

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ  
НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ КАЗАНСКОГО  
(ПРИВОЛЖСКОГО) ФЕДЕРАЛЬНОГО УНИВЕРСИТЕТА**

---

**И.П.ТАЛИПОВА, Р.Н.ТАЗМЕЕВА**

# **ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И ДЕТАЛИ МАШИН**

**ВИРТУАЛЬНЫЙ ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ**

**Учебно-методическое пособие**



**Набережные челны, 2019**

**Теория механизмов и детали машин. Виртуальный лабораторный практикум. Учебно-методическое пособие /Составители: И.П.Талипова, Р.Н.Тазмеева. – Набережные Челны: НЧИ К(П)ФУ, 2019. –88 с.**

**Рецензент: д.т.н., профессор Ф.Д.Байрамов**

**Учебно-методическое пособие предназначено для выполнения лабораторных работ по отдельным разделам дисциплины: «Механика и детали машин», «Прикладная механика» для студентов Высшей инженерной школы**

**Печатается по решению учебно-методической комиссии Автомобильного отделения НЧИ К(П)ФУ**

**© Набережночелнинский институт К(П)ФУ, 2019**

# ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

<b>Лабораторная работа №1.</b> Структурный анализ рычажных механизмов.....	4
<b>Лабораторная работа № 2.</b> Обмер зубчатых колес .....	23
<b>Лабораторная работа № 3.</b> Обзор основных видов механизмов .....	35
<b>Лабораторная работа № 4.</b> Определение кпд цилиндрического редуктора .....	57
<b>Лабораторная работа № 5.</b> Определение кпд червячного редуктора .....	74

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

## СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ.

### 1. Цель работы

- Усвоить основные понятия и определения теории механизмов и машин.
- Ознакомиться с простейшими видами механизмов и названиями их звеньев.
- Научиться определять какие схемы кинематических цепей являются схемами механизмов.
- Научиться по моделям строить структурные схемы простейших плоских механизмов, определять степень подвижности их и выделять группы Ассура.

### 2. Теория

**Механизмом** называется искусственно созданная система, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел (звеньев). Определенность движения звеньев в механизме обеспечивается тем, что они, соединяясь между собой кинематическими парами, образуют кинематические цепи.

**Звеном** называется деталь или несколько неподвижно соединенных друг с другом деталей, которые движутся как одно целое. Ниже показаны условные изображения различных звеньев механизма и их названия.

**Кинематической парой** называют соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. При этом число возможных независимых движений ***H*** одного звена относительно другого называют **числом подвижностей** кинематической пары, а ограничения, наложенные на относительное движение звеньев в кинематической паре – **условиями связи**. Условные изображения наиболее распространенных кинематических пар даны в таблице 2.1.

Кинематические пары **классифицируются** по следующим признакам:

1. По числу степеней свободы ***H*** звена кинематической пары в относительном движении выделяют **одноподвижные** (по старой классификации – кинематические пары **пятого** класса), **двухподвижные**, **трехподвижные**, **четырёхподвижные** и **пятиподвижные**. Подвижность кинематической пары определяется зависимостью

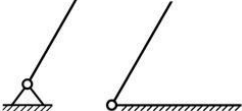
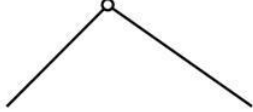
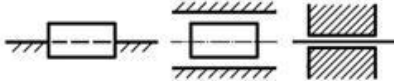
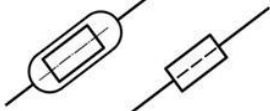
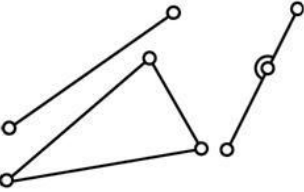
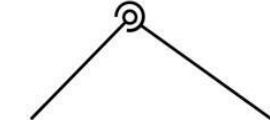
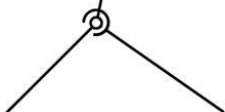
$$H = 6 - S,$$

где **6** – максимальное число возможных движений твердого тела в пространстве: трех поступательных по осям и трех вращательных вокруг осей координат **XYZ**;

**S** – число условий связи, наложенных кинематической парой на относительное движение каждого звена.

2. По характеру соприкосновения звеньев кинематические пары различаются на **низшие** и **высшие**.

Таблица 1. 1 - классификация кинематических пар

№ п/п	Условное изображение кинематических пар	Возможные виды относительного движения	Название кинематической пары
1		В	Вращательная пара с одним неподвижным звеном
2		В	Вращательная пара с двумя подвижными звеньями
3		П	Поступательная пара с одним неподвижным звеном
4		П	Поступательная пара с двумя подвижными звеньями
5		В	Звено в различных вариантах, входящее одновременно в состав двух или трех одноподвижных вращательных пар
6		ВВВ	Трехподвижная пара – сферический шарнир
7		ВВ	Двухподвижная пара – сферический шарнир с пальцем

Пояснения: **В** – вращательное относительное движение; **П** – поступательное относительное движение.

По характеру относительного движения звеньев одноподвижные кинематические пары подразделяются на **вращательные – В, поступательные – П и винтовые.**

**Низшими парами** называются такие пары, в которых соприкосновение элементов происходит по поверхности. Например, одноподвижные поступательная и вращательная пары, а также двухподвижная цилиндрическая и трехподвижная сферическая.

Высшими называются такие кинематические пары, у которых соприкосновение элементов пары происходит по линии или в точке. Например, кулачок и ролик толкателя кулачкового механизма (рис. 2.1,а) и зубья зубчатых колес (рис. 2.1,б).

В **Приложении 2** представлены примеры различных кинематических пар. Возможные независимые движения показаны стрелками и буквенными сочетаниями.

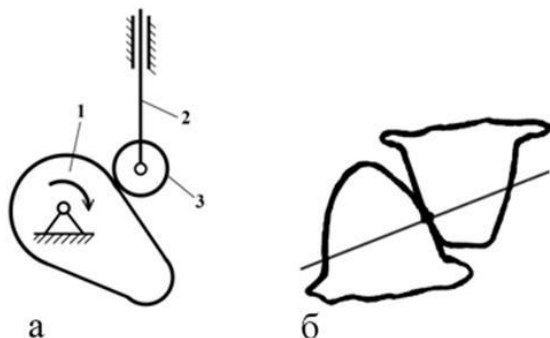


Рис. 1.1- Высшие плоские двухподвижные кинематические пары

**Кинематической цепью** называют систему звеньев, соединенных между собой кинематическими парами. Кинематические цепи бывают **замкнутыми** (рис.2.2) и **открытыми** (рис.2.3), **простыми** и **сложными**, а по виду траекторий движения точек звеньев разделяются на **плоские** и **пространственные**. Наибольшее распространение на практике имеют плоские кинематические цепи.

Плоской называется кинематическая цепь, если точки ее звеньев описывают траектории, лежащие в параллельных плоскостях, то есть их траекториями являются плоские кривые. Естественно если точки звеньев описывают пространственные кривые, то такие кинематические цепи (как и кинематические пары) называются **пространственными**.

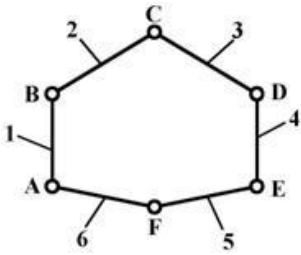


Рис. 1.2 Простая плоская кинематическая цепь

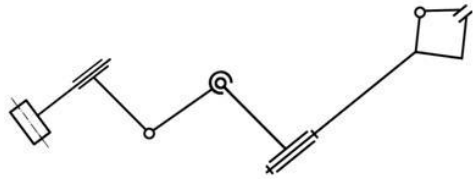


Рис. 1.3. Простая пространственная кинематическая цепь манипулятора

**Сложной** называется кинематическая цепь, в которой имеется хотя бы одно звено, входящее более чем в две кинематические пары. Пример такой цепи дан на рис. 1.4,д и рис. 1.9.

**Степень подвижности** кинематической цепи  $W$  называют число степеней свободы кинематической цепи относительно стойки – звена, принятого за неподвижное. Для плоских механизмов применяется формула Чебышева

$$W = 3n - 2p_1 - p_2, \quad (1.1)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев кинематической цепи;  
 $p_1$  – число одноподвижных кинематических пар;  
 $p_2$  – число двухподвижных кинематических пар.

В пространственных кинематических цепях степень подвижности определяется по формуле Малышева

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5, \quad (1.2)$$

где  $p_3$  – число трехподвижных кинематических пар;  
 $p_4$  – число четырехподвижных кинематических пар;  
 $p_5$  – число пятиподвижных кинематических пар.

Плоские кинематические цепи с нулевой степенью подвижности называются группами Ассура. Это такие группы звеньев, которые при соединении свободными кинематическими парами со стойкой превращаются в ферму. Группы Ассура имеют только одноподвижные кинематические пары,  $p_2=0$ . Тогда степень подвижности выразится

$$W = 3n - 2p_1 = 0,$$

откуда  $p_1 = 3/2 n$ .

Возможное число звеньев и кинематических пар в группах Ассура приведено в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – соответствие числа звеньев и кинематических пар в структурных группах Ассура

Число звеньев $n$	2	4	6	8	и т.д.
Число кинематических пар	3	6	9	12	и т.д.
Класс старшего контура	II	III, IV	IV, V	V, VI	и т.д.

**Группы Ассура** делятся по классификации И.И. Артоболевского на классы, порядки и виды. Класс группы задается наивысшим замкнутым контуром, входящим в ее состав. Класс же контура определяется числом **внутренних кинематических пар**, образующих этот замкнутый контур. Можно сказать, что: в группу Ассура II-го класса входит прямолинейный контур (таблица 1.3); в группу Ассура III-го класса – трехсторонний контур **ABC** (рис. 1.4,б); в группу Ассура IV-го класса – четырехсторонний подвижный контур **BCDE**.

Таблица 1.3 – классификация групп Ассура

Классы контуров				
II	III	III	IV	V
				

Группы Ассура II класса содержат два звена и три кинематических пары. Разновидности групп Ассура II класса изображены на рис. 2.5:

- вид 1 – все кинематические пары вращательные (ВВВ);
- вид 2 – одна крайняя кинематическая пара – поступательная, а все остальные – вращательные (ВВП);
- вид 3 – звенья соединены между собой поступательной кинематической парой, а крайние пары являются вращательными (ВВВ);



- вид 4 – звенья соединены вращательной парой, а обе крайние кинематические пары – поступательные (ПВП);
  - вид 5 – одна крайняя кинематическая пара – вращательная; все остальные – поступательные (ВПП).
- Модификации групп Ассур II, III, IV классов представлены на рис. 1.4.

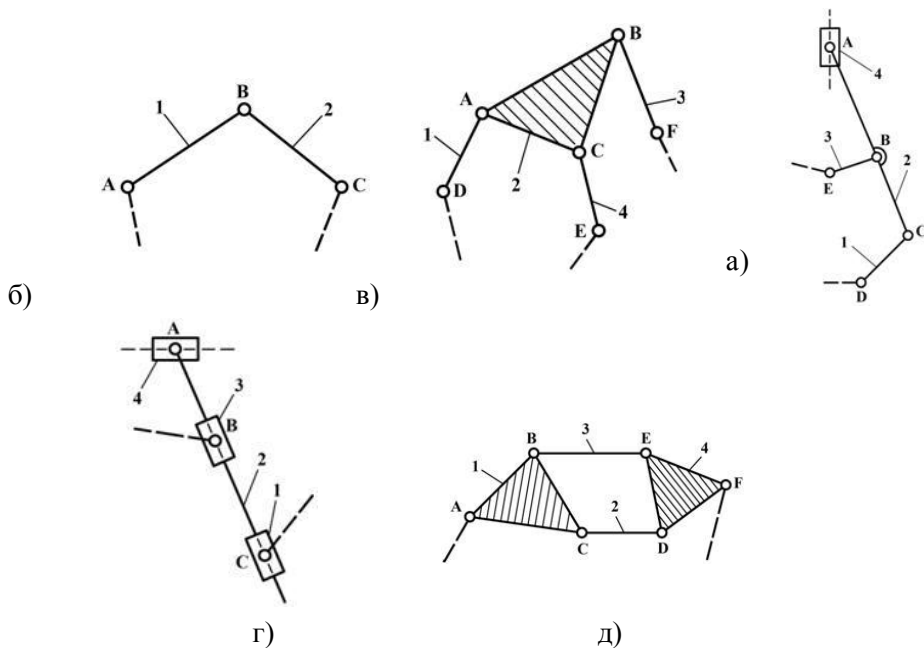


Рис. 1.4 – Группы Ассур

а) – II-го класса; б) в) г) – III-го класса; д) – IV-го класса

Порядок группы Ассур определяется количеством кинематических пар, которыми она присоединяется к другим звеньям, т.е. числом ее внешних (свободных) пар.

В группе Ассур на рис. 2.4,б звено 2, называемое базисным, входит в три внутренние кинематические пары со звеньями 1,3 и 4. Звенья 1,3,4 называются поводками и своими внешними кинематическими парами присоединяются к другим звеньям механизма. Эта группа называется трехповодковой, или группой Ассур III класса III порядка.

Таблица 1.4 – Структурные группы второго класса второго порядка

Модификация группы	Первая (ВВВ)	Вторая (ВВП)	Третья (ВПП)	Четвертая (ПВП)	Пятая (ВПП)
Изображение					

### 2.1. Лишние степени свободы и пассивные связи

При определении степени подвижности механизма необходимо учитывать наличие лишних степеней свободы и пассивных связей, которые не влияют на характер движения механизма в целом.

Звенья, вносящие пассивные связи, уменьшают степень подвижности механизма, поэтому при определении степени подвижности эти звенья не учитываются.

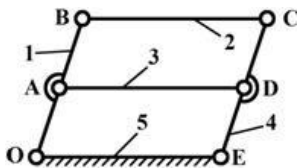


Рис.1.5 – шарнирный четырехзвенник

На рис. 2.5 изображен четырехзвенный механизм, у которого звено 3 вносит пассивные связи. Степень подвижности механизма с учетом пассивных связей составляет

$$W^* = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0$$

при  $n = 4; p_1 = 6$ .

Очевидно, что звено 3 введено конструктивно для увеличения жесткости звеньев 1 и 4. Поэтому без учета пассивной связи имеем:

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

при  $n = 3; p_1 = 4$ .

Следовательно, данный механизм имеет степень подвижности  $W=1$ . В кулачковом механизме с роликовым толкателем (рис. 2.1,а) степень подвижности получается:

$$W = 3 * 3 - 2 * 3 - 1 = 2,$$

при  $n = 3; p_1 = 3; p_2 = 1$

Здесь наблюдается лишняя степень свободы, представляющая собой дополнительную подвижность ролика относительно толкателя. Она не сказывается на степени подвижности кулачкового механизма и  $W=1$ .

## 2.2. Принцип образования механизмов

При изучении механизмов их представляют на чертеже в виде структурной или кинематической схем.

**Структурной схемой механизма** называется графическое изображение механизма с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар. **Кинематическая схема** изображается в масштабе с указанием размеров, необходимых для кинематического расчета механизма. Звенья нумеруются **арабскими цифрами** в порядке их присоединения к **входному звену**. Кинематические пары обозначаются **заглавными латинскими буквами** в последовательности присоединения звеньев.

**Входным звеном** механизма называется такое звено, закон движения которого задан. Во всяком плоском механизме имеется одно или несколько входных звеньев в виде кривошипа или ползуна (рис. 1.6,а,б). Количество входных звеньев определяется степенью подвижности механизма.



Рис. 1.6 – входные звенья механизма

Группа звеньев, состоящая из входного звена и стойки, называется **начальным механизмом** или **механизмом I-го класса**. Начальный механизм обладает одной степенью подвижности, и дальнейшее наложение кинематических цепей не должно изменять степени подвижности всего механизма.

Основной принцип образования механизмов, предложенный Л.В. Ассуром, заключается в следующем: любой механизм может быть образован

путем последовательного присоединения кинематических цепей с нулевой степенью подвижности сначала к входному звену и стойке, а затем и к любым другим звеньям. И, наоборот, плоский механизм всегда можно разделить на механизм I-го класса и группы Ассур.

Рассмотреть **строение механизма** – значит установить, из каких структурных групп состоит данный механизм, и в какой последовательности они присоединены друг к другу. Для выявления класса механизма необходимо расчленить его на группы Ассур, начиная отсоединение с наиболее удаленных от входного звена. При этом степень подвижности оставшейся части механизма не должна изменяться. Класс всего механизма определяется по **наивысшему** классу группы Ассур, входящей в механизм.

