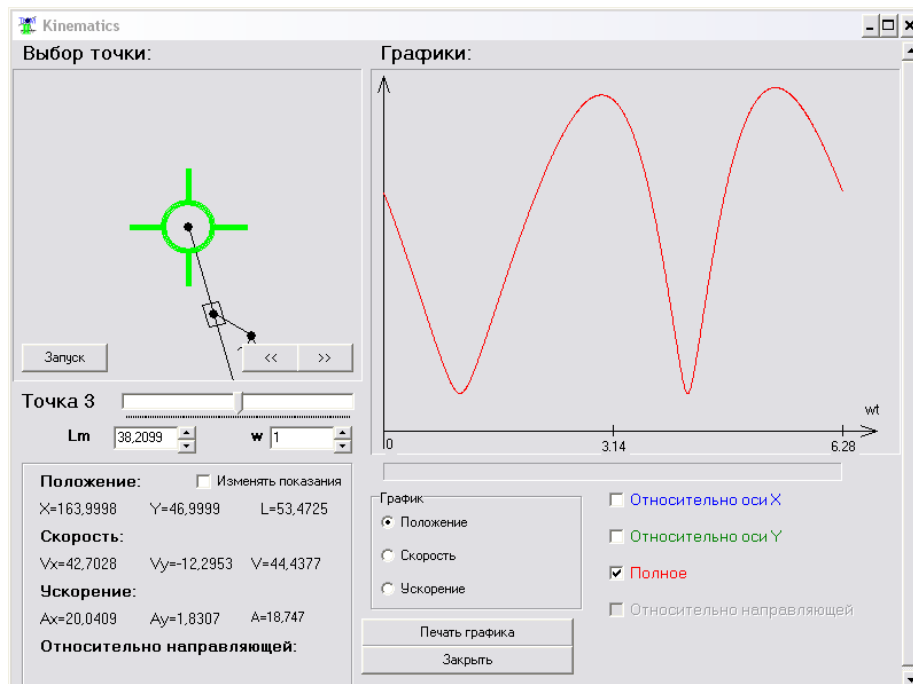


Рис. 2.3. Кинематика точек механизма.

В левом верхнем углу зелёная визирная метка показывает выбранную точку, для которой справа построен график положения (полная зависимость). Можно запустить механизм нажатием кнопки «Запуск», и программа бегущей вертикальной линией покажет на графике изменение положения точки во времени.



Рис. 2.4. Панель изменения длины и угловой скорости ведущего звена.

На рис.2.4 изображена панель, с помощью которой можно изменять характеристики ведущего звена.

Аналогично проводится построение графика ускорений.

Таким образом, с помощью программы «ТММ 2.0» можно достаточно просто и быстро смоделировать рычажный механизм любого типа и подробно исследовать его кинематические характеристики, а также вывести траекторию любой точки механизма. Программа имеет очень удобный интерфейс, позволяющий быстро сориентироваться и приступить к работе.

2. Рекомендации

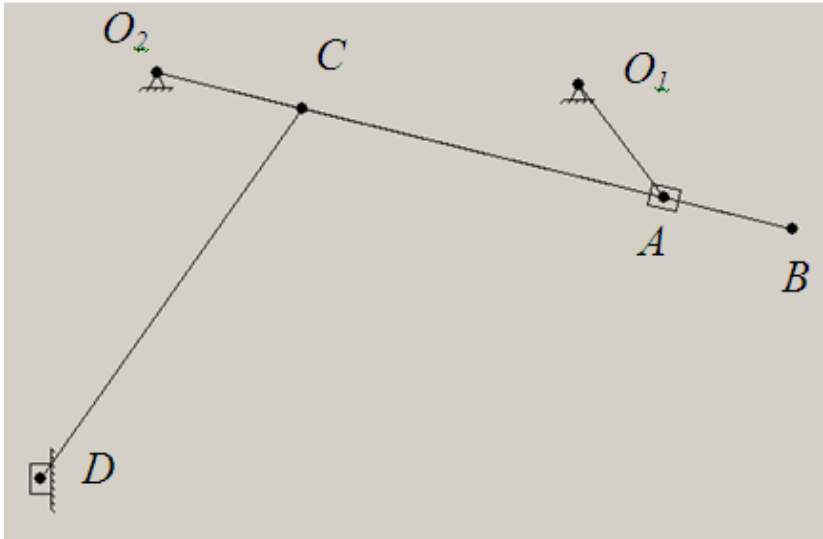
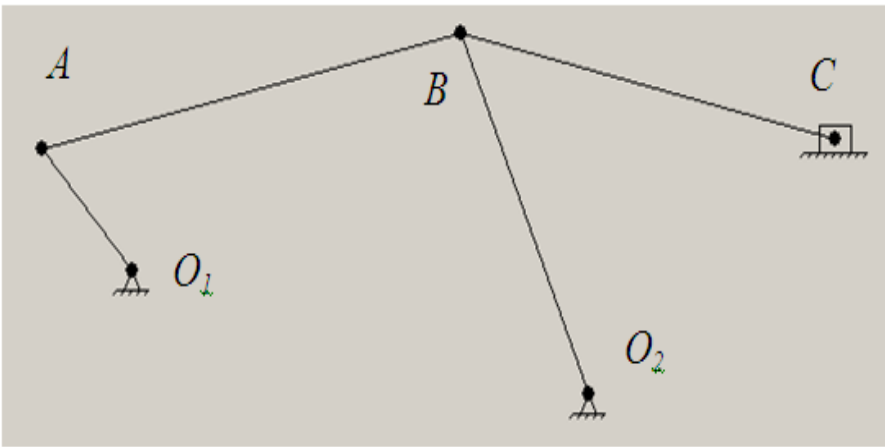
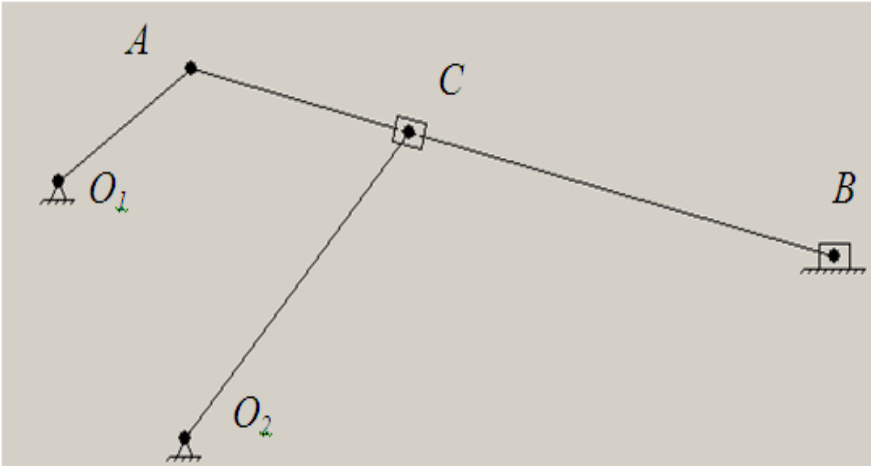
3.