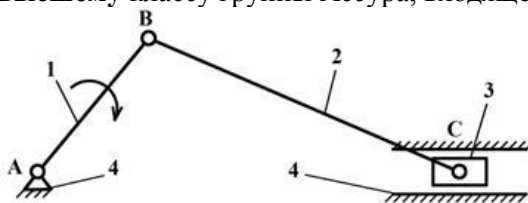


Рис. 1.7 – шарнирно-рычажный механизм

Строение механизма можно записать в виде **структурной формулы**, которая указывает состав и последовательность присоединения групп Ассур. Например, для механизма на рис. 2.7, образованного путем присоединения к начальному механизму I-го класса группы Ассур II-го класса, II-го порядка, 2-го вида, структурная формула имеет вид:

$$\rightarrow I \left[ \frac{1; 4}{B_A(1, 4)} \right] \rightarrow II \left[ \frac{2; 3}{B_B(2, 1); B_C(3, 2); H_C(3, 4)} \right],$$

где в числителе перечислены звенья, а в знаменателе указаны кинематические пары, входящие в группы звеньев:

**I** – начальный механизм первого класса;

**II** – группа Ассур второго класса.

Здесь **BA(1,4)**, **BB(2,1)**, **BC(3,2)** – индекс вращательных кинематических пар в точках, обозначенных на схеме, с указанием соединяемых звеньев;

**HC(3,4)** – индекс поступательной кинематической пары, позволяющей поступательное относительное движение звеньев.

**Данный механизм II класса**, так как самый высокий класс группы Ассур – второй.

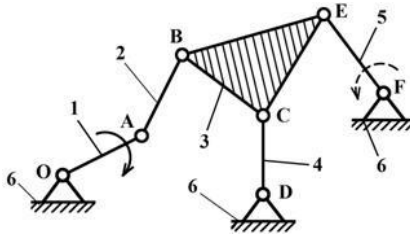


Рис. 2.8 – структурная схема механизма II класса

Класс и порядок механизма в некоторых случаях может меняться в зависимости от того, какое звено принято в качестве входного. Если для шестизвенного механизма (рис. 2.8) принять за входное звено 5 (возможно, и 4), то весь механизм будет II класса, так как структурная формула имеет вид:

$$\rightarrow \text{I} \left[ \frac{5;6}{B_F(5,6)} \right] \rightarrow \text{II} \left[ \frac{3;4}{B_B(5,3)B_C(4,3)B_D(6,4)} \right] \rightarrow \text{II} \left[ \frac{2;1}{B_B(3,2)B_A(1,2)B_O(6,1)} \right],$$

а если принять за входное звено I, то невозможно выделить группу звеньев II класса, и механизм разбивается на начальный механизм I класса и группу Ассура III класса. Структурная формула выглядит так:

$$\rightarrow \text{I} \left[ \frac{6;1}{B_O(6,1)} \right] \rightarrow \text{III} \left[ \frac{2;3;4;5}{B_A;B_B;B_C;B_D;B_E;B_F} \right].$$

Рассмотренное строение плоских механизмов может быть распространено на механизмы, в составе которых имеются и высшие кинематические пары. Для этого каждая пара заменяется кинематической цепью, в состав которой входят только одноподвижные кинематические пары (шарниры и ползуны).

### 2.3. Замена высших кинематических пар

Чтобы заменяющий механизм был кинематически эквивалентным заменяемому, необходимо при замене придерживаться определенных правил, которые заключаются в следующем: если высшая пара представляет касание профилей 1 и 2 (рис. 2.9), то в точке контакта В надо провести нормаль n-n к профилям. На этой линии найти центры кривизны профилей и установить в них шарниры D и E, соединив их жестким фиктивным звеном 3. Соединяя шарниры D и E с центрами A и C, получим заменяющий механизм – шарнирный четырехзвенник ADEC.

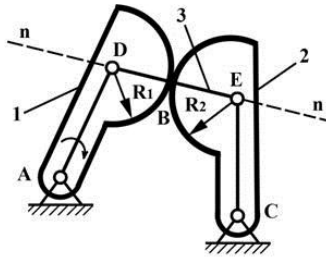


Рис. 1.9 – схема механизма с высшей кинематической парой

В случае, если один из профилей высшей пары будет прямой линией, центр кривизны его будет удален в бесконечность и фиктивное звено будет входить в одну вращательную и одну поступательную пару. Такая замена показана на рис. 2.10.

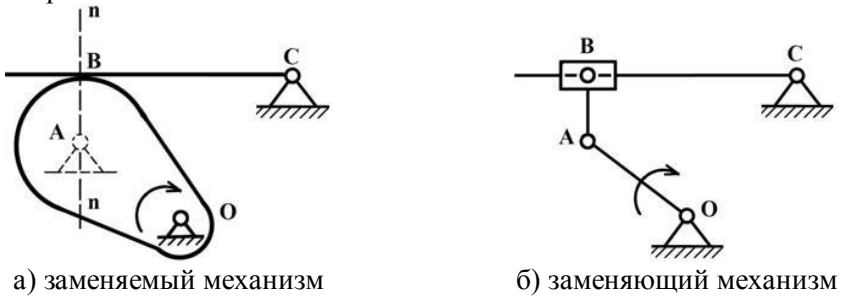


Рис. 1.10 – принцип замещения механизмов

Заменяющие механизмы строятся для структурного и кинематического исследования.

## 2.4. Порядок проведения лабораторной работы

Студент должен рассмотреть два механизма, при этом следует определить число звеньев и кинематических пар, изобразить структурную схему механизма и составить структурную формулу.

Оборудование: для студентов всех специальностей – механизм с низшими кинематическими парами, а для механиков, дополнительно, механизм с высшей кинематической парой.

Инструменты: линейка, треугольник, циркуль и транспортир.

1. Ознакомиться с принципом действия механизма и установить его назначение (Например: преобразовать вращательное движение в поступательное).

2. Определить: какие из звеньев являются кривошипом, шатуном, ползуном, кулисой, коромыслом. Наименование звеньев записать в таблицу основных результатов.

3. Вычертить одно из положений механизма в виде структурной схемы, при котором достаточно наглядно видны все звенья (не будет наложения одного звена на другое). Указать **стрелкой** направление вращения входного звена – кривошипа.

4. Пронумеровать звенья **арабскими** цифрами в порядке их присоединения к кривошипу (1,2,3 и т.д.).

5. Обозначить кинематические пары заглавными **латинскими** буквами в последовательности присоединения звеньев.

6. Определить:

- число подвижных звеньев ( $n$ );

- тип кинематических пар ( $B$  – вращательная,  $П$  – поступательная);

- количество **одноподвижных** ( $p1$ ) и **двухподвижных** ( $p2$ )

кинематических пар;

- степень подвижности  $W$  механизма;

- наличие пассивных связей и лишних степеней свободы; результаты занести в таблицу.

7. Разбить механизм на структурные группы Ассура и начальный механизм.

8. Вычертить структурные группы Ассура и начальный механизм с правильным обозначением кинематических пар и звеньев механизма, начиная с наиболее удаленной группы.

9. Определить для каждой группы Ассура: класс, вид, степень подвижности и составить структурную формулу механизма.

10. Определить степень подвижности начального механизма и составить структурную формулу.

11. Составить структурную формулу для механизма в целом.

12. Определить класс всего механизма.

13. Защитить отчет по лабораторной работе.

### 3. ОБОРУДОВАНИЕ

#### 3.1. Оборудование в лабораторной работе

В виртуальной лаборатории представлены активные образцы рычажных механизмов.

Номер схемы рычажного механизма определяется по списку студентов в группе и по указанию преподавателя.

Для работы в этой лабораторной работе применяются следующие клавиши:

W, S, A, D – для перемещения в пространстве;  
F2, E – аналоги средней клавиши манипулятора (при первом нажатии берется объект, при последующем – ставится);  
Ctrl – присесть;  
Z – визуальное приближение;  
F10 – выход из программы.



Рис. 1.11 – Активные клавиши клавиатуры



Рис. 1.12 – Функции манипулятора

Левая клавиша манипулятора (ЛКМ) – управление объектами (в режиме манипуляции).

Средняя клавиша манипулятора (СКМ) – взять (применить) объект (в режиме манипуляции). Также данная клавиша позволяет проводить ускоренную работу с некоторыми объектами (например, ускоренное закручивание (откручивание) рукоятки тормозного устройства).

Правая клавиша манипулятора (ПКМ) – переход в режим манипуляции (управление объектами), возврат в режим навигации (перемещение по сцене).

Примечание: При появившемся курсоре невозможно перевести взгляд вверх и стороны.



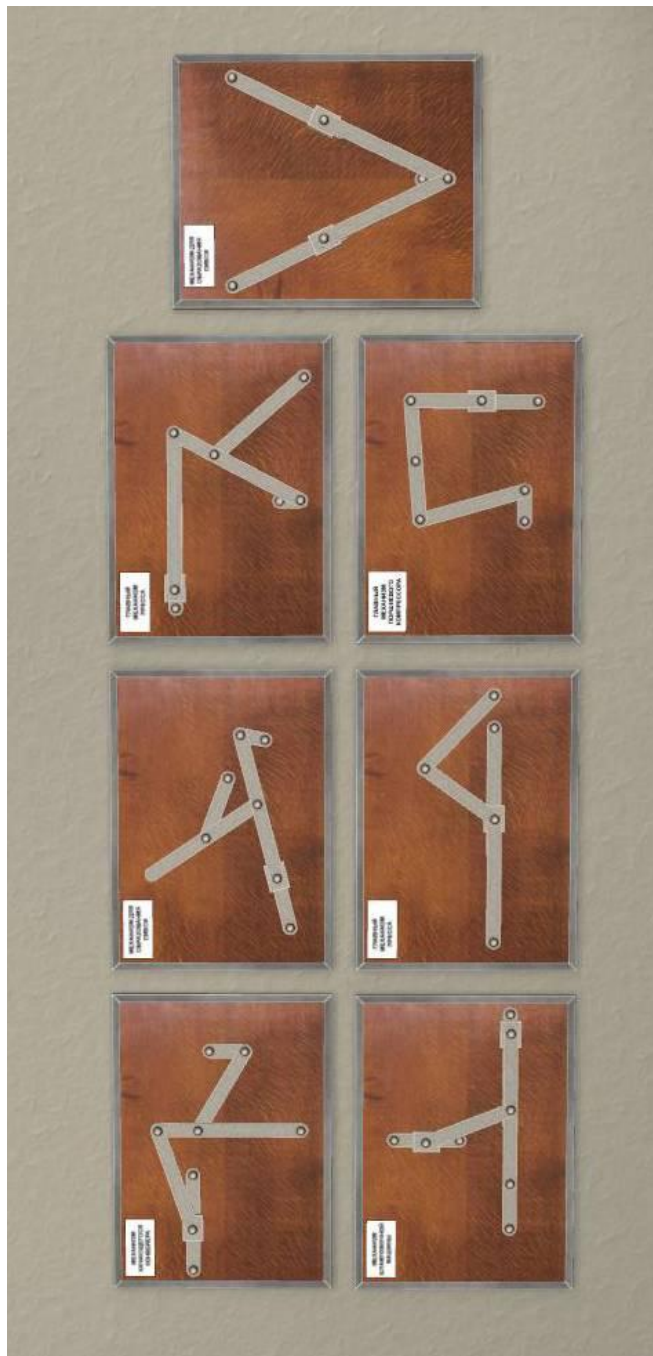


Рис. 1.13 – Рычажные механизмы

## 4. ОТЧЕТ

### 4.1. Пример отчета

Лабораторная работа №4

Студент: \_\_\_\_\_

Группа: \_\_\_\_\_

Структурный анализ механизма.

#### Цель:

1. Изучение принципов строения и структурного анализа механизмов.

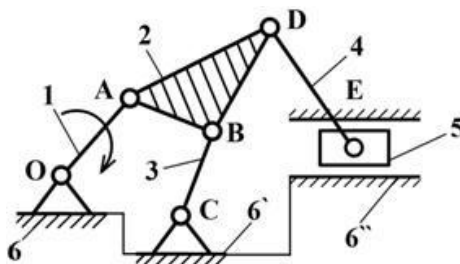
#### Оборудование:

2. Модель механизма с низшими кинематическими парами.  
II. Модель механизма с высшей кинематической парой.

**Инструменты:** линейка, треугольник, циркуль, транспортир.

### I. АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО ШЕСТИЗВЕННИКА

- 1) Структурная схема.



Назначение механизма: преобразовать вращательное движение кривошипа в поступательное движение ползуна с усложненным законом движения.

- 2) Звенья механизма.

Номер звена	Наименование	Подвижность звеньев	Число подвижных звеньев
1	кривошип	подвижное	n=5
2	шатун	– « » –	
3	коромысло	– « » –	
4	шатун	– « » –	
5	ползун	подвижное	
6	стойка	неподвижное	

### 3) Кинематические пары

Обозначение	Соединяемые элемент	Тип пары			Индекс пары	Число пар	
		вид движения	характер соединения	подвижность		однопл. одвижн.	Двухпл. подвижн.
О	1,6	вращат.	Низшая	однопл. подвижн.	$B(1,6)$	p1=7	p2=0
А	2,1	– « » –	– « » –	– « » –	$B(2,1)$		
В	3,2	– « » –	– « » –	– « » –	$B(3,2)$		
С	3,6	– « » –	– « » –	– « » –	$B(3,6)$		
Д	4,2	– « » –	– « » –	– « » –	$B(4,2)$		
Е	5,4	вращат.	– « » –	– « » –	$B(5,4)$		
Е	5,6	Поступ.	Низшая	Однопл. подвижн.	$\Pi(5,6)$		

4) Определение степени подвижности механизма:

$$W = 3 * n - 2 * p_1 - p_2 = 3 * 5 - 2 * 7 - 0 = 1$$

Лишних степеней свободы и пассивных связей нет.

5) Строение групп Ассра.

	<p>Последняя группа Ассра II класса, II порядка, 2-го вида</p> $W = 3 * 2 - 2 * 3 = 0$ <p>Структурная формула:</p> $\rightarrow II \left[ \frac{4;5}{B_D(4,2); B_E(5,4); \Pi_E(5,6)} \right]$
	<p>Предпоследняя группа Ассра II класса, II порядка, 1-го вида</p> $W = 3 * 2 - 2 * 3 = 0$ <p>Структурная формула:</p> $\rightarrow II \left[ \frac{2;3}{B_A(1,2); B_B(2,3); B_C(3,6)} \right]$
	<p>Начальный механизм I класса</p> $W = 3 * 1 - 2 * 1 = 1$ <p>Структурная формула:</p> $\rightarrow I \left[ \frac{1;6}{B_O(1,6)} \right]$

Структурная формула всего механизма:

$$\rightarrow I \left[ \frac{1;6}{B_o(1,6)} \right] \rightarrow II \left[ \frac{2;3}{B_A(1,2); B_B(2,3); B_C(3,6)} \right] \rightarrow II \left[ \frac{4;5}{B_D(4,2); B_E(5,4); H_E(5,6)} \right]$$

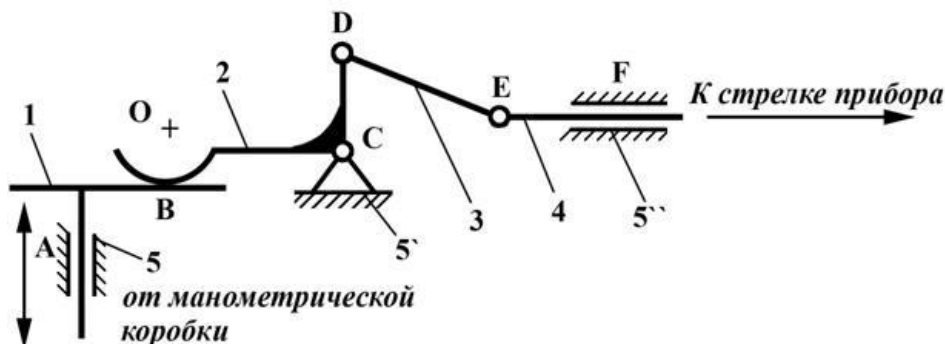
Данный механизм II класса, так как самый высокий класс группы Ассура – второй.

Работу выполнил \_\_\_\_\_ 00.00.00 г.

Отчет принял \_\_\_\_\_

## II. МЕХАНИЗМ С ВЫСШЕЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ

3. На схеме приведен механизм приемника давления электрического дистанционного манометра.



2) Звенья механизма

Номер звена	Наименование	Подвижность звеньев	Число подвижных звеньев
1	ползун	подвижное	n=4
2	коромысло	– « » –	
3	шатун	– « » –	
4	шток	подвижное	
5	стойка	неподвижное	

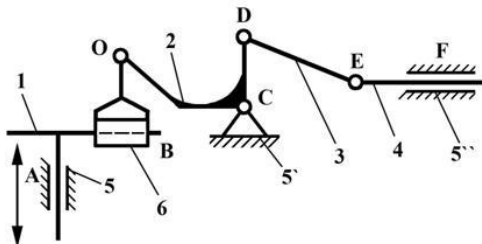
### 3) Кинематические пары

Обозначение	Соединяемые элементы	Тип пары			Индекс пары	Число пар	
		Вид движения	характер соединения	подвижность		Одноподвижн.	Двухподвижн.
A	1,5	поступ.	Низшая	одноподвижн.	П(1,5) В(1,2) В(5,2) В(2,3) В(3,4) П(4,5)	p1=5	p2=1
B	1,2	Вращат.	высшая	Двухподвижн.			
C	5,2	Вращат.	низшая	Одноподвижн.			
D	2,3	Вращат.	низшая	Одноподвижн.			
E	3,4	Вращат.	низшая	Одноподвижн.			
F	4,5	Поступ.	низшая	Одноподвижн.			

4) Степень подвижности механизма.

$$W = 3 * n - 2 * p_1 - p_2 = 3 * 4 - 2 * 5 - 1$$

5) Строим заменяющий механизм.



Здесь двухподвижная кинематическая пара в точке В заменена двумя одноподвижными в точках В и О путем введения жесткого фиктивного звена 6. Для заменяющего механизма имеем  $n=5$ ,  $p_1=7$ ,  $p_2=0$ , и получаем:

$$W = 3 * 5 - 2 * 7 - 0 = 1$$

6) Группы Ассура.

	<p>Последняя группа Ассура II класса, II порядка, 2 вида</p> <p><math>n = 2</math>, <math>p_1 = 3</math> и</p> <p><math>W = 3 * 2 - 2 * 3 = 0</math></p> <p>Структурная формула:</p> <p><math>\rightarrow II \left[ \frac{3;4}{B_D(2,3); B_E(3,4); P_F(4,5)} \right]</math></p>
--	---

	<p>Предпоследняя группа Ассура II класса, II порядка, 2 вида</p> $n = 2, p_1 = 3 \text{ и}$ $W = 3 * 2 - 2 * 3 = 0$ <p>Структурная формула:</p> $\rightarrow \text{II} \left[ \frac{2;6}{B_C(2,5); B_O(2,6); H_B(6,1)} \right]$
	<p>Начальный механизм I-го класса</p> <p>Структурная формула:</p> $\rightarrow \text{I} \left[ \frac{1;5}{H_A(1,5)} \right]$

7) Структурная формула всего механизма:

$$\rightarrow \text{I} \left[ \frac{1;5}{H_A(1,5)} \right] \rightarrow \text{II} \left[ \frac{2;6}{B_C(2,5); B_O(2,6); H_B(6,1)} \right] \rightarrow \text{II} \left[ \frac{3;4}{B_D(2,3); B_E(3,4); H_F(4,5)} \right]$$

Данный механизм II-го класса, т.к. наивысший класс групп Ассура, входящих в состав механизма – второй.

## 5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое механизм, звено, кинематическая пара, кинематическая цепь, кинематическая схема, структурная схема?
2. Как подразделяются кинематические пары?
3. Что такое низшая и высшая кинематические пары?
4. Что такое степень подвижности механизма и как ее определить?
5. Как влияют пассивные связи на степень подвижности механизма?
6. Какие звенья образуют механизм I-го класса?
7. Как может быть образован механизм?
8. Что такое группа Ассура?
9. Как определить класс группы Ассура, ее порядок и вид?
10. Какие группы Ассура находят наибольшее распространение?
11. Как определить класс всего механизма?
12. В какой последовательности механизм разбивается на группы Ассура?
13. Как составляется структурная формула механизма?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

### ОБМЕР ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

#### 1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Ознакомление с элементарными методами определения основных параметров цилиндрических зубчатых колес.

#### 2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ В ДЕЙСТВИТЕЛЬНОСТИ

##### 2.1. Стартовое положение

На столе лежат два прямозубчатых зубчатых колеса с эвольвентным профилем зубьев. Одно нарезано без смещения исходного контура режущего инструмента, другое – со смещением исходного контура режущего инструмента.

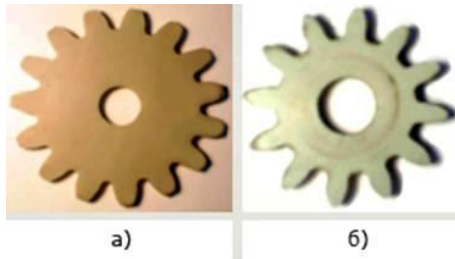


Рис. 2.1- Зубчатое колесо

а – зубчатое колесо без смещения исходного контура режущего инструмента;  
б – со смещением

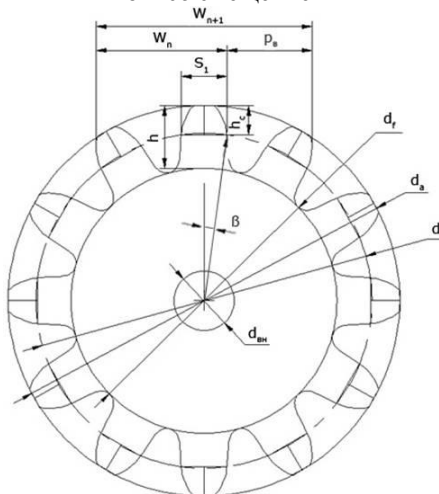


Рис. 2.2 – Основные размеры зубчатых колес

Рядом (на соседнем столе) лежат штангенциркуль (рис. 2.3) и штангензубомер (рис. 2.4).

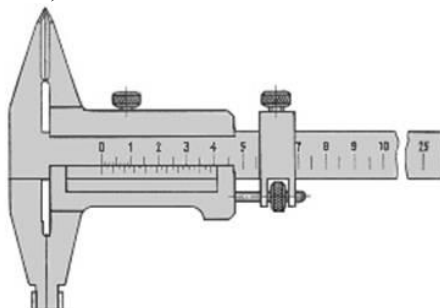


Рис. 2.3 – Штангенциркуль

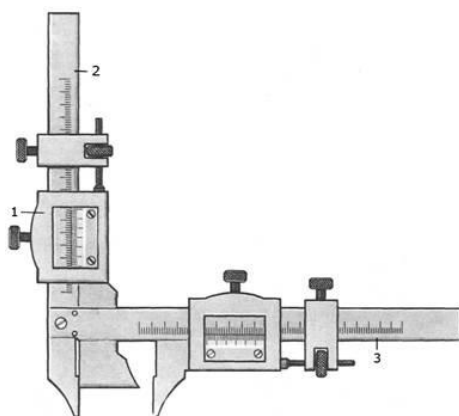


Рис. 2.4 – Штангензубомер

## 2.2. Последовательность действий

1. Взять в руки штангенциркуль и последовательно измерить на зубчатых колесах отрезки  $W_n$  и  $W_{n+1}$ .

Примечание: для того чтобы губки штангенциркуля касались в обоих случаях эвольвентных участков профилей, необходимо брать значения  $n$  в зависимости от числа зубьев  $Z$ , в соответствии с таблицей 2.1

Таблица 2.1 – Значения  $n$

<b>Z</b>	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-81
<b>n</b>	2	3	4	5	6	7	8	9



4. Определить основной окружной модуль

$$P_n = W_{n+1} - W_n = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$$

5. Рассчитать модуль зацепления  $m$  (мм)

$$m = \frac{P_n}{\pi \cdot \cos \alpha}$$

По ГОСТ 13755-68 угол профиля исходного контура режущего инструмента  $\alpha = 20^\circ$ . Поэтому

$$m = \frac{P_n}{3,14 \cdot 0,9397} \approx 0,339 \cdot P_n$$

Примечание: полученное значение расчетного модуля необходимо сверить с ГОСТ 9563-60 и принять для дальнейших расчетов ближайшее по стандарту (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Модули  $m$  по ГОСТ 9563-60

1-ый ряд	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2-ой ряд	1,25	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

6. Уточнить величину шага по основной окружности по принятому расчетному модулю

$$P_n = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \approx 2,95 \cdot m$$

5. Взять в руки штангенциркуль и измерить на зубчатом колесе диаметр вершин  $d_a$ .

6. Взять в руки штангенциркуль и измерить на зубчатом колесе диаметр вершин  $d_f$ .

Примечание: если число зубьев  $Z$  нечетное, то диаметры  $d_a$  и  $d_f$  находятся в соответствии с рис. 2.5 по формулам

$$d_a = d_{\text{омн}} + 2 \cdot H^*$$

$$d_f = d_{\text{омн}} + 2 \cdot H^*$$

7. Определить для сравнения расчетный модуль  $m$

$$m = \frac{d_a}{z + 2}$$

8. Произвести расчет.

- Окружной шаг под делительной окружности

$$p = \frac{\pi \cdot d}{z} = \pi \cdot m$$

- Делительный диаметр

$$d = m \cdot z$$

- Основной диаметр

$$d_a = d \cdot \cos \alpha \approx 0,9397 \cdot d$$

- Высота зуба

$$h = \frac{d_a - d_f}{2}$$

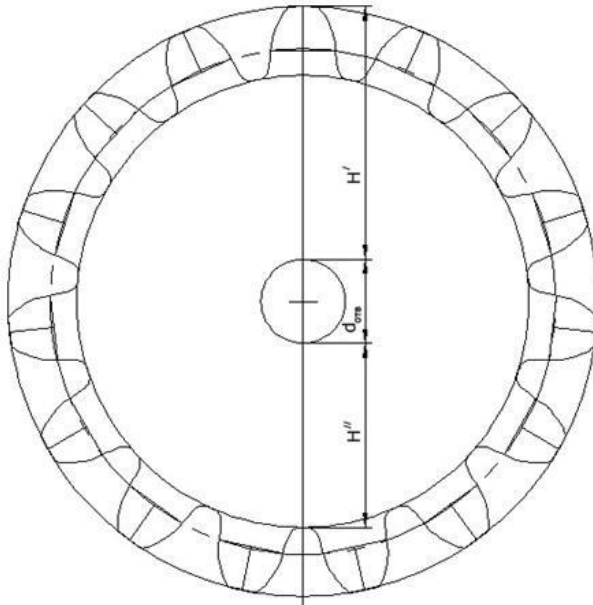


Рис. 2.5- параметры эвольвентного зубчатого колеса

- Высота делительной головки зуба

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}$$

- Высота делительной ножки зуба

$$h_f = \frac{d - d_f}{2}$$

9. Рассчитать толщину зуба по хорде делительной окружности  $S_1$

$$S_1 = d \cdot \sin\beta = m \cdot z \cdot \sin\beta,$$

$$\beta = \frac{90^\circ}{z}.$$

где

10. Рассчитать радиальное расстояние

$$h_c = \frac{d_a - d \cdot \cos\beta}{2}$$

11. Проверить  $S_1$  путем измерения штангенциркулем непосредственно на колесе.

Берем в руки штангенциркуль.

Рассчитываем величину  $h_c$  по формуле:

$$h_c = \frac{d_a - d \cdot \cos\beta}{2}$$

Расчетное значение  $S_1$  может не совпасть с измеренной величиной, что определит отклонение толщины зуба от теоретического размера, влияющее на точность передаточного отношения и боковой зазор в зацеплении.

12. Обмеренное колесо может быть нарезано со смещением исходного контура режущего инструмента. В этом случае следует определить коэффициент смещения исходного контура  $X$ . Для определения  $X$  можно использовать формулу, определяющую основную окружную толщину зуба

$$S_B = \frac{P_n}{\pi} \left( 2X \operatorname{tg}\alpha + \frac{\pi}{2} + z \operatorname{inv}\alpha \right),$$

где  $\operatorname{tg}\alpha = 0,364$ ,

$$\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha = 0,0149,$$

$$S_B = W_{n-1} - n p_n,$$

при этом толщина зуба по хорде делительной окружности  $S_1$  и радиальное расстояние  $h_c$  определяются по формулам:

$$S_1 = d \sin\beta_1 = m z \sin\beta_1,$$

$$h_c = \frac{d_a - d \cos \beta_1}{2}$$

$$\beta_1 = \frac{180 \cdot (1 + 0,463X)}{Z}$$

где

13. Проверить  $S_1$  путем измерения штангенциркулем непосредственно на колесе.

14. Если нарезать парные колеса со смещением  $X_1m$  и  $X_2m$ , а затем собрать передачу с учетом смещений, то в зацеплении возникает боковой зазор.

Для получения беззазорного зацепления нужно сдвинуть центры колес в обратном направлении на величину уравнивающего смещения  $\Delta y m$ , где  $\Delta y$  — коэффициент уравнивающего смещения (при  $X = -X \Delta y = 0$ ), который можно определить из формулы:

$$\Delta y = 2,25 - \frac{h}{m}$$

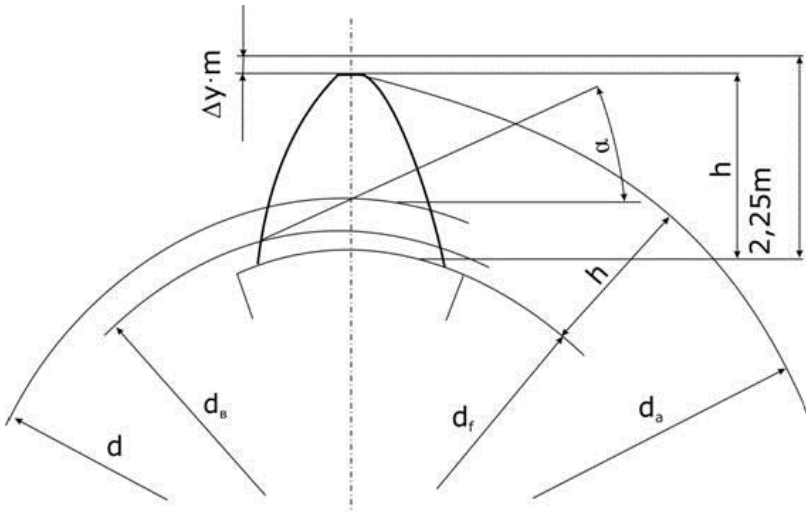


Рис. 2.6

15. Для сравнения определить некоторые параметры зубчатых колес нарезанных:

а) без смещения исходного контура режущего инструмента ( $X=0$ ):  
диаметр вершин зубьев

$$d_a = m(z + 2)$$

диаметр впадин

$$d_f = m(z - 2,5)$$

высота зуба

$$h = 2,25m$$

высота делительной головки зуба

$$h_a = m$$

высота делительной ножки зуба

$$h_f = 1,25m$$

б) со смещением исходного контура режущего инструмента:

диаметр вершин зубьев

$$\begin{aligned}d_a &= d + 2m(1 + X - \Delta y) = \\ &= m(z + 2 + 2X - 2\Delta y)\end{aligned}$$

диаметр впадин

$$\begin{aligned}d_f &= d - 2m(1,25 - X) = \\ &= m(z - 2,5 + 2X)\end{aligned}$$

высота зуба

$$h = m(2,25 - \Delta y)$$

высота делительной головки зуба

$$h_a = m(1 + X - \Delta y)$$

высота делительной ножки зуба

$$h_f = m(1,25 - X)$$

16. Результаты расчетов сравнить с предыдущими расчетами, выполненными на основе замеров.

Примечание: Каждый замер делается три раза и расчет ведется по среднему значению.

### 3. ОБОРУДОВАНИЕ

#### 3.1. Оборудование в лабораторной работе

В виртуальной лаборатории на столе лежат два прямозубых зубчатых колеса с эвольвентным профилем зубьев и штангенциркуль.

#### 3.2. Активные клавиши

Для работы в этой лабораторной работе применяются следующие клавиши:

W, S, A, D – для перемещения в пространстве;

F2, E – аналоги средней клавиши манипулятора (при первом нажатии берется объект, при последующем – ставится);

Ctrl – присесть;  
Z – визуальное приближение.  
F10 – выход из программы.



Рис. 3.1 – Активные клавиши клавиатуры



Рис. 3.2 – Функции манипулятора

Левая клавиша манипулятора (ЛКМ) – управление объектами (в режиме манипуляции).

Средняя клавиша манипулятора (СКМ) – взять (применить) объект (в режиме манипуляции). Также данная клавиша позволяет проводить ускоренную работу с некоторыми объектами (например, ускоренное закручивание (откручивание) рукоятки тормозного устройства).

Правая клавиша манипулятора (ПКМ) – переход в режим манипуляции (управление объектами), возврат в режим навигации (перемещения по сцене).

Примечание: При появившемся курсоре невозможно перевести взгляд вверх и стороны.

## 7. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

### 4.1. Порядок действий

1. Пользуйтесь зумом («приближением») – клавиша Z (рис.3.1).

2. При клике средней кнопкой манипулятора на зубчатое колесо, колесо анимировано переместится в положение «над столом на уровне глаз пользователя».

3. После замера кликом средней клавиши манипулятора возвращается на место прибор, затем зубчатое колесо.

3. Измерения штангенциркулем: штангенциркуль после применения устанавливается неподвижной губкой на одну из поверхностей размера, подвижная губка устанавливается от другой поверхности с произвольным зазором. Перемещая подвижную губку до соударения с поверхностью детали, отсчитывают показания по шкале.

При использовании штангенциркуля появляется меню, где выбирается действие. Как выглядит меню, показано на рис.4.1.

После выбора измеряемой величины меню пропадает, и штангенциркуль анимированно устанавливается на измерение указанного размера.

8. Измерения штангензубомером аналогичны измерениям штангенциркулем, с тем отличием, что подвижных губок (как и не подвижных) две. Меню не появляется.