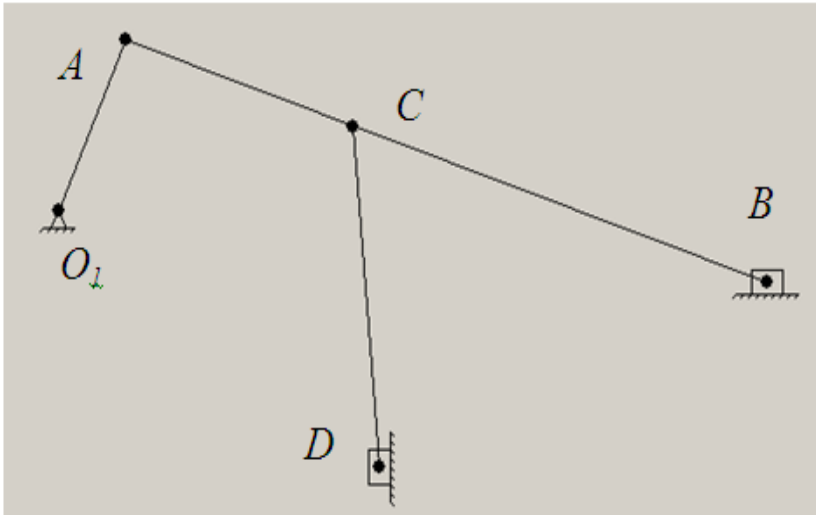
В меню «помощь» программы ТММ 2.0 демонстрируется порядок построения некоторых наиболее типичных схем рычажных механизмов. Данный раздел можно использовать при построении модели заданного механизма.

4. Задание

Построить имитационную модель шестизвенного рычажного механизма в соответствии со схемой (на выбор) из табл. 2.1. (Примечание. В качестве схемы можно использовать задание на л.р. № 1 или задание на курсовую (контрольную) работу).

Таблица 2.1- Варианты схем механизмов

Вариант	Схема
1	
2	
3	

Вариант	Схема
4	

5. Порядок выполнения работы

1. В соответствии с заданием к лабораторной работе определить тип рычажного механизма.
2. Построить механизм в программе «ТММ 2.0».
3. Изобразить траекторию точки выходного звена с помощью компоненты «Траектория».
4. Исследовать кинематические характеристики механизма. Получить график изменения положения, скорости и ускорения точки.
5. Результаты выполнения работы сохранить в виде файла с расширением в формате *.tmm с необходимыми графиками кинематических характеристик. Сохраненный айл предоставить преподавателю на проверку.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КУЛАЧКОВОГО
МЕХАНИЗМА**

Цель работы: изучить структуру и кинематические параметры кулачкового механизма.

Общие теоретические положения

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования движения (как правило, вращательного) входного звена – кулачка в согласованное движение по строго заданному закону выходного звена – толкателя. Закон движения толкателя определяется профилем кулачка и является основной характеристикой кулачкового механизма, от которой зависят его функциональные свойства.

Схема механизма представлена на рис. 3.1, 3.2.

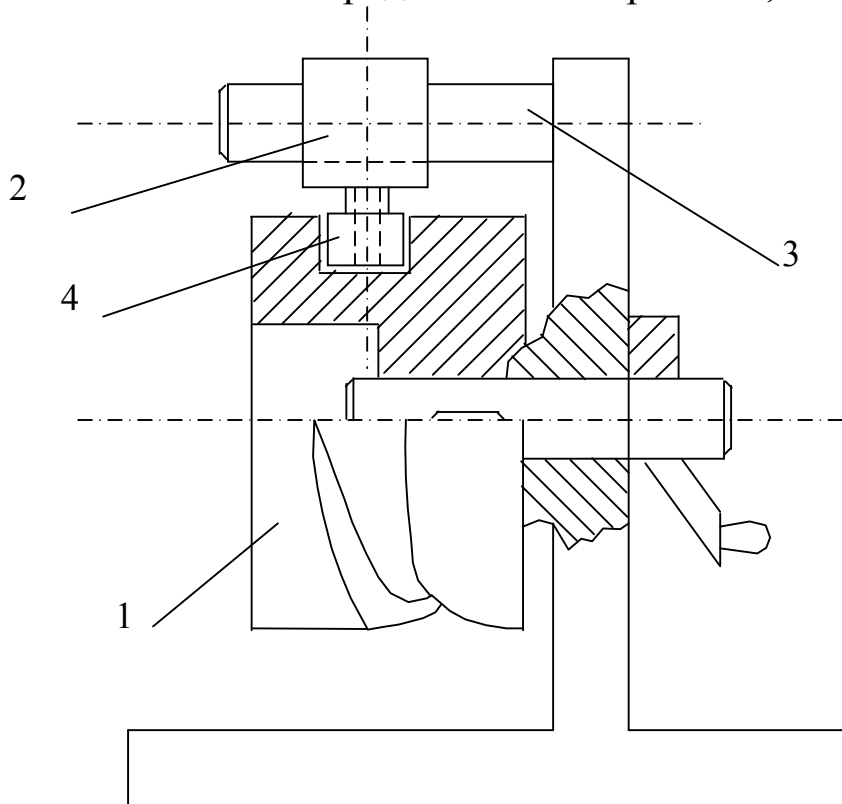


Рис. 3.1. Схема барабанного кулачкового механизма:
1 – кулачок; 2 – толкатель; 3 – стойка; 4 – ролик

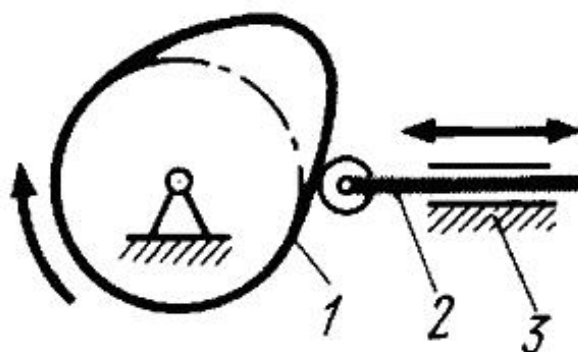


Рис 3.2. Схема дискового кулачкового механизма:
1 - кулачок; 2 - толкатель; 3 – стойка
(Ролик в кулачковом механизме может отсутствовать)

Общий вид макетов механизмов представлен на рис. 3.3.

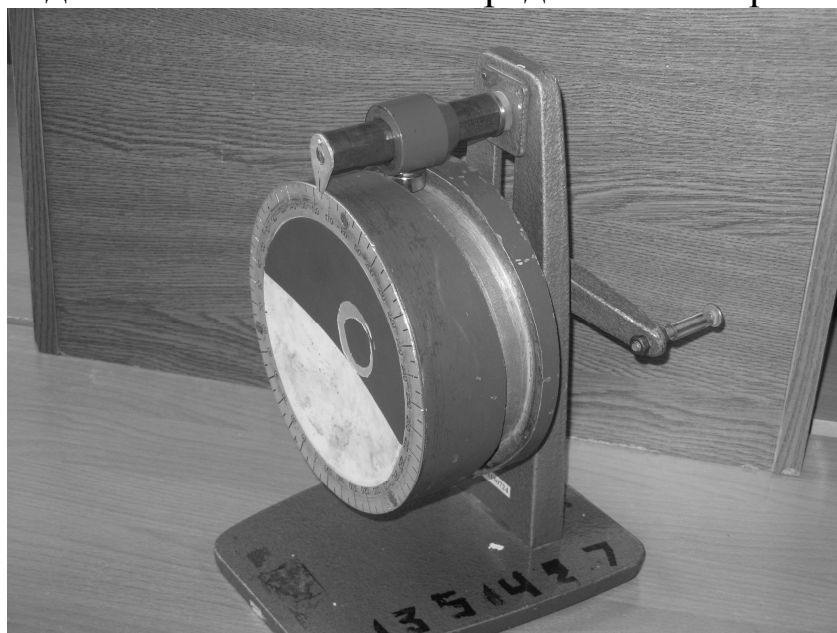


Рис. 3.3. Барабанный кулачковый механизм

Контакт кулачка с толкателем может обеспечиваться *геометрическим замыканием* за счёт пазов, охватывающих роликов (см. рис. 3.1) или *силовым замыканием* кинематической пары путём воздействия силы: тяжести, упругости пружин, давления воздуха или жидкости (см. рис. 3.2).