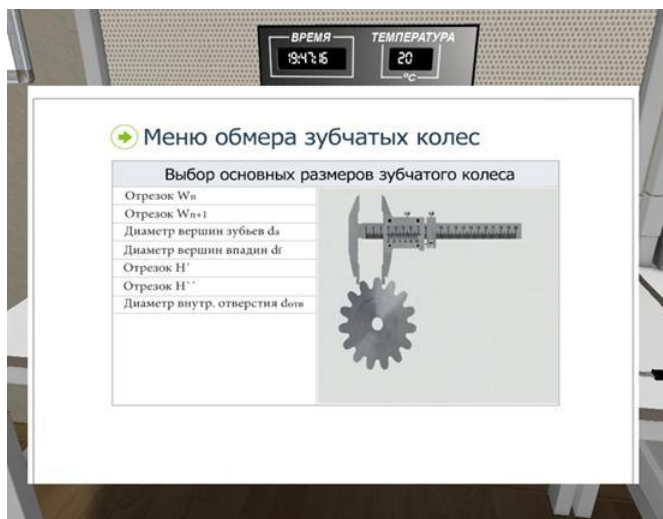


Рис. 4.1 – меню выбора измеряемого параметра зубчатого колеса

## 5. ОТЧЕТ

### 5.1. Форма отчета

1. Эскизы зубчатых колес:

- а) без смещения исходного контура ( $X = 0$ );  
 б) со смещением исходного контура ( $X \neq 0$ ).

9. Таблица замеров

Зубчатое колесо $X = 0$						Зубчатое колесо $X \neq 0$					
№ замера	$W_n$	$W_{n+1}$	$d_a$	$d_f$	$S_1$	№ замера	$W_n$	$W_{n+1}$	$d_a$	$d_f$	$S_1$
1						1					
2						2					
3						3					
Среднее значение						Среднее значение					

10. Таблица расчетов.

Параметры	Зубчатое колесо $X = 0$	Зубчатое колесо $X \neq 0$
$p_n = W_{n+1} - W_n$		
$M \approx 0,339p_n$		
$m$ по ГОСТу		
$p_n \approx 2,95m$		
$p = \pi m$		
$d = mZ$		
$d_n = 0,9397d$		
$h = 0,5(d_a - d_f)$		
$h_a = 0,5(d_a - d)$		
$h_f = 0,5(d - d_f)$		
$S_1 = mZ \sin\beta$		



$h_c = 0,5(d_a - d \cos \beta)$		
$X$		
$S_n = W_{n+1} - \pi p_n$		
$S_1 = mZ \sin \beta_1$		
$h_c = 0,5(d_a - d \cos \beta_1)$		
$\Delta y = 2,25 - h/m$		

## 11. Сравнительный расчет

$d_a = m(Z + 2)$		
$d_f = m(Z - 2,5)$		
$h = 2,25m$		
$h_a = m$		
$h_f = 1,25m$		
$d_a = m(Z + 2 + 2X - 2\Delta y)$		
$d_f = m(Z - 2,5 + 2X)$		
$H = m(2,25 - \Delta y)$		
$h_a = m(1 + X - \Delta y)$		
$h_f = m(1,25 - X)$		

Выводы: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Работу выполнил \_\_\_\_\_

Работу принял \_\_\_\_\_

«\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ года

## 6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Определение основной окружности.
2. Что такое модуль зубчатого колеса?
3. Каким образом определить модуль по зубчатому колесу?
4. По которой из окружностей зубчатого колеса определяется модуль?
5. Как рассчитать модуль, зная диаметр окружности выступов?
6. Что такое угол зацепления?
7. Как, зная модуль и число зубьев колеса, рассчитать диаметр окружности впадин и выступов?
8. Как, зная модуль и число зубьев колеса, рассчитать диаметр делительной окружности?
10. Как влияет на профиль зуба увеличение угла зацепления?
11. Как измерить шаг зубчатого колеса?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

### ОБЗОР ОСНОВНЫХ ВИДОВ МЕХАНИЗМОВ

#### 1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

- ознакомление с основными группами и видами механизмов, их графическими изображениями.
- научиться представлять реальный механизм в виде схемы.

#### 12. ТЕОРИЯ

Ведущей отраслью современной техники является машиностроение. Прогресс машиностроения определяется созданием новых высокопроизводительных и надежных машин. Решение этой важнейшей проблемы основывается на комплексном использовании результатов многих научных дисциплин и, в первую очередь, теории механизмов и машин.

По мере развития машин содержание термина «машина» изменялось. Для современных машин дадим следующее определение: машина есть устройство, создаваемое человеком для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда, увеличения его производительности и частичной или полной замены человека в его трудовых и физиологических функциях.

По выполняемым машинами функциям их делят на следующие классы:

1. Энергетические машины.
2. Транспортные машины.
3. Технологические машины.
4. Контрольно-управляющие машины.
5. Логические машины.
6. Кибернетические машины.

Механизм есть система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других тел. Если в преобразовании движения кроме твердых тел участвуют жидкие или газообразные тела, то механизм называется соответственно гидравлическим или пневматическим. С точки зрения функционального назначения механизмы делятся на следующие виды:

1. Механизмы двигателей и преобразователей.
2. Передаточные механизмы.

3. Исполнительные механизмы.

4. Механизмы управления, контроля и регулирования.

5. Механизмы подачи, транспортировки и сортировки обрабатываемых изделий и объектов.

6. Механизмы автоматического счета, взвешивания и упаковки готовой продукции.

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

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

Механизмы образуются последовательным присоединением звеньев к начальному механизму.

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

**Входное звено** – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. Входное звено соединено с двигателем либо с выходным звеном другого механизма.

**Выходное звено** – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Выходное звено соединено с исполнительным устройством (рабочим органом, указателем прибора) либо со входным звеном другого механизма.

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

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

## 2.1. Рычажные механизмы

Рычажными называют механизмы, в которые входят жесткие звенья, соединенные между собой вращательными и поступательными кинематическими парами. Простейшим рычажным механизмом является двухзвенный механизм, состоящий из неподвижного звена-стойки 2 (рис. 2.1) и подвижного рычага 1, имеющего возможность вращаться вокруг неподвижной оси (обычно это начальный механизм).

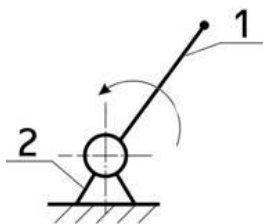


Рис. 2.1 – Двухзвенный рычажный механизм

К двухзвенным рычажным механизмам относятся механизмы многих ротационных машин: электромоторов, лопастных турбин и вентиляторов. Механизмы всех этих машин состоят из стойки и вращающегося в неподвижных подшипниках звена (ротора).

Более сложными рычажными механизмами являются механизмы, состоящие из четырех звеньев, так называемые четырёхзвенные механизмы.

На рис. 2.2 показан механизм шарнирного четырехзвенника, состоящего из трех подвижных звеньев 1, 2, 3 и одного неподвижного звена 4. Звено 1, соединенное со стойкой, может совершать полный оборот и носит название кривошипа. Такой шарнирный четырехзвенник, имеющий в своем составе один кривошип и одно коромысло, называется кривошипно-коромысловым механизмом, где вращательное движение кривошипа посредством шатуна преобразуется в качательное движение коромысла. Если кривошип и шатун вытянуты в одну линию, то коромысло займет крайнее правое положение, а при наложении друг на друга – левое.

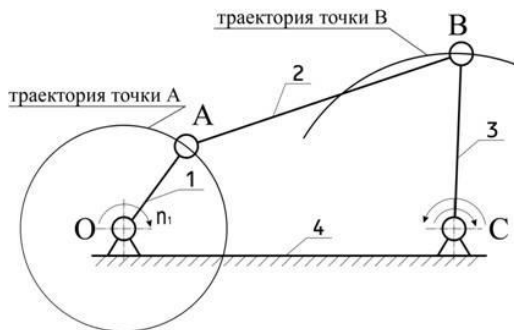


Рис. 2.2 – Механизм шарнирного четырехзвенника

Примером такого механизма является механизм, представленный на рис. 2.3, где звено 1 – кривошип (входное звено), звено 2 – шатун, звено 3 – коромысло. Точка  $M$  двигаясь по кривой  $M_1 - M'_1$  описывает траекторию  $\alpha - \alpha$ . Одни траектории могут быть воспроизведены рычажными механизмами теоретически точно, другие – приближенно, с достаточной для практики степенью точности.

Рассматриваемый механизм, называемый симметричным механизмом Чебышева, часто применяют в качестве кругового направляющего механизма, у которого  $AB = BC = BM = 1$ .

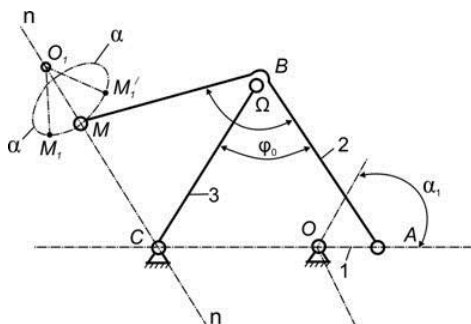


Рис. 2.3 – Кривошипно-коромысловый механизм

При указанных соотношениях точка  $M$  шатуна  $AB$  описывает траекторию, симметричную относительно оси  $n - n$ . Угол наклона оси симметрии к линии центров  $CO$  определяется:  $\angle MCO = \pi - \Omega/2$ . Часть

траектории точки М является дугой окружности радиуса  $O1M$ , что может быть использовано в механизмах с остановкой выходного звена.

Другим примером четырехзвенника является широко распространенный в технике кривошипно-ползунный механизм (рис. 2.4).

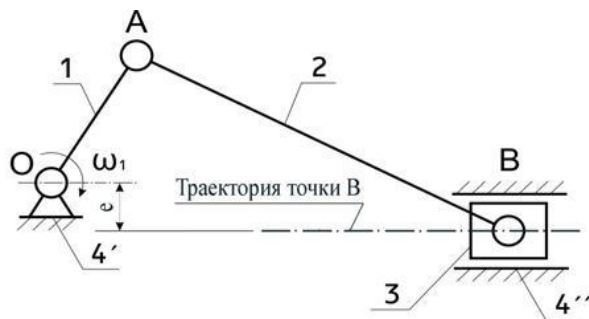


Рис. 2.4 – Кривошипно-ползунный механизм

В этом механизме вместо коромысла устанавливается ползун, движущийся в неподвижной направляющей. Этот кривошипно-шатунный механизм применяют в поршневых двигателях, насосах, компрессорах и т.д. Если эксцентриситет  $e$  равен нулю, то получим центральный кривошипно-ползунный механизм или аксиальный. При  $e$  не равном нулю кривошипно-ползунный механизм называется нецентральный или дезаксиальный. Здесь вращение кривошипа  $OA$  через шатун  $AB$  преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна. Естественно крайние положения ползуна, будут при расположении кривошипа и шатуна в одну линию.

Если в рассмотренном механизме заменить неподвижную направляющую на подвижную, которая называется кулисой, то получим четырехзвенный кулисный механизм с кулисным камнем. Примером такого механизма может служить кулисный механизм строгального станка (рис. 2.5). Кривошип 1, вращаясь вокруг оси, через кулисный камень 2 заставляет кулису 3 совершать качательное движение. При этом кулисный камень относительно кулисы движется возвратно-поступательно.

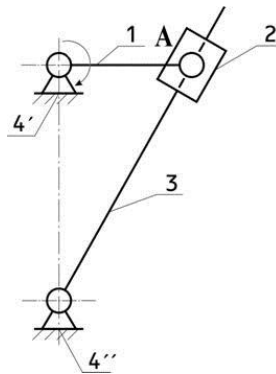


Рис. 2.5 – Четырехзвенный кулисный механизм

Крайние положения кулисы будут при перпендикулярном расположении к ней кривошипа. Построить такие положения просто: изображается окружность радиусом равным длине кривошипа (траектория движения точки *A*), и проводятся касательные из оси вращения кулисы.

Таким образом, звенья могут совершать *поступательное, вращательное* или *сложное* движения.

## 2.2. Кулачковые механизмы

Широкое распространение в технике получили кулачковые механизмы. Простейший кулачковый механизм – трехзвенный, состоящий из кулачка, толкателя и стойки. Входным звеном чаще всего бывает кулачок. Кулачковые механизмы бывают как плоскими, так и пространственными.

Плоские кулачковые механизмы для удобства рассмотрения разобьем на механизмы в зависимости от движения выходного звена на два вида:

1. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем (ползуном).
2. Кулачковый механизм с поворачивающимся толкателем (коромыслом).

Пример первого кулачкового механизма показан на рис.2.6. Кулачок 1, вращаясь с заданной угловой скоростью, действует на ролик 3 и заставляет толкатель 2 в виде ползуна двигаться в направляющих возвратно-поступательно.

На рис. 2.7 приведена схема кулачкового механизма с поворачивающимся толкателем (коромыслом). Кулачок 1, вращаясь с



заданной угловой скоростью  $\omega_1$ , действует на толкатель 2, и заставляет последний вращаться вокруг оси вращения А.

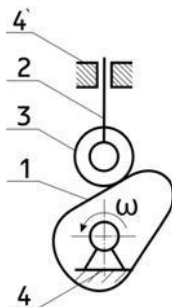


Рис. 2.6 – Механизм с поступательно-движущимся толкателем

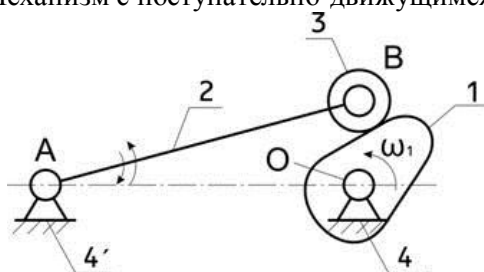


Рис. 2.7 – Кулачковый механизм с поворачивающимся толкателем

Кулачковые механизмы имеют разновидности в зависимости от геометрических форм элемента выходного (ведомого) звена и взаимного расположения толкателя и кулачка. Например, кулачковый механизм, показанный на рис. 2.6, может иметь разные виды ведомых звеньев (рис. 2.8).

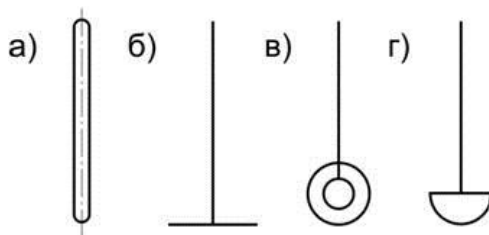


Рис.2.8 – Виды ведомых звеньев, применяемые для кулачковых механизмов с поступательно движущимся выходным звеном:

- а) толкатель с острием; б) с плоскостью; в) толкатель с роликом;
- г) толкатель со сферическим наконечником

Кулачковые механизмы с поступательно движущимся ведомым звеном можно разделить на:

- кулачковые механизмы с центральным толкателем, у которых направление движения толкателя совпадает с осью вращения кулачка (рис. 2.9);
- кулачковые механизмы со смещенным толкателем (дезаксиальные), если ось толкателя отстоит на расстояние  $e$  – дезаксиал от оси вращения кулачка (рис. 2.10).

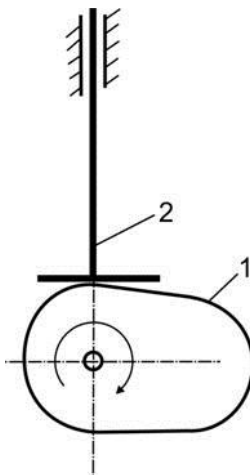


Рис. 2.9 – Кулачковый механизм с центральным толкателем

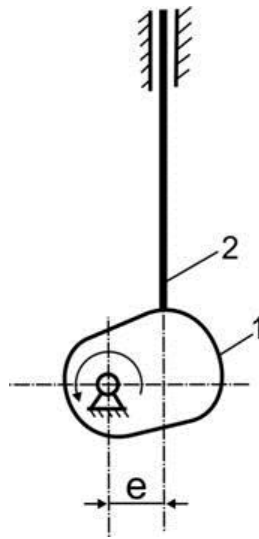


Рис. 2.10 – Кулачковый механизм со смещенным толкателем

При работе кулачковых механизмов необходимо, чтобы было постоянное соприкосновение ведущего и ведомого звеньев. Это может быть обеспечено, либо силовым замыканием, чаще всего с помощью пружин (Рис.2.11), либо геометрически, если выполнить профиль кулачка 1 в форме паза, боковые поверхности которого воздействуют на ролик 3 толкателя 2.

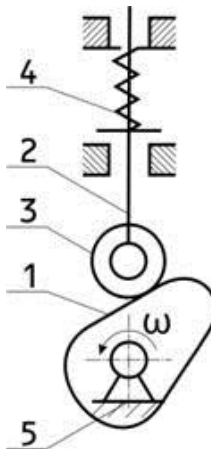


Рис. 2.11 – Кулачковый механизм с силовым замыканием

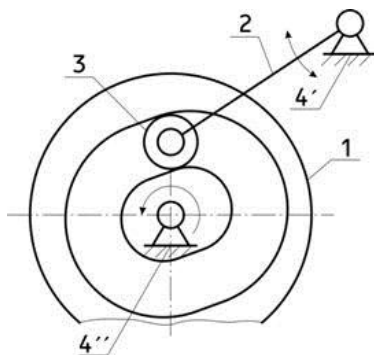


Рис. 2.12 – Кулачковый механизм с геометрическим замыканием

Пазовый кулачок обеспечивает геометрическое замыкание высшей пары кулачкового механизма (рис. 2.12).

Все рассмотренные выше кулачковые механизмы плоские. Часто встречаются пространственные кулачковые механизмы, которые весьма разнообразны по конструктивному оформлению. Наиболее распространенными пространственными кулачковыми механизмами являются механизмы барабанного типа (рис. 2.13). Цилиндрический кулачок 1 с профильным пазом, обеспечивающим кинематическое замыкание высшей пары, вращается с постоянной угловой скоростью и через ролик 3 сообщает качательное движение толкателю 2, закон изменения которого зависит от очертания паза.

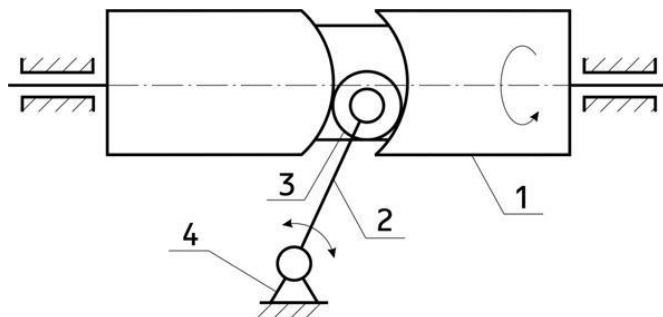


Рис. 2.13 – Пространственный кулачковый механизм барабанного типа

## 2.3. Фрикционные механизмы

В фрикционных механизмах передача вращательного движения между звеньями (катками – роликами) осуществляется вследствие трения возникающего между ними. На рис. 2.14 показан фрикционный механизм с цилиндрическими катками. Передача движения от ведущего катка 1 к ведомому катку 2 осуществляется силой трения, возникающей под действием пружины с силой равной  $Q$ .

Нами рассмотрен фрикционный механизм с цилиндрическими катками для передачи вращательного движения между параллельными валами. В передачах же с пересекающимися осями применяют фрикционные механизмы с коническими катками.

Достоинствами фрикционной передачи являются плавность работы и возможность осуществления бесступенчатого изменения передаточного отношения, а также реверсирования. Поэтому фрикционные передачи широко применяют в машиностроении в качестве вариаторов. Простейший вариатор, называемый лобовым (рис. 2.15), состоит из диска 1 и ролика 2.

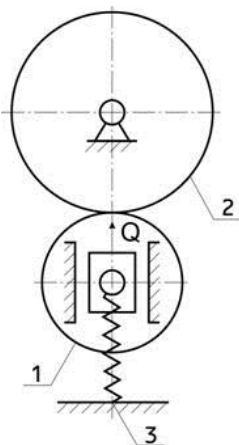


Рис. 2.14 – Фрикционный механизм с цилиндрическими катками

Ролик можно смещать вдоль оси  $O_2$ , следствием чего точка контакта  $M$  может занимать различные положения, определяемые расстоянием  $x$ . Это позволяет плавно регулировать величину и направление угловой скорости выходного звена.

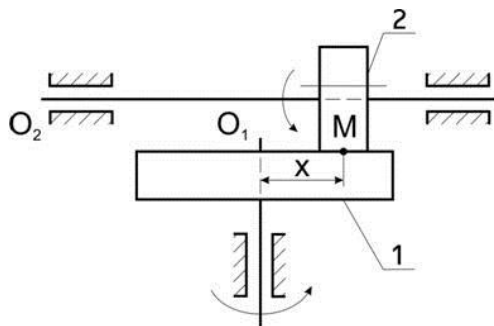


Рис. 2.15 – Лобовая фрикционная передача

В качестве вариаторов можно применять также фрикционные механизмы с коническими барабанами.

В процессе эксплуатации фрикционных механизмов, вследствие перегрузки или попадания масла на них, может наблюдаться проскальзывание одного катка относительно другого. Поэтому фрикционные механизмы не обеспечивают постоянства передаточного отношения между ведущим и ведомым валами, что является существенным недостатком, который отсутствует у зубчатых механизмов.

## 2.4. Зубчатые механизмы

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

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

1. При параллельных валах.
2. При пересекающихся валах.
3. При скрещивающихся валах.

### 2.4.1. Передачи при параллельных валах

На рис. 2.16 показаны цилиндрические колеса с внешним зацеплением, а на рис. 2.17 изображены цилиндрические колеса с внутренним зацеплением, где зубья одного из колес расположены по внутренней поверхности.

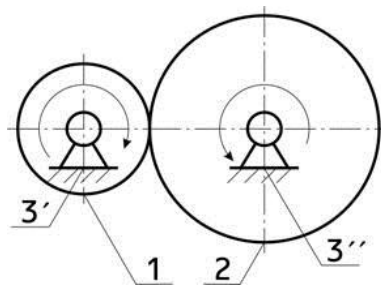


Рис. 2.16 – Зубчатый механизм с внешним зацеплением

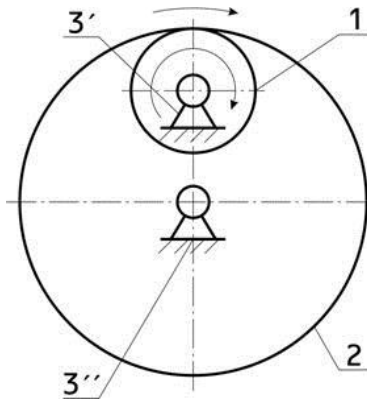


Рис. 2.17 – Зубчатый механизм с внутренним зацеплением

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

Зубчатый механизм с реечным зацеплением имеет в составе зубчатую рейку 1 и зубчатое колесо 2 (рис. 2.18).

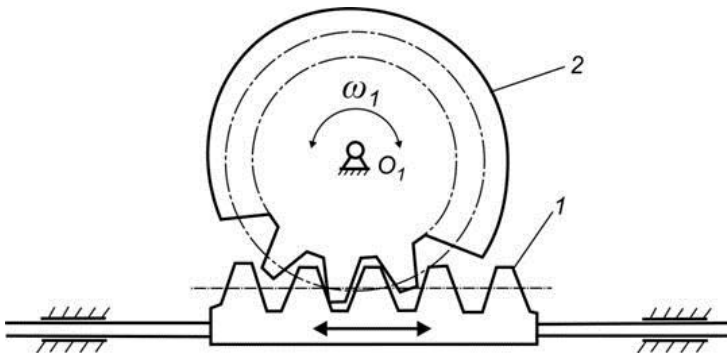


Рис. 2.18 – Зубчатый механизм с реечным зацеплением

### 2.4.2. При пересекающихся валах

При пересекающихся валах применяют конические колеса (рис. 2.19) с прямыми зубьями, а также с косыми, криволинейными и круглыми.

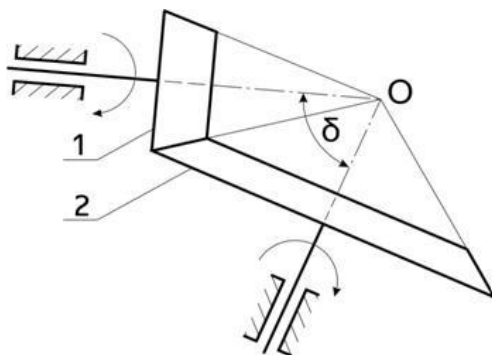


Рис. 2.19 – Коническая зубчатая передача

### 2.4.3. При скрещивающихся валах

При скрещивающихся валах используется червячная передача (рис. 2.20), у которой входным звеном является червяк 1, а также могут применяться винтовые конические (гипоидные) колеса и винтовые цилиндрические (геликоидальные) колеса.

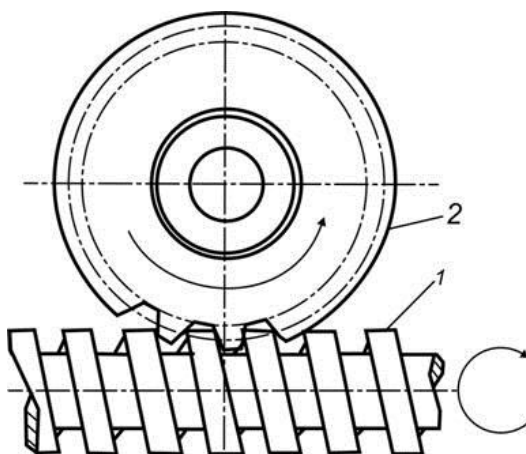


Рис. 2.20 – Червячная передача



По форме зуба передачи классифицируются:

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

Зубчатые передачи осуществляются не только в виде отдельной пары зубчатых колес в одноступенчатой передаче, но и в более сложных комбинациях, образуя сложные механизмы. Различают два вида таких механизмов: многоступенчатые зубчатые механизмы с неподвижными осями и зубчатые механизмы с колесами, имеющими подвижные оси.

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

13. Рядовое соединение зубчатых колес представляет собой последовательное соединение нескольких зубчатых колес (рис. 2.21).

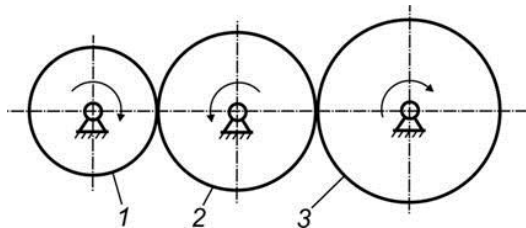


Рис. 2.21 – Рядовое соединение зубчатых колес

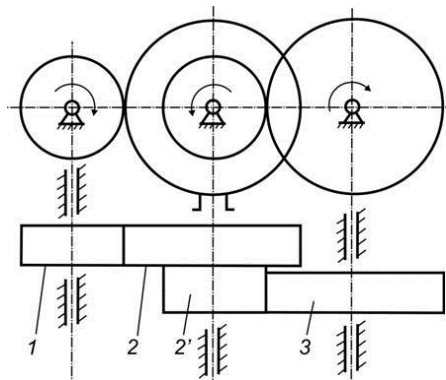


Рис. 2.22 – Двухступенчатый зубчатый механизм

В ступенчатых зубчатых механизмах последовательно соединяются несколько пар колес (рис. 2.22), так что на осях может быть помещено более одного колеса.

14. Специальные многоступенчатые механизмы имеют некоторые зубчатые колеса с подвижными осями (рис. 2.23). Здесь на подвижной оси  $O_2$  находится колесо 2, которое при вращении водила  $H$  вокруг центральной оси  $O_1$  обегает неподвижное (опорное) колесо 3 и вращается вокруг собственной оси.

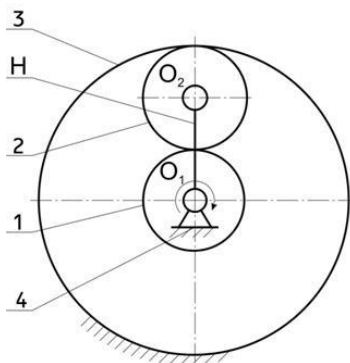


Рис. 2.23 – Планетарный зубчатый механизм

Колеса 1 и 3 называются центральными колесами (солнечным и корончатым), колесо 2 – сателлит или планетарное колесо. Рассматриваемый зубчатый механизм называется планетарным и имеет одну степень подвижности, т.к. имеется неподвижное колесо 3.

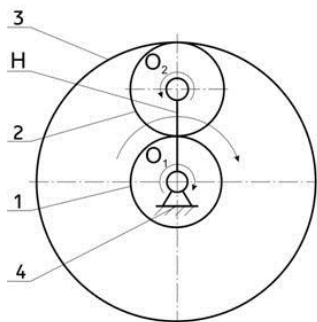


Рис. 2.24 – Дифференциальный механизм

Достаточно задать закон движения одному звену, чтобы все остальные звенья двигались определенно и целесообразно.

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

Планетарные механизмы компактны и используются для значительного уменьшения числа оборотов на выходе, при этом передаточные отношения могут быть более тысячи,

Планетарные механизмы, в которых все колеса подвижны, обладают двумя степенями подвижности и называются дифференциальными механизмами (рис. 2.24). Такой механизм должен иметь заданными законы движения двух звеньев.

К зубчатым механизмам относятся и устройства прерывистого движения: храповые механизмы, мальтийские механизмы и другие.

## 2.5. Механизмы с гибкими звеньями

Кроме механизмов с твердыми звеньями, рассмотренными нами выше, в качестве промежуточных звеньев применяются гибкие звенья (ремни, канаты, цепи, ленты и т.д.). Механизмы с гибкими звеньями применяются при значительных межосевых расстояниях.

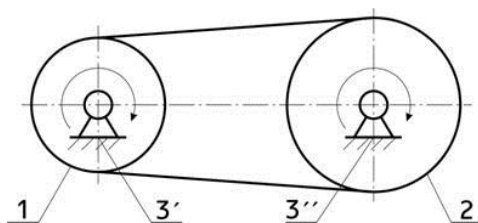


Рис. 2.25 – Открытая ременная передача

Ременные передачи по конструктивному оформлению подразделяются на:

1. Передачи с параллельными осями валов.
2. Передачи с непараллельными осями валов.

На рис. 2.25 показан простейший пример открытой ременной передачи, у которой вращение шкивов 1 и 2 происходит в одном и том же направлении.

Передача ремнем осуществляется за счет трения возникающего между шкивом и ремнем. Ремень может быть плоский, клиновой или зубчатый.

В перекрестной ременной передаче (рис. 2.26) вращение шкивов 1 и 2 происходит в разных направлениях.

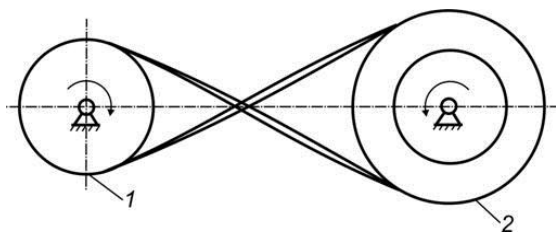


Рис. 2.26 – Перекрестная ременная передача

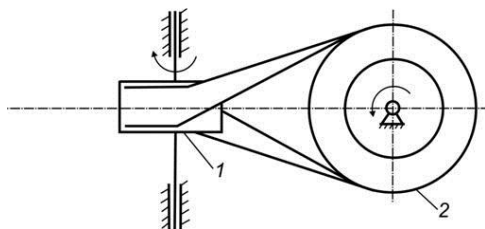


Рис. 2.27 – Полуперекрестная ременная передача

Примерами передачи с непараллельными осями валов может служить полуперекрестная ременная передача (рис. 2.27), применяемая при передаче вращения между скрещивающимися валами.

Для обеспечения необходимой силы трения между ремнем и шкивами ремень должен быть натянут. Простейшее натяжное приспособление показано на рис. 2.28, где ролик 3 установлен на рычаге 4, который вращается вокруг оси В. На противоположном плече рычага закреплен груз 5, перемещением которого вдоль рычага достигается регулировка силы натяжения.

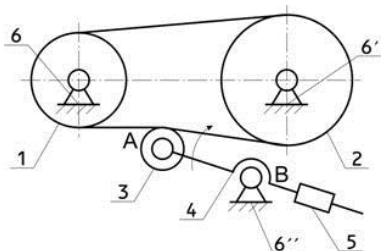


Рис. 2.28 – Открытая ременная передача с натяжным роликом

## 2.6. Клиновые и винтовые механизмы

Эти механизмы трехзвенные. Они состоят из стойки и двух подвижных звеньев, образующих три кинематические пары.

Трехзвенный клиновый механизм простейшего вида, показанный на рис. 2.29, состоит из клиньев 1 и 2 и стойки 3. Он служит для преобразования одного прямолинейного движения в другое. Например, в механизме клинчатого пресса, клин 1, движущийся под действием силы  $F_1$ , перемещает вверх клин 2, преодолевая усилие  $F_2$ . Эти механизмы применяются для различного вида прессов, поглощающих аппаратов железнодорожных автосцепок, зажимов, механизмов подачи деталей и т.д.

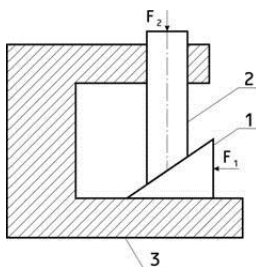


Рис. 2.29 – Простой клиновый механизм

Трехзвенный винтовой механизм (рис. 2.30) состоит из винта 1, гайки 2 и стойки 3. Он предназначен для преобразования вращательного движения винта в поступательное движение гайки по направляющим стойки. Винтовой механизм, иначе называемый передачей «винт-гайка», применяют для осуществления перемещений, связанных с теми или иными технологическими процессами (винты прессов, ходовые винты станков, домкраты, струбины, съемники и т. д.).

## 2.7. Механизмы с гидравлическими и пневматическими устройствами

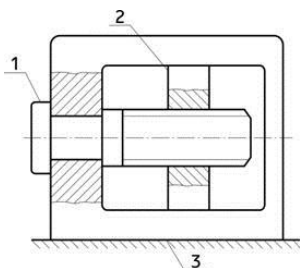


Рис. 2.30 – Трехзвенный винтовой механизм

Простейшим механизмом с гидравлическим устройством является гидравлический пресс (рис. 2.31). Его можно рассматривать как четырехзвенный механизм, в котором ведущим звеном может быть один из поршней, например, 1, ведомым — поршень 2. Жидкость 3 является звеном, передающим движение от ведущего к ведомому поршню с выигрышем в силе. Здесь емкость 4 – стойка.