Рабочая поверхность толкателей, воспринимающая нагрузку от кулачка, подвержена износу. Чтобы уменьшить износ, распределить его равномернее по контактной поверхности толкателя и увеличить надёжность и долговечность механизма, используют башмаки различной конструкции: роликовые, тарельчатые. Выполнение башмаков в виде роликов позволяет частично ис-

ключить трение скольжения, заменив его трением качения, уменьшить износ элементов высшей кинематической пары и повысить надёжность механизма.

Критерием силовой работоспособности является угол давления α , определяющий положение нормали к профилю кулачка в высшей кинематической паре относительно вектора скорости контактной точки ведомого звена, т.е. это угол между вектором силы, действующей со стороны ведущего звена-кулачка на ведомое звено и вектором скорости точки ведомого звена-толкателя. Чем больше угол давления, тем больше реакции в кинематических парах.

Для механизма, изображенного на рис. 3.4, угол давления определяется векторами n (нормаль к профилю кулачка в точке касания с толкателем) и v (скорость поступательного движения толкателя).

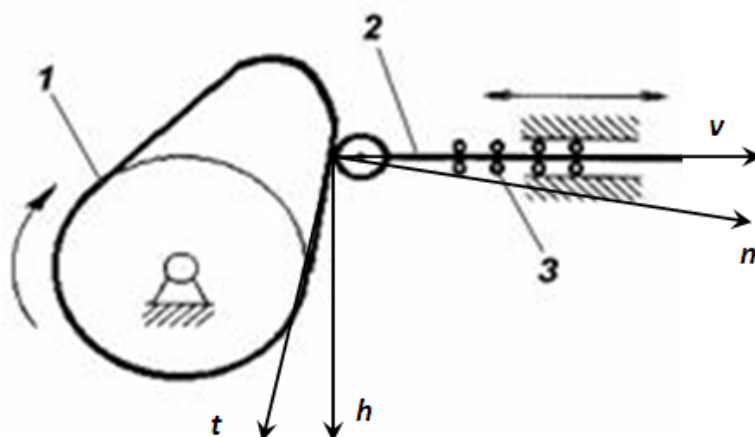


Рис. 3.4. Определение угла давления в кулачковом механизме

Габаритные размеры механизма, обеспечивающие эффективную работу кулачкового механизма, зависят от заданных условий и ограничений, таких как закон движения толкателя и допустимый угол давления, требований к реверсивности кулачка.

Содержание работы

1. Повернуть кулачок 1 так, чтобы толкатель 2 занял крайнее положение, соответствующее углу поворота кулачка 0.

2. Поворачивая последовательно кулачок на углы, кратные 10 градусам, замерить величины перемещения S_2 мм толкателя по шкале.

3. По результатам измерений построить график зависимости перемещений 2 толкателя от угла φ кулачка.

4. Отметить на диаграмме зависимости $S_z(\varphi)$ фазовые углы: удаления, дальнего стояния, приближения и ближнего стояния.

5. Определить, при каких углах поворота кулачка скорость толкателя имеет максимальное и минимальное значение.

6. Определить степень подвижности механизма по формуле:

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

где f – число местных (избыточных) подвижностей.

7. Для 1-2 положений механизма определить угол давления.

8. Сформулировать выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Назначение кулачковых механизмов
2. Как называются звенья механизма?
3. Как называются фазы работы механизма?
4. Что называется углом давления и как он определяется?
5. Каково назначение ролика в кулачковых механизмах?
6. Что такое замыкание?
7. От чего зависят минимальные размеры кулачка?
8. Классификация кулачковых механизмов по форме кулачка и виду движения толкателя

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ

Цель работы: изучить методы нарезания колес и влияние основных технологических параметров на форму зубьев.

Общие теоретические положения

Геометрические элементы эвольвентного прямозубого колеса рассмотрим на примере прямозубого колеса, у которого зубья расположены параллельно его оси, основные геометрические параметры, характеризующие его профиль (рис. 4.1.)

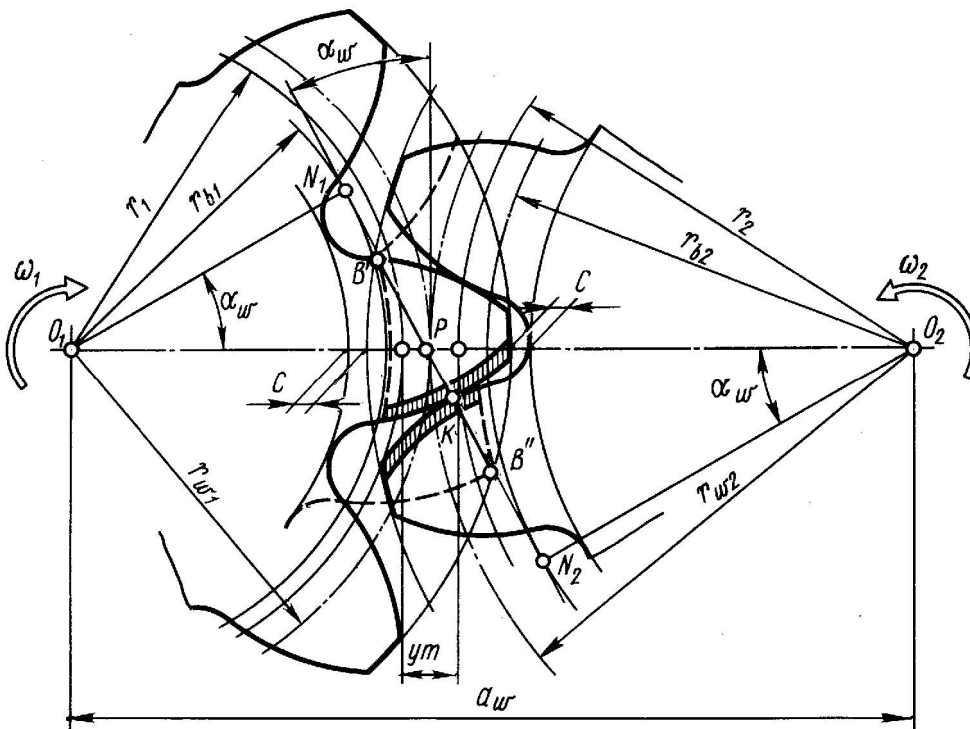


Рис. 4.1. Зацепление эвольвентной зубчатой передачи

Окружности, ограничивающие зубья по их вершинам и впадинам, называются соответственно окружностями вершин r_a и впадин r_f .

Эвольвента на профиле зуба начинается на основной окружности r_b и ограничена окружностью вершин. По мере удаления по эвольвенте от основной окружности профильный угол α

растет от нуля, принимая наибольшее значение в точке на вершине зуба.

Окружность, с радиусом r проходящая через точку эвольвентного профиля зуба, в которой профильный угол α имеет стандартное значение $\alpha=20^\circ$, называется *делительной*.

Окружным шагом P_t называется расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности. Полную длину окружности составляет Z окружных шагов p_t , где Z - число зубьев. Следовательно, выполняется тождество:

$$2\pi r = p_t \cdot Z$$

$$\text{Откуда } \frac{2r}{Z} = \frac{p_t}{\pi} = m,$$

где m - модуль зубчатого колеса.

Модулем m зубчатого колеса называется доля делительного диаметра d , приходящаяся на один зуб, или отношение окружного шага к числу π .

Модуль измеряется в мм и является стандартизованной величиной. Через модуль выражаются все основные геометрические параметры зубчатого колеса. Величина модуля определяется из прочностного расчета зубчатых передач ($m = 0,4 \dots 40 \text{ мм}$).