Аналогичное устройство имеют многие механизмы, в которых используется сжатый воздух, например, различные станочные приспособления, инструменты.

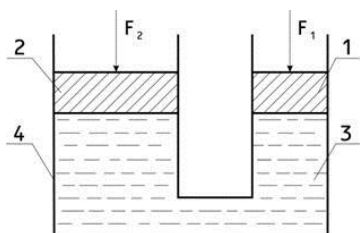


Рис. 2.31 – Гидравлический пресс

### 3. ОБОРУДОВАНИЕ

#### 3.1. Оборудование в лабораторной работе

В виртуальной лаборатории на столах расставлены объекты, иллюстрирующие зубчатую, кулачковую и фрикционную передачи, на стенах вывешены плакаты. Механизмы функционируют при вращении управляющих элементов.

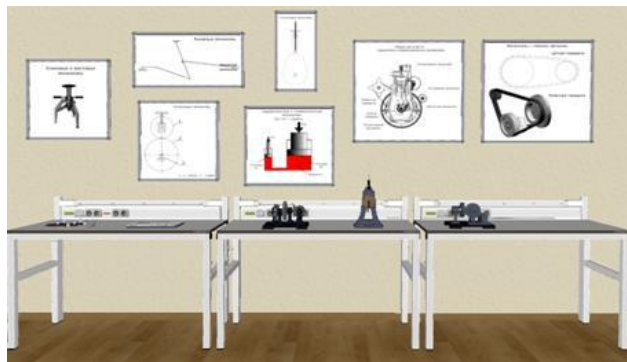


Рис. 3.1 – Виртуальная лаборатория

Для работы в этой лабораторной работе применяются следующие клавиши:

W, S, A, D – для перемещения в пространстве;

F2, E – аналоги средней клавиши манипулятора (при первом нажатии берется объект, при последующем – ставится);

Ctrl – присесть;

Z – визуальное приближение;

F10 – выход из программы.



Рис. 3.2 – Активные клавиши клавиатуры



Рис. 3.3 – Функции манипулятора

Левая клавиша манипулятора (ЛКМ) – управление объектами (в режиме манипуляции).

Средняя клавиша манипулятора (СКМ) – взять (применить) объект (в режиме манипуляции). Также данная клавиша позволяет проводить ускоренную работу с некоторыми объектами (например, ускоренное закручивание (откручивание) рукоятки тормозного устройства).

Правая клавиша манипулятора (ПКМ) – переход в режим манипуляции (управление объектами), возврат в режим навигации (перемещения по сцене).

Примечание: При появившемся курсоре невозможно перевести взгляд вверх и стороны.

#### **4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ**

1. Привести механизм (его модель) в движение. Определить число его подвижных звеньев, число кинематических пар и их класс.
2. Изобразить структурную схему механизма.
3. Пронумеровать на схеме звенья механизма арабскими цифрами в порядке их присоединения к ведущему звену. Кинематические пары механизма обозначить прописными буквами из латинского алфавита в том же порядке, что и звенья.
5. По структурной схеме механизма определить его степень подвижности  $W$ . Проверить, равно ли найденное значение  $W$  действительной подвижности исследуемого механизма.
6. В соответствии с подвижностью механизма выбрать ведущее звено (ведущие звенья, если  $W > 1$ ) и обозначить его на схеме стрелкой.
7. Написать отчет о работе.

#### **15. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

16. Дайте определение механизма и машины.
17. Как классифицируют машины по назначению и характеру выполняемой работы?
18. Какие механизмы называют рычажными и как они классифицируются?
19. Объясните принцип работы наиболее распространенных рычажных механизмов.
20. Назовите особенности кулачковых механизмов.
21. Что такое фрикционный механизм и как он работает?
22. Какие механизмы имеют гибкие связи?
23. Перечислите конструктивные признаки зубчатых механизмов.



## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

#### 1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Экспериментально исследовать закономерность изменения коэффициента полезного действия (КПД) редуктора при разных режимах работы привода.

Исследования проводятся двумя способами:

##### 24. Способ «Экспериментальный»

Провести компьютерное моделирование работы стенда для испытания передач, выполнив исследование КПД цилиндрического редуктора.

По полученным результатам исследования построить графики зависимости КПД:

- от скорости вращения  $n$ ;  $\eta = f(n)$ , при  $T = const$ ;

- от нагрузки  $T$ ;  $\eta = f(T)$ , при  $n = const$ ;

- от дополнительного параметра передачи, указываемого в задании на выполнение работы (сорта смазки, степени точности передачи, чисел зубьев колес, типа подшипников и т.п.).

##### 2. Способ «Расчетный»

Определить ориентировочное значение КПД редуктора:

- с использованием табличных значений КПД зубчатой цилиндрической пары и пары подшипников;

- по упрощенным формулам.

3. Провести анализ результатов, сделать выводы, подготовить отчет и защитить его.

## 2 ТЕОРИЯ

### 2.1. Расчет КПД редуктора

Энергия, подводимая к механизму в виде работы  $A_d$  движущих сил и моментов за цикл установившегося режима, расходуется на совершение полезной работы  $A_{пс}$  т.е. работы сил и моментов полезного сопротивления, а также на совершение работы  $A_T$ , связанной с преодолением сил трения в кинематических парах и сил сопротивления среды:  $A_d = A_{пс} + A_T$ . Значения  $A_{пс}$  и  $A_T$  подставляются в это и последующие уравнения по абсолютной величине.

Механическим коэффициентом полезного действия называется отношение

$$\eta = \frac{A_{\text{пс}}}{A_{\text{д}}}, \quad (1)$$

Таким образом, КПД показывает, какая доля механической энергии, подведенной к машине, полезно расходуется на совершение той работы, для которой машина создана, т.е. является важной характеристикой механизма машин. Так как потери на трение неизбежны, то всегда  $\eta < 1$ . В уравнении (1) вместо работ  $A_{\text{д}}$  и  $A_{\text{пс}}$ , совершаемых за цикл, можно подставлять средние за цикл значения соответствующих мощностей:

$$\eta = \frac{P_{\text{пс}}}{P_{\text{д}}}, \quad (2)$$

Редуктор – это зубчатый (в т.ч. червячный) механизм, предназначенный для уменьшения угловой скорости выходного вала по отношению к входному.

Отношение угловой скорости на входе  $\omega_1$  к угловой скорости на выходе  $\omega_2$  называют *передаточным отношением редуктора*:

$$\omega = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (3)$$

Для редуктора уравнение (2) принимает вид

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot u_{12}}, \quad (4)$$

Здесь  $T_2$  и  $T_1$  – средние значения вращающих моментов на выходном (момент сил сопротивления) и входном (момент движущих сил) валах редуктора.

При исследовании КПД редуктора факторами, т.е. параметрами системы которые оказывают влияние на измеряемую величину и могут целенаправленно изменяться в процессе эксперимента, являются момент сопротивления  $T_2$  на выходном валу и частота вращения входного вала редуктора  $n_1$ .

Основным путем повышения КПД редукторов является уменьшение потерь мощности за счет: использования более современных систем смазки, исключаящих потери на перемешивание и разбрызгивание масла; установку гидродинамических подшипников; проектирование редукторов с наиболее оптимальными параметрами передачи.

КПД всей установки определяется из выражения

$$\eta_{\text{уд}} = \eta_p \cdot \eta_{\text{оз}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{от}}, \quad (5)$$

где  $\eta_p$  – КПД зубчатого редуктора;

$\eta_{\text{оз}}$  – КПД опор электродвигателя,  $\eta_{\text{оз}} = 0,99$ ;

$\eta_{\text{оз}} \eta_{\text{м}}$  – КПД муфты,  $\eta_{\text{м}} = 0,99$ ;

$\eta_{от}$  – КПД опор тормоза,  $\eta_{от} = 0,98$ .

Общий КПД зубчатого многоступенчатого редуктора определяется по формуле:

$$\eta_p = \eta_{защ}^n \cdot \eta_{под}^k \cdot \eta_{см}^n, \quad (6)$$

где  $\eta_{защ}$  – КПД зубчатого зацепления при среднем качестве изготовления при периодической смазке,  $\eta_{защ} = 0,95 - 0,96$ ;

$\eta_{под}$  – КПД пары подшипников зависит от конструкции их, качества сборки, способа нагружения и приближенно принимается  $\eta_{под} = 0,995$  (для пары подшипников качения) и  $\eta_{под} = 0,99$  (для пары подшипников скольжения);

$\eta_{см}$  – КПД, учитывающий потери на разбрызгивание и перемешивание масла приближенно принимается  $\eta_{см} = 0,96$ ;

$k$  – число пар подшипников;

$n$  – число пар зубчатых колес.

## 2.д одной зубчатой пары

25. Во время движения профили зубьев катятся и скользят один по другому. Основными потерями в зубчатом зацеплении являются потери на трение скольжения. Коэффициент потерь на трение в зацеплении определяется по формуле В.Н. Кудрявцева:

$$\varphi^3 \approx 2,3 \cdot f_z \cdot \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) = 2,3 \cdot f_z \cdot \left( \frac{u \pm 1}{u \cdot z_1} \right), \quad (7)$$

где  $f_z \approx 1,25$  - коэффициент трения в зацеплении;

$f$  - коэффициент трения материалов колес, определяемый экспериментально на машинах трения.

Величину  $f$  находят из рис. 2.1 [3] в зависимости от суммы скоростей контактирующих точек относительно зоны контакта:

$$V_{\Sigma} \approx 2 \cdot V \cdot \sin \alpha_n,$$

где  $V$  - окружная скорость зубчатых колес в м/с.

Как следует из рис. 2.1 при  $V \approx 1 - 12$  м/с значения  $f \approx 0,06 \div 0,075 \approx 0,07$ , тогда

$$f \approx 1,25 \cdot 0,07 = 0,0875$$

Таким образом, КПД зубчатой пары:

$$\eta_z = 1 - 0,2 \cdot \left( \frac{u \pm 1}{u - z_1} \right) \quad (8)$$

Знак «-» относится к колесам с внутренним зацеплением.

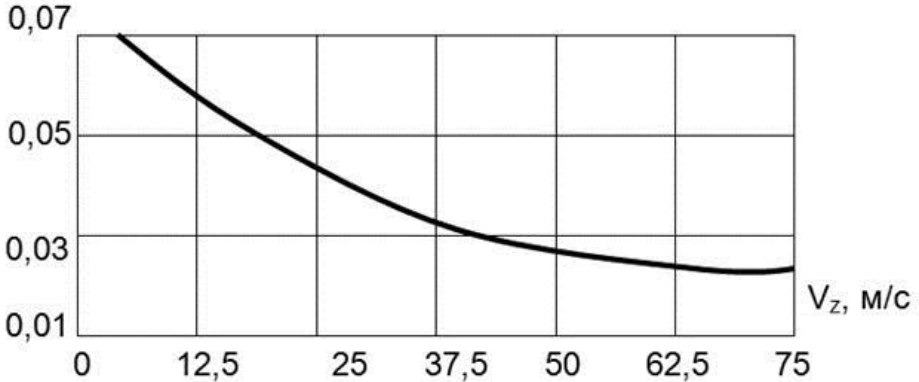


Рис.2.1 - Ориентировочные значения коэффициентов трения для тяжело нагруженного контакта

## 2.д подшипников качения

26. Коэффициент полезного действия подшипников качения определяется, главным образом, потерями на трение качения. Коэффициент потерь на трение в двух подшипниках качения на входном валу передачи

$$\varphi^* = \frac{P_{\text{тк}}}{P_1} = \frac{2 \cdot T_{\text{тк}}}{T_1}$$

где  $P_{\text{тк}}$  – потери мощности в подшипнике;

$P_1$  – мощность на валу;

$T_1$  – вращающий момент на валу;

$T_{\text{тк}}$  – момент трения качения.

Момент трения качения может быть представлен формулой аналогичной формуле для подшипников скольжения

$$T_{\text{кач}} = F_r \cdot r \cdot f^t,$$

где:  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипнике,  
 $r$  – радиус внутреннего кольца подшипника (радиус цапфы вала),

$f^t$  - приведенный к валу коэффициент трения равен [1]:

$f^t = 0,001 - 0,002$  – для шарикоподшипников;

$f^t = 0,002 - 0,003$  – для подшипников с цилиндрическими роликами;

$f^t = 0,004 - 0,008$  – для подшипников с коническими роликами.

#### 2.4. Кпд для пары подшипников

$$\eta_n = 1 - F_r \cdot d \cdot \frac{f^t}{T}, \quad (9)$$

где  $d$  – диаметр цапфы вала (внутренний диаметр подшипника).

При нормальных условиях эксплуатации КПД шариковых подшипников равен 0,995, роликовых – 0,99, конических роликовых – 0,985.

#### 2.5. Влияние смазывания на КПД редуктора

Смазывание зацеплений и подшипников уменьшает потери на трение и таким образом, обеспечивает повышение КПД редуктора. Повышение КПД редуктора зависит от вязкости смазки и способа смазывания. Так смазывание подшипников жидкими маслами обеспечивает большее уменьшение потерь на трение и износ, чем применение пластичных смазок. Для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло так, чтобы венцы были в него погружены на высоту зуба быстроходных колес и 1/3 часть радиуса тихоходных зубчатых колес. При вращении масло увлекается зубьями и разбрызгивается так, что внутри корпуса образуется масляный туман. Естественно, что при перемешивании масла имеют место потери мощности  $P_g$ . Эти потери возрастают с увеличением

коэффициент потерь  $\left( \varphi = \frac{P_g}{P_1} \right)$  мощности для цилиндрических

передач с внешним зацеплением, смазываемых окунанием при погружении зубчатого колеса на глубину (2...3) модуля  $m$ , приближенно определяется по формуле:

$$\varphi^r \approx \left( \frac{0,04 \cdot d_w \cdot b_w}{T_1} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot V \cdot \nu}{(z_1 + z_2)}}, \quad (10)$$

где:  $\nu$  - кинематическая вязкость масла при рабочей температуре,  $\text{м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ . Обычно для редукторов вязкость масла;

$T_1$  - крутящий момент,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;

$V$  - окружная скорость,  $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ .

Линейные размеры берутся в мм.

При струйной смазке значение  $\varphi^r$ , найденное по формуле (10), надо умножить на коэффициент 0,7.

## 2.6. Приближенные значения кпд зубчатых пар и пар подшипников

Раздельное измерение потерь мощности связано с большими трудностями. Поэтому на практике обычно определяют суммарные потери в передаче. Для приближенных расчетов можно использовать следующие значения кпд одной ступени зубчатого редуктора на подшипниках качения при номинальной нагрузке.

Таблица 2.1- Ориентировочные значения кпд одноступенчатой зубчатой передачи(с учетом гидравлических потерь)

Тип передачи	Закрытые передачи при жидкой смазке и степени точности		Открытые передачи при густой смазке
	6 и 7	8 и 9	
цилиндрическая	0,99...0,985	0,98...0,97	0,96...0,95
коническая	0,98...0,975	0,97...0,96	0,95...0,94

Приведенные выше значения справедливы при работе передачи в зоне расчетной нагрузки. При уменьшении полезной нагрузки кпд снижается. Это связано с возрастанием относительного значения постоянных потерь:

гидравлических потерь, потерь в уплотнениях подшипниковых узлов и т.п. Работа, потерянная в редукторе, превращается в теплоту и при неблагоприятных условиях охлаждения и смазки может вызвать перегрев редуктора. Поэтому в редукторах, передающих большую мощность, предусматривают системы принудительного охлаждения масла.

Пример: Определите коэффициент полезного действия трехступенчатого цилиндрического редуктора. Валы вращения на шарикоподшипниках. Смазка зацепления и подшипников жидкая. Степень точности колес 8. Число зацеплений  $k=3$ ; число пар подшипников  $m=4$ .

Решение: По формуле (6) КПД редуктора

$$\eta = \eta_z^k \cdot \eta_n^m \cdot \eta_m.$$

Учитывая, что в табл.2.1.  $\eta_z$  даны с учетом гидравлических потерь при смазывании, запишем:

$$\eta = \eta_z^k \cdot \eta_n^m = 0,98^3 \cdot 0,995^3 = 0,927$$

В компьютерной программе моделирования работы станда для испытания передач рассчитываются и учитываются все названия выше виды потерь мощности. К вычисленным значениям потерь добавляются случайные погрешности, что всегда имеет место при реальных испытаниях.

## 2.8. Вычисление КПД при экспериментальных исследованиях

КПД редуктора для установившегося значения частоты вращения вычисляются по формуле:

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \cdot u}, \quad (11)$$

где  $T_2$  – момент, создаваемый нагрузочным устройством, н\*м;

$T_1$  – момент, создаваемый электродвигателем, н\*м;

$u$  – передаточное число редуктора.

## 3. ОБОРУДОВАНИЕ

### 3.1. Оборудование, необходимое для проведения лабораторной работы

На рис. 3.1 показан виртуальный компьютерный стенд для испытания передач.

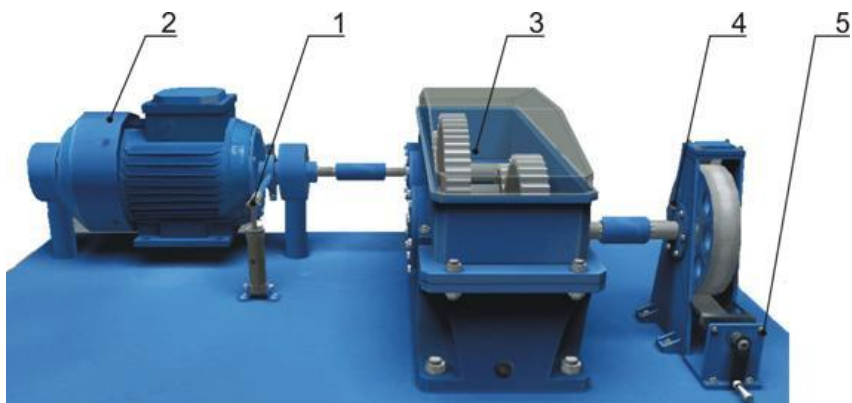


Рис.3.1- Устройство механической части стенда

1 – датчик измерения крутящего момента двигателя; 2 – электродвигатель с регулируемой частотой вращения; 3 – исследуемый редуктор; 4 – нагрузочное устройство (ленточный тормоз); 5 – рукоятка управления ленточным тормозом

### 3.1.1. Техническая характеристика виртуального стенда

Характеристика испытываемых редукторов:

1. Тип редуктора – двухступенчатый цилиндрический соосный;

2. Межосевое расстояние  $a_w = (90 \div 160)$  мм.

3. Числа зубьев зубчатых колес:

- первой ступени  $Z_1 = (30 \div 35)$ ,  $Z_2 = (60 \div 65)$ ;

- второй ступени  $Z_1 = (20 \div 35)$ ,  $Z_2 = (40 \div 50)$ .

4. Ширина колеса:

- первой ступени  $b_{12} = (16 \div 60)$  мм;

- второй ступени  $b_{23} = (20 \div 80)$  мм.

### 3.1.2. Характеристика электропривода

Частота вращения вала электродвигателя (входного вала редуктора)



$n_1 = (500, 1000, 1500, 2000, 2500 \text{ и } 3000) \text{ об/мин.}$

Максимальный крутящий момент на валу двигателя  $T_1 = 15 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

### **3.1.3. Характеристика нагрузочного устройства**

Тормозной момент на барабане ленточного тормоза  $T_2 = (0 \div 40) \text{ Н}\cdot\text{м.}$

Его можно изменять только дискретно с шагом  $1 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

## **3.2. Устройство и работа стенда**

Стенд (рис. 3.1) смонтирован на плоском металлическом основании и состоит из:

- узла электродвигателя с датчиком-измерителем крутящего момента двигателя;
- испытуемого редуктора;
- нагрузочного устройства – ленточного тормоза с регулятор-нагружателем крутящим моментом на выходе редуктора.

Узел электродвигателя (рис. 3.1) смонтирован на литом кронштейне, закрепленном на основании стенда. Статор электродвигателя может свободно поворачиваться в шариковых подшипниках, установленных в литом кронштейне, относительно оси, общей с якорем электродвигателя. Вал якоря электродвигателя одним концом соединен через муфту с входным валом редуктора. На лицевой стороне литого кронштейна смонтировано измерительное устройство, состоящее из рычага, штока и датчика с пружиной. При включении электродвигателя реактивный момент статора (равный по абсолютному значению моменту на валу якоря) поворачивает статор. Рычаг, закрепленный на статоре, упирается в подпружиненный шток датчика, который и удерживает статор от поворота. Сигнал от этого датчика для измерения крутящего момента, передаваемого с двигателя на редуктор, после обработки отображается на датчике «Момент двигателя». Так на стенде измеряется крутящий момент, передаваемый с двигателя на редуктор.

Испытуемый редуктор состоит из двух цилиндрических передач.

Нагрузочное устройство представляет собой ленточный тормоз и служит для создания рабочей нагрузки на редуктор – тормозного момента на его выходном валу. Величина тормозного момента задаётся рукояткой ленточного тормоза на выходе редуктора.

На пульте управления (рис. 3.2) располагаются:

1. Кнопка включения сети.
2. Регулятор оборотов двигателя.
3. Индикаторы:
  - оборотов двигателя;
  - полезной мощности двигателя;
  - оборотов тормоза;
  - момента двигателя;
  - момента тормоза.



Рис. 3.2 - Пульт управления

На пульте, помимо индикаторов, присутствует регулятор оборотов двигателя.

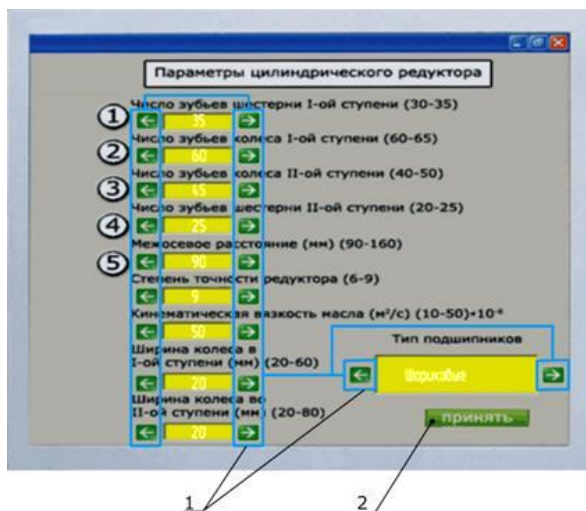


Рис. 3.3 - Окно монитора для выбора параметров редуктора  
 1 – клавиши выбора параметров редуктора; 2 – клавиша подтверждения выбора параметров испытуемого редуктора

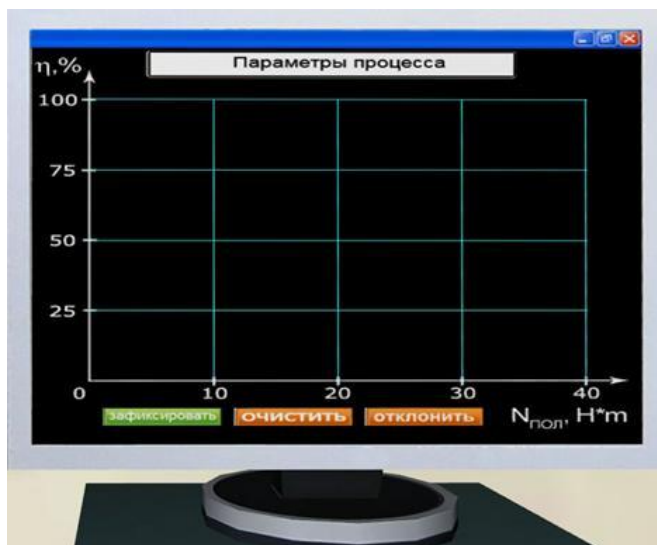


Рис. 3.4 - Окно монитора для вывода графиков

Функции кнопок: «Зафиксировать» - нанести точку на график; «Очистить» - стереть все точки; «Отклонить» - возврат к меню выбора параметров редуктора.

Для работы в этой лабораторной работе применяются следующие сочетания клавиш:

W, S, A, D – перемещения в пространстве;

F2, E – аналоги средней клавиши манипулятора (см. ниже);

Ctrl – приседание;

F10 – выход из программы;

Z – приближение.



Рис. 3.5 - Активные клавиши клавиатуры



Рис. 3.6 - Функции манипулятора

Левая клавиша манипулятора (ЛКМ) – управление объектами (в режиме манипуляции).

Средняя клавиша манипулятора (СКМ) – взять (применить) объект (в режиме манипуляции).

Правая клавиша манипулятора (ПКМ) – переход в режим манипуляции (управление объектами), возврат в режим навигации (перемещения по сцене).

## РЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

27. 1. На мониторе назначьте параметры испытуемого редуктора и нажмите на кнопку «Принять». Выдвигается испытательный стенд.
2. Включите кнопку «Сеть».

3. Регулятором оборотов двигателя выставите скорость вращения электродвигателя.

4. Слегка проверните рукоятку ленточного тормоза. Отметьте показания приборов, зафиксируйте этот момент на мониторе кнопкой «Зафиксировать». На графике высветится точка. Повторите эту операцию несколько раз. В итоге получается кривая зависимости КПД от полезной мощности.

5. Проведите необходимые вычисления и постройте графики, указанные в отчете, заполните сам отчет.

## 5.АЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОРИЕНТИРОВОЧНОГО ЗНАЧЕНИЯ КПД РЕДУКТОРА

28. Ориентировочное значение КПД исследуемого редуктора определяем по формуле

$$\eta = \eta_3^k \cdot \eta_n^m \quad (5.1)$$

где  $k$  – число зацеплений в передаче ( $k=2$ );

$m$  – число пар подшипников в передаче ( $m=3$ );

$\eta_3$  – КПД одного зацепления берем из таблицы 1 раздела «Теория» ( $\eta_3 = \underline{\hspace{1cm}}$  для  $\underline{\hspace{1cm}}$  степени точности);

$\eta_n$  – КПД одной пары подшипников берем из раздела «Теория»

( $\eta_n = \underline{\hspace{1cm}}$  для  $\underline{\hspace{1cm}}$  подшипников).

Примерное значение КПД этого же редуктора:

$$\eta^* = \eta_3^I \cdot \eta_3^{II} \cdot \eta_n^m \cdot \eta_r^I \cdot \eta_r^{II} \quad (5.2)$$

КПД первой и второй ступеней:

$$\eta_3^I = 1 - 0,2 \frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 - Z_2}, \quad \eta_3^{II} = 1 - 0,2 \frac{Z_1^* + Z_2^*}{Z_1^* - Z_2^*}$$

КПД пары подшипников принимаем, как и ранее, равным:  $i$

- КПД, испытывающий гидравлические потери в первой и во второй ступенях:

$$\eta_r^I = 1 - \frac{0,04 \cdot d_{m1} \cdot b_{12}}{T_1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot V_1 \cdot v}{Z_1 + Z_2}}$$

$$\eta_r^I = 1 - \frac{0,04 \cdot d_{m1}^* \cdot b_{23}}{T_1^*} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot V_1^* \cdot v}{Z_1^* + Z_2^*}}$$

Здесь:

- крутящие моменты на шестернях:

$$T_1^* = T_{\text{тр}} \cdot \frac{Z_1^*}{Z_2^*}, \quad T_1 = T_1^* \cdot \frac{Z_1}{Z_2}$$

- начальные диаметры шестерен:

$$d_{m1} = \frac{2 \cdot a_w}{Z_1 + Z_2}, \quad d_{m1}^* = \frac{2 \cdot a_w^*}{Z_1^* + Z_2^*};$$

- окружные скорости в зацеплении:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{m1}}{60 \cdot 1000}, \quad V_1 = \frac{\pi \cdot n_1^* \cdot d_{m1}^*}{60 \cdot 1000};$$

где

$$n_1^* = n_1 \frac{Z_1}{Z_2}$$

## 6. ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ

5.1 Титульный лист.

5.2 Цель работы.

5.3 Кинематическая схема установки.

5.4 Исходные данные

5.5 Результаты испытаний: таблица 3.

5.6 Графики зависимости:

- «Экспериментальная зависимость КПД от тормозного момента  $T_2$ »

(для частоты вращения двигателя  $n_{\text{дв}} = \underline{\hspace{2cm}}$  об/мин) – рисунок 6.1;

- «Экспериментальная зависимость КПД от частоты вращения двигателя  $n_{\text{дв}}$  (для тормозного момента на выходном валу  $T_2 = \underline{\hspace{2cm}}$  Н·м) – рисунок 6.2;

- «Экспериментальная зависимость КПД от дополнительного параметра передачи», указываемого в таблице 2 (сорта смазки, степени точности передачи, чисел зубьев колес, типа подшипников и т.п.) – рисунок 6.3. Вариант задания выбирается по последней цифре зачетной книжки студента.

### 5.7 Выводы по лабораторной работе.

#### Исходные данные:

Межосевое расстояние  $a_w = \underline{\hspace{2cm}}$

Числа зубьев колёс:

Шестерни 1-ой ступени  $z_1 = \underline{\hspace{2cm}}$

Колеса 1-ой ступени  $z_2 = \underline{\hspace{2cm}}$

Шестерни 2-ой ступени  $z_1^* = \underline{\hspace{2cm}}$

Колеса 2-ой ступени  $z_2^* = \underline{\hspace{2cm}}$

Ширина колеса:

1-ой ступени  $b_{12} = \underline{\hspace{2cm}}$

2-ой ступени  $b_{23} = \underline{\hspace{2cm}}$

Степень точности редуктора  $\underline{\hspace{2cm}}$

Тип подшипников  $\underline{\hspace{2cm}}$

Вариант задания  $\underline{\hspace{2cm}}$

Таблица 2 – Дополнительный параметр, влияющий на КПД редуктора

Параметр \ Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
степень точности редуктора	+									
тип подшипников		+								
вязкость масла			+							
ширина колеса первой ступени				+						
ширина колеса второй ступени					+					
межосевое расстояние						+				

число зубьев шестерни первой ступени								+			
число зубьев шестерни второй ступени									+		
число зубьев колеса первой ступени										+	
число зубьев колеса второй ступени											+

Таблица 3 - Результаты испытаний

Число оборотов вала электродвигателя, $n_1$ об/мин	Вращающий момент на валу тормоза, Н мм	Дополнительный параметр	Вращающий момент на валу электродвигателя, Н мм	КПД экспериментальный	КПД Расчетный (по формуле 4.2)
1 2 ...	const	const			
const	1 2 ....	const			
const	const	1 2 ...			

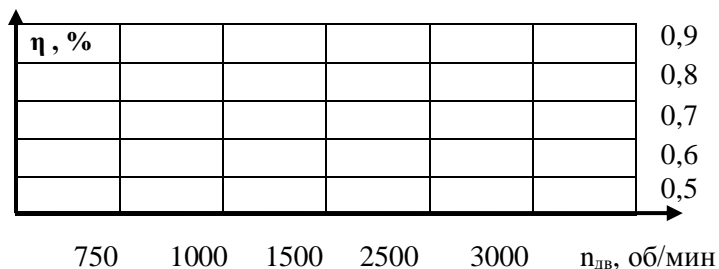


Рисунок 6.1 – Экспериментальная зависимость КПД от частоты вращения двигателя  $n_{дв}$



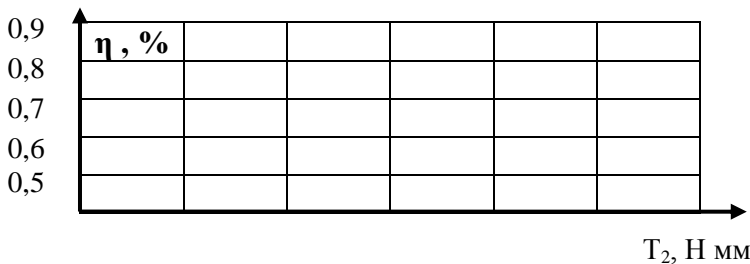


Рисунок 6.2 – Экспериментальная зависимость кпд от тормозного момента  $T_2$

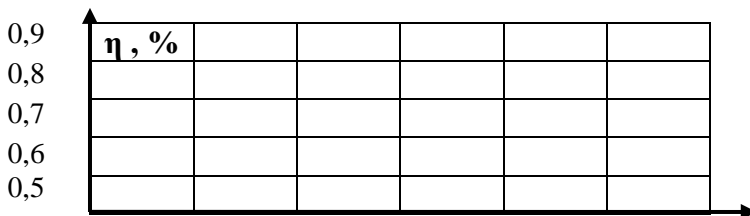


Рисунок 6.3 – Экспериментальная зависимость кпд от дополнительного параметра передачи (указать параметр)

Анализ полученных результатов и выводы \_\_\_\_\_

### **6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Что означает кпд вообще и редуктора в частности?
2. Как вычисляют кпд многоступенчатого редуктора?
3. Запишите формулу, по которой вычисляют кпд при экспериментальных исследованиях.
4. Назовите три основные составляющие потерь мощности в цилиндрическом редукторе.
5. Какая из трех основных составляющих потерь мощности является наибольшей при номинальной нагрузке?
6. Какие составляющие потерь мощности в редукторе мало зависят от передаваемой мощности?
7. Какие из составляющих потерь мощности в редукторе больше всего возрастают при увеличении частоты вращения валов?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

#### ВВЕДЕНИЕ

Цель работы – экспериментально исследовать закономерность изменения коэффициента полезного действия (КПД) редуктора при разных режимах работы привода.

Исследования проводятся двумя способами:

1. особ «Экспериментальный»

29. Провести компьютерное моделирование работы стенда для испытания передач, выполнив исследование КПД цилиндрического редуктора.