Среди других геометрических параметров зубчатого колеса отметим:

- высота зуба $h = h_a + h_b = 2,25 m$;
- высота головки зуба $h_a = m$ (для стандартных колес);
- высота ножки зуба $h_b = 1,25 m$ (для стандартных колес).

Радиусы окружностей вершин r_a и впадин r_f можно выразить через модуль m в следующем виде:

$$r_a = r + h_a = \frac{mZ}{2} + m = m \left(\frac{Z}{2} + 1 \right);$$

$$r_f = r - h_f = \frac{mZ}{2} - 1,25m = m \left(\frac{Z}{2} - 1,25 \right).$$

- радиальный зазор $C = 0,25 m$.

Начальными окружностями r_w зубчатого колеса называются окружности, которые катятся друг по другу без скольжения в процессе работы зубчатой передачи, соприкасаясь в полюсе P .

Подрезание зубьев: причины возникновения и способы устранения

В процессе работы зубчатого зацепления передачи точка контакта зубьев колеса и шестерни перемещается по линии зацепления (нормали к профилю зубьев и одновременно касательной к двум основным окружностям), проходящий через полюс зацепления P . Если эта точка контакта окажется внутри основной окружности r_b , то при изготовлении такого колеса происходит подрезание (утончение) ножки зубьев прямолинейными участками режущего инструмента. Подрезание уменьшает эвольвентную часть профиля зуба (что приводит к сокращению продолжительности зацепления каждой пары зубьев) и уменьшает прочность зубьев на изгиб в опасном сечении $F-F$ (рис.4.2). Поэтому подрезание не допустимо. Установим количественную границу возникновения подреза.

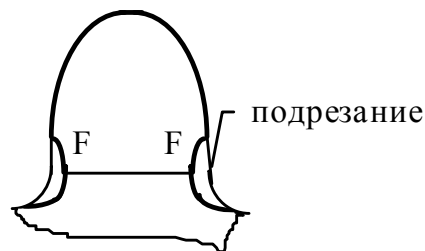


Рис.4.2. Явление подрезания зубьев

Минимальное число зубьев из условия отсутствия подрезания: для стандартных колес $h_0^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$ и тогда $Z_{min} = 17$.

Для уменьшения габаритов зубчатых передач колеса стремятся проектировать с малым числом зубьев. Поэтому при $Z < 17$, чтобы не произошло подрезания, колеса должны быть изготовлены со смещением инструмента относительно заготовки. При этом необходимо отдалить прямолинейный участок режущего инструмента, приводящий к образованию подреза, от основной окружности.

Введем коэффициент “ X ” такого смещения и определим его минимальное значение для устранения подрезания в колесе с числом зубьев $Z < 17$

Таким образом, минимальный коэффициент смещения, необходимый для устранения подрезания, равен

$$X_{min} = \frac{17 - Z}{17}.$$

Величина самого смещения

$$b_{min} = X_{min} \cdot m \text{ (мм)}.$$

Положительное смещение соответствует удалению режущего инструмента от заготовки, отрицательное - приближению.

Для обеспечения постоянства межцентрового расстояния A_w зубчатой передачи при положительном смещении в одном колесе, необходимо во втором колесе применить отрицательное смещение. Следовательно, упрочнение одного колеса сопровождается ослаблением второго. Поэтому выбор конкретного значения коэффициента смещения у шестерни и колеса целесообразно осуществлять из условия равнопрочности их зубьев на изгиб. Изгибную прочность зубьев характеризует коэффициент формы зуба Y_f . Причем с увеличением коэффициента смещения X изгибная прочность увеличивается, а коэффициент Y_f формы зуба уменьшается.

Следовательно, условием выбора оптимального коэффициента смещения X для передачи является условие $Y_{f1} = Y_{f2}$.

Существуют и другие критерии качества работы зубчатого зацепления, которые необходимо учитывать при проектировании: коэффициенты перекрытия, коэффициент заострения, коэффициент удельного давления и др.

Описание лабораторной установки

Процесс изготовления зубчатого колеса позволяет моделировать лабораторная установка ТММ 42 (рис. 4.3, 4.4).

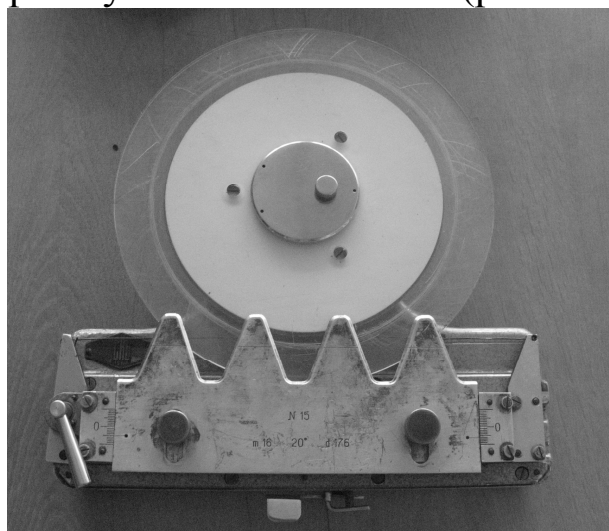


Рис. 4.3. Лабораторная установка ТММ 42

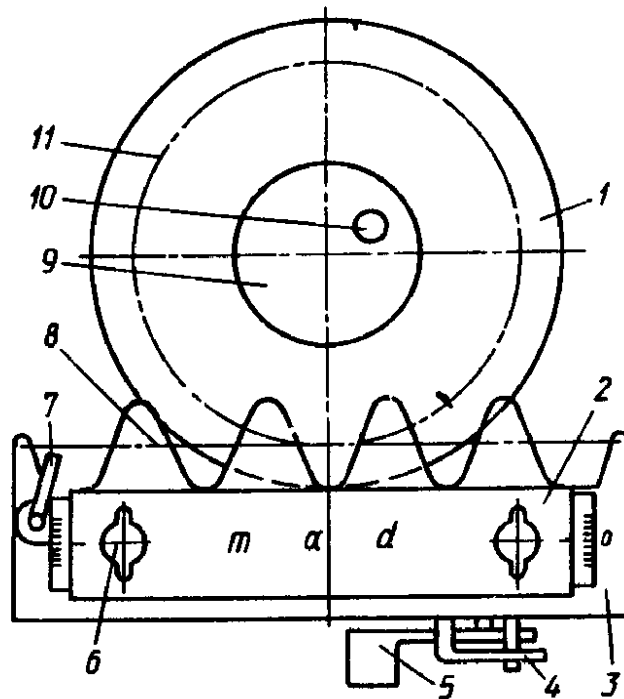


Рис.4.4. Схема лабораторной установки

На этой установке диск 1 имитирует заготовку, рейка 2 – исходный производящий контур (ИПК) режущего инструмента. В процессе движения рейка 2 огибает диск 1, как ИПК заготовки. При перемещении рейки диск поворачивается на угол. При последовательном обведении зубьев рейки карандашом можно получить на диске профили зубьев (рис. 4.5), которые моделируют в масштабе 1:1 зубья колеса, изготавливаемого на станке.

Рейку 2 (см. рис. 4.4) можно смещать относительно диска 1 в радиальном направлении. Положение рейки фиксируется с помощью линейной шкалы. Профили зубьев, полученные при различных смещениях m , дают возможность оценить влияние смещения на форму зуба.

Содержание работы

1. Выбрать бумажный круг – заготовку в соответствии с диаметром, указанным на диске 1 установки ТММ 42. Провести делительную окружность, диаметр которой указан на рейке 2. Установить бумажный круг на диск 1 и закрепляем крышкой 9 (рис. 4.4).

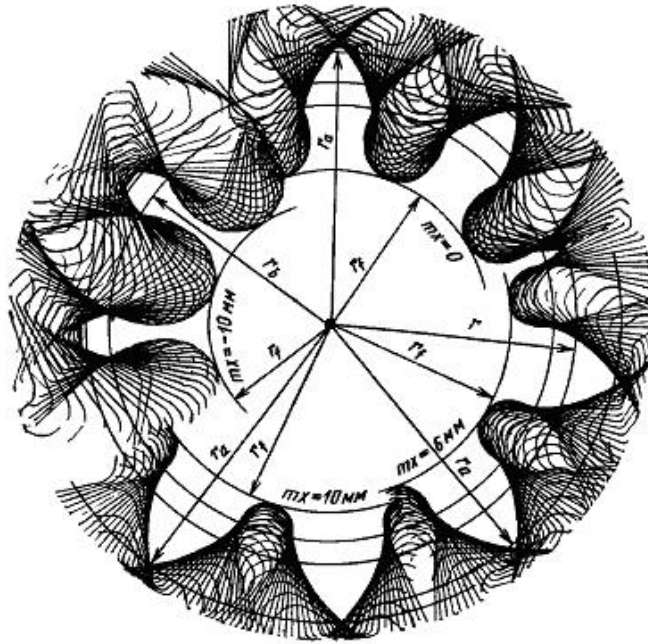


Рис.4.5. Профили зубьев, полученные методом огибания

2. Ослабить винты 6 и установить рейку 2 в нулевое положение $mx = 0$. При этом риска на рейке должна совпадать с нулевой отметкой на шкале, а делительная (средняя) прямая рейки коснется делительной окружности. Повернуть рычажок 4 в сторону клавиши 5 и перевести рейку вправо до упора. Рычажок 4 вернуть в исходное положение. Поворотом рукоятки 7 ослабить натяжения тросика 8 и повернуть диск 1 в положение, удобное для вычерчивания профилей в одном из квадрантов. А рукоятку 7 вернуть в исходную позицию. Нажимая на клавишу 5 и обводя карандашом профили зубьев рейки, получить два – три профиля зубьев колеса (рис. 4.5).

3. Определить число зубьев колеса (по данным, выгравированным на рейке прибора):

$$Z = d/m \quad (4.1)$$

Вычислить минимальный коэффициент смещения X_{min} устраняющий подрез зубьев колеса при $C_0 = 1$

$$Z_{min} = 2 C_0 / \sin^2 \alpha \quad (4.2)$$

где $C_0 = 1$ - коэффициент высоты зуба,

$\alpha = 20^\circ$ - угол профиля зуба инструмента.

$$X_{min} = (17 - z)/17$$

4. Вычислить смещение b рейки по формуле

$$b = x_{min} \cdot m \quad (4.3)$$

и установить рейку на каретке, сместив ее на вычисленную величину b .

5. Возвратить каретку в крайнее правое положение.

6. Ослабив натяжение струны рукоятки, повернуть диск с бумажной заготовкой так, чтобы под зубцами рейки оказалось чистая часть.

7. Повторить “нарезание” при новой установке рейки и сравнить полученные при различных смещениях профиля зубьев.

8. Снять бумажный диск с прибора.

9. Вычислить :

а) диаметр основной окружности $d_b = d \cos \alpha$ (4.4)

б) шаг по делительной окружности $P_t = \pi m$ (4.5)

в) диаметр окружностей вершин зубьев нулевого и положительного колеса

$$d_o = m(z+2) \quad (4.6)$$

$$d_a = 2m((z/2)+1+x)$$

г) толщину зуба по делительной окружности

$$S_t = m((\pi/2) + 2x \operatorname{tg} \alpha_o) \quad (4.7)$$

12. Циркулем провести дуги окружностей вершин зубьев нулевого и положительного колес, а также делительную и основную окружности.

13. Сравнить полученные построением и расчетом толщины зубьев по делительной окружности.

14. Сформулировать выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Показать геометрические параметры зубчатого колеса.
2. Что называется подрезом? Пояснить разницу между подрезанными и нормальными зубьями
3. Как устранить подрез зубьев?
4. Что такое модуль?
5. Как определяются основные геометрические параметры колеса?
6. В чём заключается метод профилирования зубчатых колес?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы – изучение кинематических свойств многозвенных зубчатых механизмов с подвижными осями колес.

Общие теоретические положения

Механизмы с подвижными осями колес называются планетарными. Степень подвижности планетарных механизмов равна единице. Если степень подвижности больше единицы, то планетарные механизмы называются дифференциальными.

Планетарные передачи широко применяются в различных машинах и устройствах благодаря компактности, возможности передачи больших передаточных отношений и т.д.

На рис.5.1 показаны типовые схемы простейших планетарных передач.

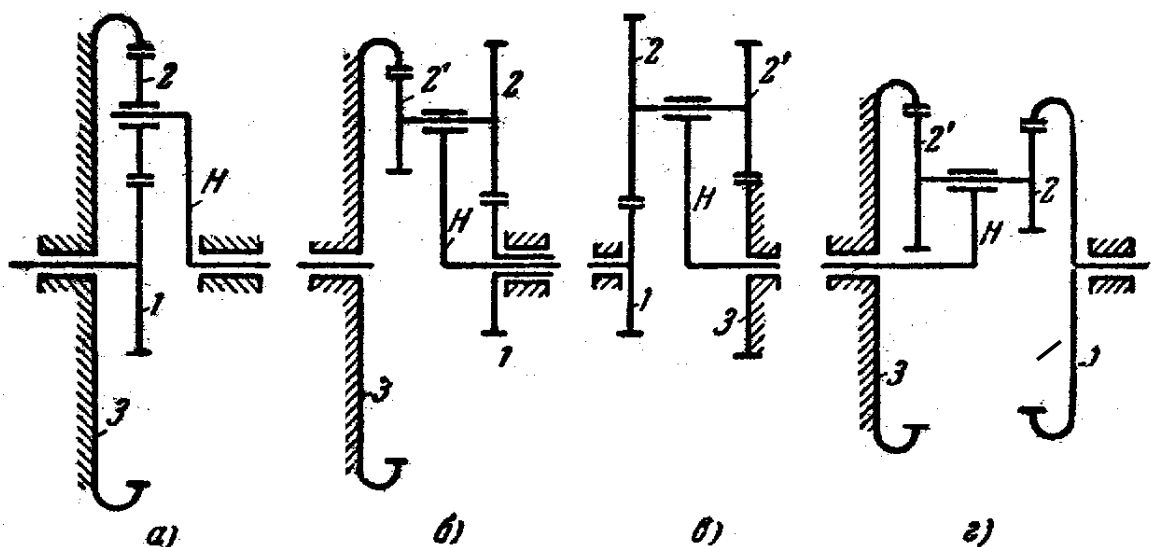


Рис.5.1. Типовые схемы планетарных передач:

а) однорядный; б) двухрядный со смешанным зацеплением; в) двухрядный с двумя внешними зацеплениями; г) двухрядный с двумя внутренними зацеплениями; 1 – центральное колесо (солнечное); 2 – сателлиты; 3 – опорное колесо (корончатое); Н – водило

Колеса, которые имеют подвижные геометрические оси вращения, называются сателлитами.

Подвижное звено, в котором помещены оси сателлитов, называется водилом. Подвижное колесо, по которому обкатываются сателлиты, называется центральным, или солнечным. Неподвижное центральное колесо называется опорным.

Как правило, планетарные механизмы выполняются соосными.

Число зубьев колес планетарных механизмов должно быть больше 17.

При синтезе планетарных механизмов должно соблюдаться несколько условий:

- передаточное отношение;
- условие соосности;
- условие соседства сателлитов;
- условие сборки.

Передаточное отношение планетарного механизма может быть найдено графически с помощью планов скоростей или аналитически методом обращенного движения (метод Виллиса), при котором водило мысленно останавливается, а планетарный механизм преобразуется в механизм с фиксированными осями. Продемонстрируем этот метод на примере передачи, показанной на рис.5.1,а.

Для остановки водила Н необходимо сообщить ему дополнительную угловую скорость - ω_H . При этом остальные звенья механизма приобретают следующие угловые скорости

$$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H; \quad \omega_3^H = \omega_3 - \omega_H = -\omega_H.$$

Передаточное отношение такой передачи

$$U_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H}.$$

$$\text{Т.к. } \frac{\omega_1}{\omega_H} = U_{1H}^3 \quad \text{и} \quad U_{13}^H = (-1) \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_1} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

Получим

$$U_{1H}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (5.1)$$

Условие соосности входного и выходного звеньев указывает на то, что оба центральных зубчатых колеса и водило должны иметь общую геометрическую ось вращения (см. рис. 5.1).

Схема а

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

Схема б

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2'$$

Схема в $z_1 + z_2 = z_2' - z_3$	Схема г $z_1 + z_2 = z_3 - z_2'$	(5.2)
-------------------------------------	-------------------------------------	-------

Условие соседства сателлитов требует, чтобы при многосателлитной конструкции соседние сателлиты не задевали зубьями друг друга.

Условие сборки при равных углах между сателлитами учитывает необходимость одновременного зацепления всех сателлитов с центральными колесами, т.е. обеспечивает симметрию установки сателлитов.

При ведущем центральном колесе механизм (рис.5.1,а) работает как редуктор. Такие механизмы нашли широкое применение в многосателлитных силовых передачах ($U_{1H}^3 = 2,3 \div 8$).

В механизмах со сдвоенными сателлитами (рис.5.1, б) передаточное отношение определяется как $U_{1H}^3 = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$. Диапазон передаточных отношений $U_{1H}^3 = 6 \div 15$. Такие механизмы используются в силовых передачах, мотор-редукторах и т.д.

В механизмах (рис.5.1, в и г) ведущим является водило, как правило, они являются понижающими передачами.

Передаточное отношение (см. рис. 5.1)

схема в

$$U_{H3}^1 = \frac{z_1 z_2'}{z_1 z_2' - z_2 z_3}$$

схема г

$$U_{H3}^1 = \frac{z_2 z_3}{z_2 z_3 - z_1 z_2'} \quad (5.3)$$

В таких передачах диапазон передаточных отношений $U_{H1}^3 = 30 \div 100$. Однако, они имеют низкий к.п.д. Кроме того, эти схемы не обеспечивают хорошей равномерности вращения выходного вала.

Поэтому их используют в тех случаях, когда полезные нагрузки невелики.

Графический метод определения передаточного отношения планетарной передачи

В основу метода графического определения передаточного отношения планетарной передачи положен треугольный закон распределения окружных скоростей точек вращающегося звена. Если известна скорость V_A точки A (см. рис.5.2) звена OA , вращающегося относительно неподвижного шарнира O с угловой

скоростью ω , то скорости остальных точек звена определяются прямой, соединяющей точку O и конец вектора \bar{V}_A .

Для пары зубчатых колес, имеющих делительные радиусы r_1 и r_2 , передаточное отношение определится как

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2.$$

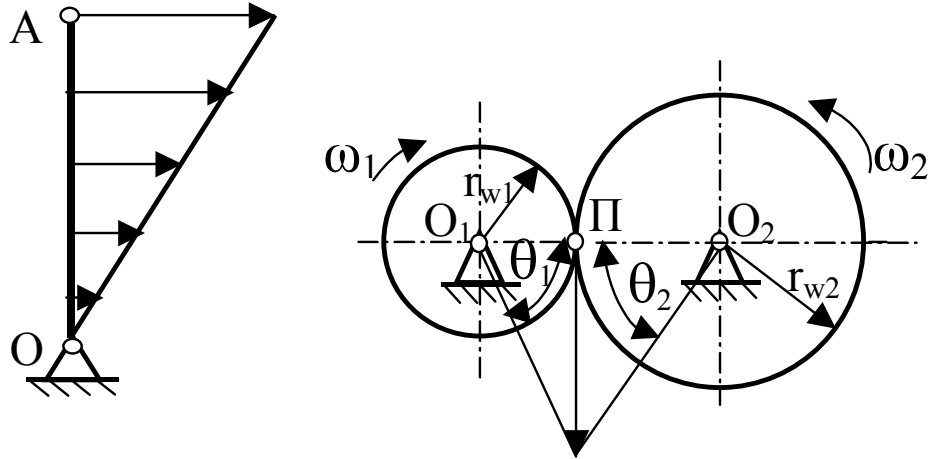


Рис.5.2. Графическое определение передаточного отношения пары зубчатых колёс

Так как окружные скорости зацепляющихся колес на начальных окружностях одинаковы (рис.5.2), то можно написать

$$V = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \quad \text{или} \quad \omega_1 = V/r_1 \quad \text{и} \quad \omega_2 = V/r_2.$$

Поэтому можно найти тангенсы углов θ_1 и θ_2 , образованных линиями распределения скоростей колес и осью, соединяющей центры O_1 и O_2 :

$$\operatorname{tg} \theta_1 = V/r_1 = \omega_1 \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \theta_2 = V/r_2 = \omega_2.$$

Таким образом, величину передаточного отношения можно выразить и через отношение тангенсов углов θ_1 и θ_2 :

$$U = \frac{\operatorname{tg} \theta_1}{\operatorname{tg} \theta_2} \quad (5.4)$$

Полученные зависимости используются для графического определения передаточного отношения зубчатых механизмов с подвижными осями колес.

Рассмотрим пример графического определения передаточного отношения планетарного механизма с двумя внутренними зацеплениями (рис.5.3).

Спроектируем на вспомогательную вертикаль точки O_1 , O_2 , P_1 и P_2 (рис.5.3).

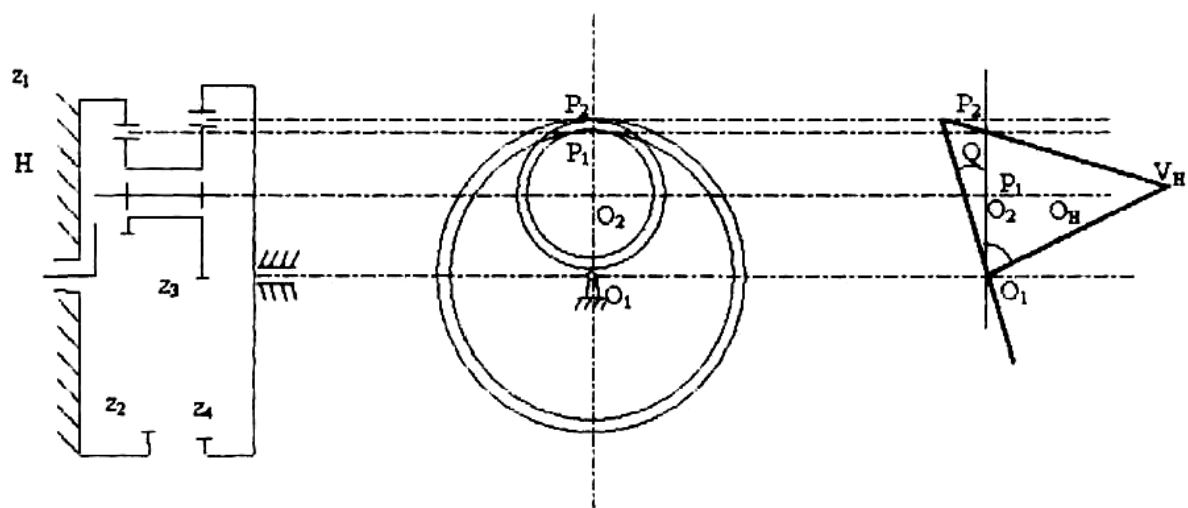


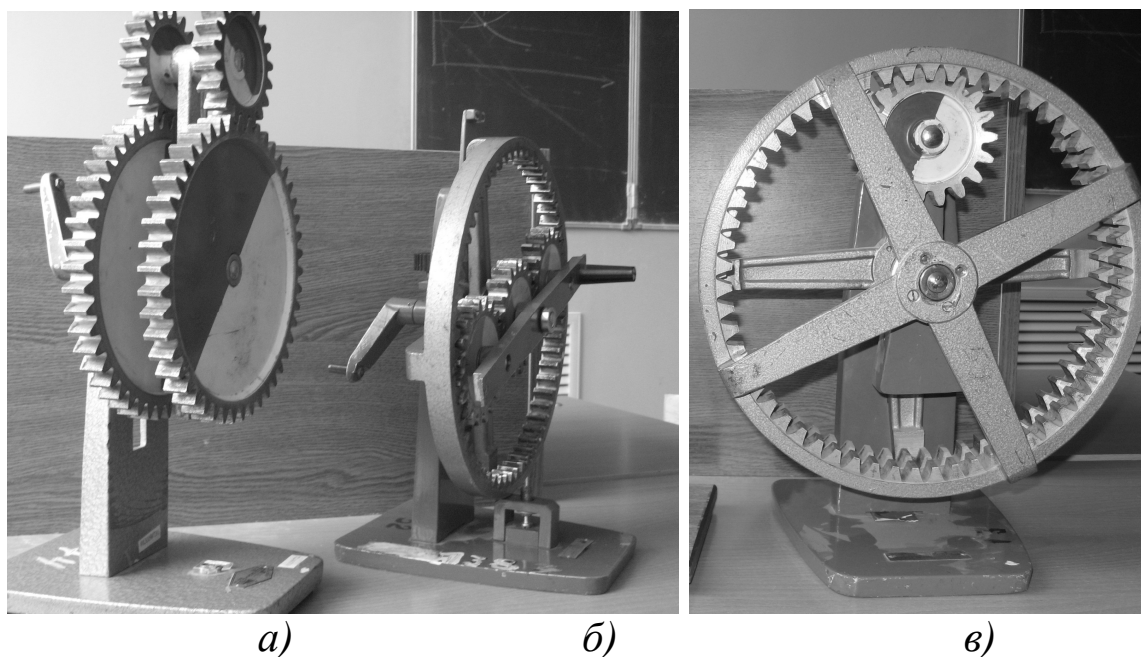
Рис. 5.3. Графическое определение передаточного отношения планетарного механизма

Зададимся произвольной величиной скорости $\bar{V}_H = \bar{V}_{O_2}$ точки, являющейся осью вращения блока сателлитов и одновременно принадлежащей водилу H . Проведем линию распределения скоростей $\text{Эп}V_H$ для точек водила, которая пройдет через точку O_1 , и конец вектора \bar{V}_H . Тогда линия $\text{Эп}V_2$ распределения скоростей сателлита 2 пройдет через т. P_1 (МЦС сателлита) и конец вектора \bar{V}_H . Максимальную скорость V_2 , будет иметь точка P_2 касания сателлитов и центрального колеса 4. Эпюра $\text{Эп}V_4$ распределения скоростей центрального колеса 4 пройдет через т. O_1 и конец вектора скорости V_2 . Таким образом, передаточное отношение рассматриваемого планетарного механизма можно рассчитать по формуле:

$$U_{H4} = \frac{\omega_H}{\omega_4} = \frac{\text{tg}\Theta_H}{\text{tg}\Theta_4} \quad (5.5)$$

Аналогично можно определить графическим способом передаточные отношения для других схем планетарных механизмов. При этом важно понимать, что центральные колеса (солнечное и корончатое) и водило совершают вращательное движение вокруг общей оси, а сателлиты – плоское движение вокруг с мгновенным центром скоростей, лежащим в точке касания с неподвижным центральным колесом.

Объекты выполнения работы: макеты планетарных механизмов (рис.5.4).



а) б) в)

Рис. 5.4. планетарные механизмы:

а) – с двумя внешними зацеплениями; б) – редуктор Джемса; в) – с двумя внутренними зацеплениями

Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему зубчатого планетарного механизма. Определить степень подвижности по формуле П.Л.Чебышева. Сосчитать число зубьев колес и внести в таблицу.

2. Составить формулу для вычисления передаточного отношения для различных случаев закрепления колес, выразив их через углы поворота звеньев и числа зубьев, Полученные данные свести в таблицу.

Таблица 5.1- Параметры планетарного механизма

Схема механизма	Модуль зацепления	Число зубьев колес	Число сателлитов	Диаметры делительных окружностей
	$m_1 =$ $m_2 =$	$z_1 =$ $z_2 =$ $z_3 =$ $z_4 =$	$k =$	$d_1 =$ $d_2 =$ $d_3 =$ $d_4 =$

3. Построить картину линейных скоростей.

На основании этих построений определить передаточное отношение механизма:

$$U_{IH} = \operatorname{tg} Q_I / \operatorname{tg} Q_H ; U_{IH} = V_I / Y$$

4. Провести проверку условий сборки и соседства сателлитов по формулам:

$$z_1 + z_2 = C \cdot K$$

$$(z_1 + z_2) \sin \pi / K > z_2 + 2$$

где K - число сателлитов, C - любое целое число.

5. Проверить экспериментально передаточное отношение.

Для этого сосчитать число оборотов ведущего звена, необходимое для поворота ведомого на 360° . Передаточное отношение будет равно: $U_{IH} = \varphi_I / \varphi_H$

6. Сравнить результаты графического, аналитического и экспериментального определений передаточного отношения

Графические результаты	Аналитические результаты	Экспериментальные результаты
$U_{гр} =$	$U_{ан} =$	$U_{эк} =$

7. Сформулировать выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Объясните достоинства планетарных механизмов.
2. Каким условиям должны удовлетворять числа зубьев планетарных механизмов?
3. Как составляется выражение для определения передаточного отношения планетарного механизма?
4. Как графически определяется передаточное отношение планетарного механизма?
5. Как по картине линейных скоростей определяется направление вращения ведомого звена планетарного механизма?
6. Каким методом определяется передаточное отношение планетарных механизмов?
7. Особенности применения той или иной схемы механизма.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ

Цель работы: исследование кинематики зубчатого механизма, определение передаточного отношения.

Общие теоретические положения

Кинематический анализ зубчатых механизмов заключается в определении угловых скоростей выходных и промежуточных звеньев по известным угловым скоростям входных звеньев.

Зубчатые механизмы могут быть плоскими и пространственными. У плоских механизмов звенья вращаются относительно параллельных осей. Пространственные механизмы применяют для передачи вращательного движения между пересекающимися или скрещивающимися осями.

Кроме того, зубчатые механизмы подразделяют на механизмы с неподвижными и подвижными осями вращения (планетарные механизмы).

Для выполнения кинематического анализа необходимо определить передаточное отношение зубчатой передачи. Передаточным отношением U_{12} называется отношение угловой скорости ω_1 входного зубчатого колеса 1 к угловой скорости ω_2 зубчатого колеса 2:

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 \quad (6.1)$$

У плоских механизмов передаточное отношение положительное, если зубчатые колеса вращаются в одном направлении, и отрицательное, если колеса вращаются в разные стороны.

Угловые скорости колес, находясь в зацеплении, обратно пропорциональны радиусам начальных окружностей r и числам зубьев.

Таким образом, передаточное отношение для пары цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления (рис. 10.1, а)

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = r_1 / r_2 = - z_2 / z_1 \quad (6.2)$$

внутреннего зацепления (рис. 10.1 б.)

$$U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = r_1 / r_2 = z_2 / z_1 \quad (6.3)$$

На кинематической схеме направление вращения зубчатых колес можно показать стрелками.

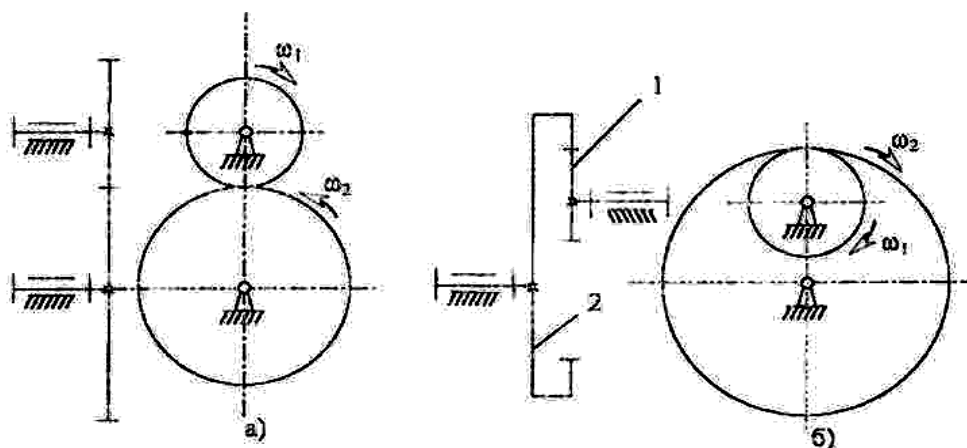


Рис. 6.1. Схемы зубчатых механизмов с параллельными неподвижными осями.

Общее передаточное отношение многосвязного механизма равно произведению передаточных отношений отдельных механизмов (ступеней):

$$U_{li} = U_{12} U_{23} U_{34} \dots U_{(i-1)i}$$

Многосвязные зубчатые механизмы с неподвижными осями подразделяют на рядовые и ступенчатые (рис. 10.2 а, б). Передаточное отношение механизма изображенного на рис. 10.2, а:

$$U_{14} = (-z_2/z_1) \cdot (-z_3/z_2) \cdot (-z_4/z_3) = -z_4/z_1$$

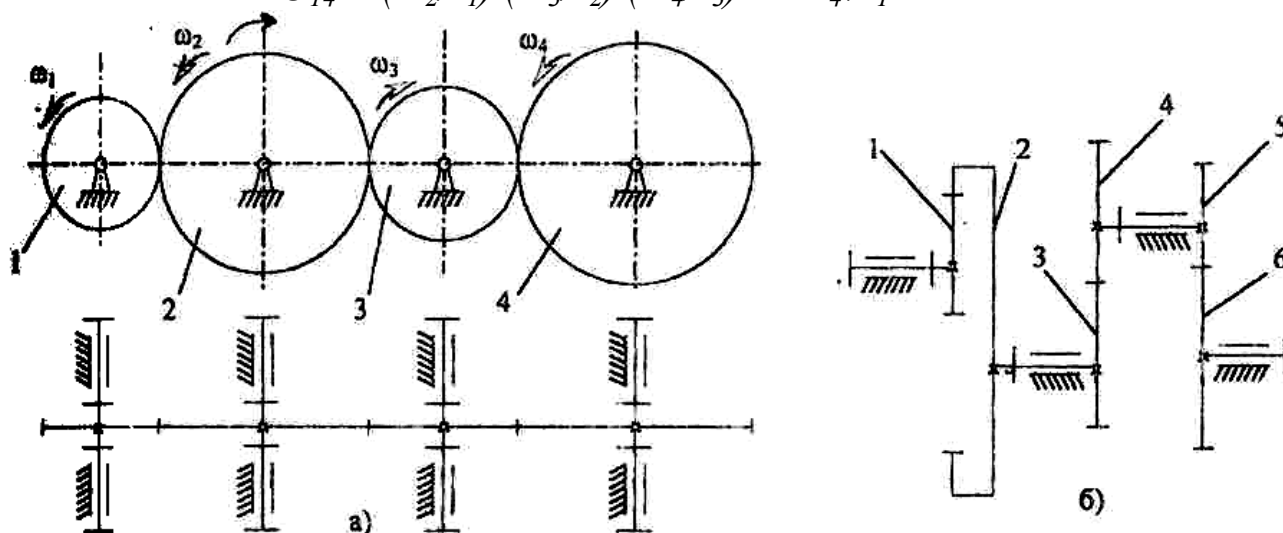


Рис. 6.2. Схемы многосвязных зубчатых механизмов

В общем случае при: i колесах в механизме и k внешних зацеплениях формула имеет вид:

$$U_{li} = (-1)^k \frac{\prod_{i=1}^n z_{i \text{ ведом}}}{\prod_{i=1}^n z_{i \text{ ведущ}}} \quad (6.4)$$

где Π - знак произведения

Общее передаточное отношение рядового механизма не зависит от числа зубьев промежуточных колес. Эти колеса применяют для измерения направления вращения выходного звена при неизменном направлении вращения входного либо для обеспечения передачи движения при большом расстоянии между осями вращения входного и выходного колес.

Для ступенчатого механизма (рис. 10.2, б) передаточное отношение определяется по формуле

$$U_{14} = (z_2/z_1) \cdot (-z_4/z_3) \cdot (-z_6/z_5) = z_2 z_4 z_6 / z_1 z_3 z_5$$

В общем случае при i колесах и k внешних зацеплениях передаточное отношение ступенчатой передачи

$$U_{li} = \omega_{\text{вх}} / \omega_{\text{вых}} = (-1)^k (z_2 z_4 z_6 \dots z_i / z_1 z_3 z_5 \dots z_{i-1})$$

Знак передаточного отношения определяют также по правилу стрелок. Подбирая числа зубьев в ступенчатом механизме, можно получить большие передаточные отношения, чем у рядовой передачи.

Объекты выполнения работы: зубчатые механизмы с неподвижными осями (рис. 6.3)

Содержание работы

1. Используя модель, составить кинематическую схему зубчатого механизма. Определить степень подвижности по формуле Чебышева. Сосчитать числа зубьев зубчатых колес.

2. Составить формулу для вычисления передаточного отношения от входного к выходному звену и определить его значение.

3. Проверить передаточное отношение, используя модель механизма. Для этого повернуть входное звено на угол φ_1 и измерить угол поворота φ_i выходного звена, после чего вычислить передаточное отношение по формуле

$$U_{li} = \varphi_1 / \varphi_i$$

4. Результаты вычислений представить в таблице.

Таблица 6.1- Параметры зубчатого механизма

Схема механизмов	Числа зубьев						Передаточное отношение	

5. Сформулировать выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Каковы схемы механизмов с неподвижными осями?
2. Чем отличаются рядовые передачи от ступенчатых?
3. Как определяется передаточное отношение механизма?
4. Какие колеса называют паразитными и на что они влияют?
5. Для заданной схемы зубчатого механизма при известных числах зубьев колес и скорости ведущего звена определить скорость вращения выходного звена.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яцун С.Ф., Кинематика, динамика и прочность машин, прочность машин, приборов и аппаратуры: Учебное пособие / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко, Е.Н. Политов; М.: Альфа-М: ИНФРА-М, 2015 – 208 с.
2. Яцун С.Ф., Механика [Текст]: учебное пособие для студентов вузов: в 2 ч. Ч. 1 / С.Ф. Яцун, В.Я. Мищенко; Курск. гос. техн. ун-т. Курск, 2004. 208 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 638с.
4. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1990. 592с.
5. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. М.: Высшая школа, 1987. 496с.