По полученным результатам исследования построить графики зависимости КПД:

- от скорости вращения  $n$ ;  $\eta = f(n)$ , при  $T = const$ ;

- от нагрузки  $T$ ;  $\eta = f(T)$ , при  $n = const$ ;

- от дополнительного параметра передачи, указываемого в задании на выполнение работы (сорта смазки, степени точности передачи, чисел зубьев колес, типа подшипников и т.п.).

2. Способ «Расчетный»

Определить ориентировочное значение КПД редуктора:

- с использованием табличных значений КПД червячной передачи и пары подшипников;

- по упрощенным формулам.

3. Провести анализ результатов, сделать выводы, подготовить отчет и защитить его.

## 2. ТЕОРИЯ

### 2.1. Общие сведения

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеют характерные черты зубчатых и винтовых передач. Такие передачи являются зацеплениями с перекрещивающимися (обычно под углом  $90^\circ$ ) осями валов.

Основными деталями червячной передачи являются *червяк* – инт с трапецидальной или близкой к ней резьбой, и *червячное колесо* – олесо с зубьями особой вогнутой формы. Такая форма зубьев обеспечивает облегание червяка и увеличение длины контактных линий.

Червячные передачи получили широкое применение в подъёмно-транспортных устройствах, в станках, в автомобилях, точных приборах и других машинах.

*Основные достоинства червячных передач:*

- большое передаточное отношение (до 80);
- плавность и бесшумность работы.

*Основные недостатки червячных передач* обусловлены скольжением витков червяка по зубьям колеса и, как следствие, трением и износом:

- большие потери на трение и низкий К.П.Д.;
- необходимость применения для венца колеса дорогого антифрикционного материала (бронзовые сплавы).

Важным свойством червячной передачи является *односторонняя передача движения*. Вращающий момент передаётся только от червяка к колесу, но не наоборот. Невозможно заставить вращаться червяк, прикладывая вращающий момент к червячному колесу.

### П.Д. червячной передачи

30. Общий КПД червячной передачи определяют по формуле:

$$\eta = \eta_n^n \cdot \eta_p \cdot \eta_{зз} \cdot \eta_{вв} \cdot \eta_{в} \quad (2.1)$$

где  $n$  - число пар подшипников в передаче;

$\eta_n$  - КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников (для подшипников качения  $\eta_n = 0,99-0,995$ ;  $\eta_n$  - для подшипников скольжения  $= 0,97-0,99$ );

$\eta_p$  - КПД, учитывающий гидравлические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла в корпусе передачи (при средних скоростях принимают  $\eta_p = 0,97-0,98$ ).

$\eta_{зз}$  - КПД, учитывающий потери в зацеплении, которые расходуются на трение поверхности зубьев колеса по поверхности витков червяка. Так как бронзовый зуб червячного колеса легко прирабатывается к виткам червяка, то принимают  $\eta_{зз} = 0,97 - 0,98$ .

Для более точного определения КПД пользуются формулой. Для червячного редуктора с верхним расположением червяка, при погруженном в масло колесе:

$$\eta_p = \frac{1 - \psi_p = 1 - 0,75 \cdot v_2 \cdot B_2 \cdot \sqrt{\nu \cdot v_2}}{(10^3 \cdot N_1)} \quad (2.2)$$

где  $v_2$  - окружная скорость червячного колеса (м/с);

$B_2$  - ширина венца колеса (мм);

$\nu$  - кинематическая вязкость масла при рабочей температуре ( $\text{м}^2/\text{с}$ );

$N_1$  - мощность на валу червяка (кВт).

Для редуктора с нижним расположением червяка, при погруженном в масло червяка:

$$\eta_p = \frac{1 - 0,75 \cdot v_2 \cdot B_1 \cdot \sqrt{\nu \cdot v_1}}{(10^3 \cdot N_1)} \quad (2.3)$$

где  $v_1$  - окружная скорость погруженной в масло нарезанной части червяка (м/с);

$B_1$  - длина нарезанной части червяка (мм).

$\eta_{зз}$  - кпд, учитывающий потери в зацеплении, которые расходуются на трение поверхности зубьев колеса по поверхности витков червяка. Так как бронзовый зуб червячного колеса легко прирабатывается к виткам червяка, то принимают  $\eta_{зз} = 0,97 - 0,98$ .

$\eta_{вп}$  - кпд, учитывающий потери в винтовой паре, которые составляют главную часть потерь передачи

$$\eta_{вп} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \rho')}, \quad (2.4)$$

где  $\gamma$  - делительный угол подъема витков червяка. Учитывая, что

$$\gamma = \text{arctg} \left( \frac{z_1}{g} \right) = \text{arctg} \left( \frac{z_1 \cdot m}{d_1} \right), \quad (2.5)$$

можно сделать вывод, что уменьшение коэффициента диаметра червяка и числа заходов  $z_1$ , приводит к повышению кпд червячной передачи.

$\rho' = \arctg f'$  приведенный угол трения, зависит от:

- материала червяка и зубьев колеса;
- шероховатости рабочих поверхностей;
- качества смазки;
- скорости скольжения поверхности зубьев колеса относительно поверхности витков червяка.

$f'$  - коэффициент трения скольжения поверхности зубьев колеса по поверхности витков червяка.

При предварительном определении КПД, когда параметры передачи еще неизвестны, для стального червяка бронзового венца колеса можно принимать  $f' \approx 0,04 \div 0,06$ , при стальном червяке и чугунном венце  $f' \approx 0,08 \div 0,12$  (большие значения для открытых передач).

При более точных расчетах рекомендуется принимать значения  $f'$  и  $\rho'$  в зависимости от скорости скольжения по таблице 2.1.

Таблица 2.1 - значения  $f'$  и  $\rho'$  в зависимости от скорости скольжения

$v_s$ , м/с	$f'$	$\rho'$	$v_s$ , м/с	$f'$	$\rho'$
0,1	0,08-0,09	4°30'-5°10'	2,5	0,03 - -,04	1°40'-2°20'
0,25	0,065-0,075	3°40'-4°20'	3,0	0,028 - -,035	1°30'-2°00'
0,5	0,055-0,065	3°10'-3°40'	4,0	0,023 - -,030	1°20'-1°40'
1,0	0,045-0,055	2°30'-3°10'	7,0	0,018 - -,026	1°00'-1°30'
1,5	0,04-0,05	2°20'-2°50'	10,0	0,016 - -,024	0°55'-1°20'
2,0	0,035 - -,045	2°00'-2°30'	15,0	0,014 - -,020	0°50'-1°10'

Скорость скольжения (м/с), которая представляет собой разность векторов окружных скоростей червяка и колеса, определяем по формулам:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cos \gamma} \quad (2.6)$$

Величина  $\rho'$  значительно снижается при увеличении  $v_s$ , так как при этом в зоне зацепления создаются благоприятные условия для образования масляного клина.

$\eta_n$  – коэффициент, учитывающий потери мощности на привод вентилятора, если последний предусмотрен конструкцией для обдува корпуса.

$$\eta_n = 1 - \left( 45 \cdot \frac{D_n^5}{N_1} \right) \cdot \left( \frac{n_1}{1500} \right)^3, \quad (2.7)$$

где  $D$  – наружный диаметр крыльчатки вентилятора (м).

$$D_n = (0,6 \dots 0,8)d_2.$$

При предварительных расчетах, когда размеры червячной передачи еще неизвестны, величину КПД принимают, ориентируясь на данные таблицы 2.2.

Таблица 2.2 – величина КПД при неизвестных размерах червячной передачи

Z1	1	2	3	4
-	0,70- 0,75	0,75-0,82	0,82-0,87	0,87-0,92

### 3.ОРУДОВАНИЕ

31. На рисунке 3.1 показан виртуальный компьютерный стенд для испытания передач.

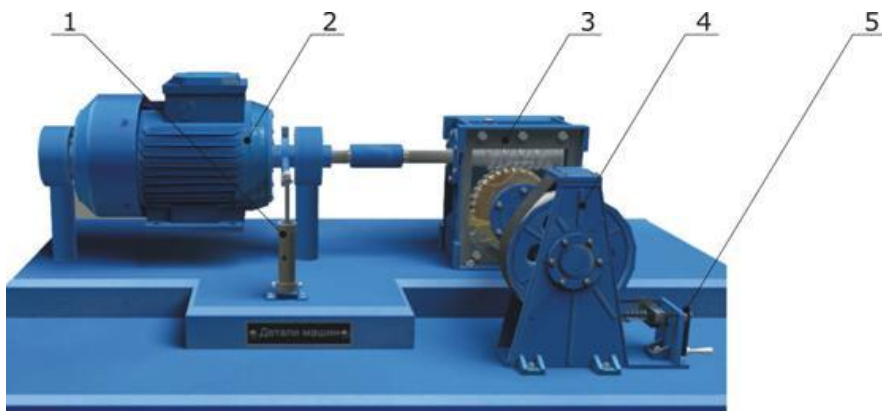


Рисунок 3.1 - Устройство механической части стенда

1 – датчик измерения крутящего момента двигателя;

2 – электродвигатель с регулируемой частотой вращения;

3 исследуемый редуктор; 4 – нагрузочное устройство (ленточный тормоз);

32. 5 – рукоятка управления ленточным тормозом

## **Техническая характеристика виртуального стенда**

### *Характеристика испытываемого редуктора*

Тип редуктора: червячный.

Межосевое расстояние:  $a_w = (50 \div 160)$  мм.

Число заходов червяка: 1-4.

Передаточное число: 8-100.

Коэффициент диаметра колеса: 8-20.

### *Частота вращения вала электродвигателя (входного вала редуктора)*

$n_1 = (500, 1000, 1500, 2000, 2500 \text{ и } 3000)$  об/мин.

### *Характеристика нагрузочного устройства*

Тормозной момент на барабане ленточного тормоза  $T_2 = (0 \div 100)$  Н $\cdot$ м. Его можно изменять только дискретно с шагом 1 Н $\cdot$ м.

## **Устройство и работа стенда**

Стенд смонтирован на плоском металлическом основании и состоит из (рисунок 1):

- узла электродвигателя с тахометром;
- испытываемого редуктора – он условно показывается в разрезе;
- нагрузочного устройства – ленточного тормоза.

Узел электродвигателя смонтирован на литом кронштейне, закрепленном на основании стенда. Статор электродвигателя может свободно поворачиваться в шариковых подшипниках, установленных в литом кронштейне, относительно оси, общей с якорем электродвигателя. Вал якоря электродвигателя одним концом соединен через муфту с входным валом редуктора (3). На лицевой стороне литого кронштейна смонтировано измерительное устройство, состоящее из рычага, штока и датчика с пружиной. При включении электродвигателя реактивный момент статора (равный по абсолютному значению моменту на валу якоря) поворачивает статор. Рычаг, закрепленный на статоре, упирается в подпружиненный шток датчика, который и удерживает статор от поворота. Сигнал от этого датчика для измерения крутящего момента, передаваемого с двигателя на редуктор, после обработки отображается на стрелочном приборе («Момент двигателя»). Так на стенде измеряется крутящий момент, передаваемый с двигателя на редуктор.

Испытуемый редуктор состоит из червячной передачи. Его корпус условно сделан из полупрозрачного материала и показывается в разрезе.

Нагрузочное устройство представляет собой ленточный тормоз (4), и служит для создания рабочей нагрузки на редуктор – тормозного момента на его выходном валу. Величина тормозного момента задаётся тумблером–регулятором нагрузки, при этом сильнее или меньше растягивается пружина (5).

На пульте управления (рисунок 2) располагаются:

1. Кнопка включения сети.
2. Регулятор оборотов двигателя.
3. Индикаторы:
  - оборотов двигателя;
  - полезной мощности двигателя;
  - оборотов тормоза;
  - момента двигателя;
  - момента тормоза.



Рисунок 3.2 - Пульт управления



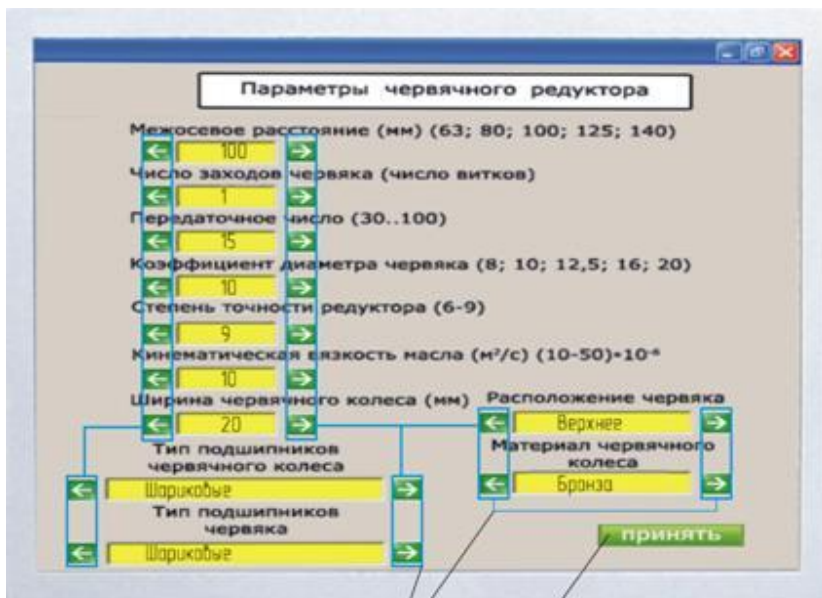


Рисунок 3.3 -Окно монитора для выбора параметров редуктора

1 – клавиши выбора параметров редуктора;

2 – клавиша подтверждения выбора параметров испытуемого редуктора



Рисунок 3.4 - Окно монитора для вывода графиков

Функции кнопок: «Зафиксировать» - нанести точку на график; «Очистить» - стереть все точки; «Отклонить» - возврат к меню выбора параметров редуктора.

Для работы в этой лабораторной работе применяются следующие сочетания клавиш:

W, S, A, D – перемещения в пространстве;

F2, E – аналоги средней клавиши манипулятора (см. ниже);

Ctrl – приседание;

F10 – выход из программы;

Z – приближение.



Рисунок 3.5 - Активные клавиши клавиатуры



Рисунок 3.6 - Функции манипулятора

Левая клавиша манипулятора (ЛКМ) – управление объектами (в режиме манипуляции).

Средняя клавиша манипулятора (СКМ) – взять (применить) объект (в режиме манипуляции).

Правая клавиша манипулятора (ПКМ) – переход в режим манипуляции (управление объектами), возврат в режим навигации (перемещения по сцене).

#### 4. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. На мониторе назначьте параметры испытуемого редуктора и нажмите на кнопку «Принять». Выдвигается испытательный стенд.

2. Нажмите на кнопку «Сеть».

3. Регулятором оборотов двигателя выставьте скорость вращения электродвигателя.

4. Слегка проверните рукоятку ленточного тормоза. Отметьте показания приборов, также отметьте этот момент на мониторе кнопкой «Зафиксировать». На графике высветится точка. Повторите эту операцию несколько раз. В итоге получается кривая зависимости КПД от полезной мощности.

5. Проведите необходимые вычисления и постройте графики, указанные в отчете, заполните сам отчет.

## **5. ОТЧЕТ ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ**

5.1 Титульный лист.

5.2 Цель работы.

5.3 Кинематическая схема установки.

5.4 Исходные данные

5.5 Результаты испытаний: таблица 4.

5.6 Графики зависимости:

- «Экспериментальная зависимость КПД от тормозного момента  $T_2$ » (для частоты вращения двигателя  $n_{дв} = \underline{\hspace{2cm}}$  об/мин) – рисунок 5,2;

- «Экспериментальная зависимость КПД от частоты вращения двигателя  $n_{дв}$  (для тормозного момента на выходном валу  $T_2 = \underline{\hspace{2cm}}$  Н м) – рисунок 5,1;

- «Экспериментальная зависимость КПД от дополнительного параметра передачи», указываемого в таблице 2 (сорта смазки, степени точности передачи, чисел зубьев колес, типа подшипников и т.п.) – рисунок 5,3.

Вариант задания выбирается по таблице 3 по последней цифре зачетной книжки студента).

5.7 Выводы по лабораторной работе.

### **Исходные данные**

Межосевое расстояние  $a_w = \underline{\hspace{2cm}}$

Передаточное число  $u = \underline{\hspace{2cm}}$

Коэффициент диаметра червяка  $q = \underline{\hspace{2cm}}$

Ширина червячного колеса  $b_2 = \underline{\hspace{2cm}}$

Расположение червяка  $\underline{\hspace{2cm}}$

Материал червячного колеса- \_\_\_\_\_

Степень точности редуктора \_\_\_\_

Тип подшипников вала-червяка \_\_\_\_\_

Тип подшипников вала червячного колеса \_\_\_\_\_

Кинематическая вязкость масла (м2/с)  $\nu = \text{___} \cdot 10^{-6}$

Вариант задания \_\_\_\_\_

Таблица 3 – Дополнительный параметр, влияющий на КПД редуктора

Вариант Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Степень точности редуктора	+									
Тип подшипников вала-червяка		+								
Межосевое расстояние			+							
Ширина червячного колеса				+						
Материал червячного колеса					+					
Передаточное отношение						+				
Коэффициент диаметра червяка							+			
Расположение червяка								+		
Тип подшипников вала червячного колеса									+	
Кинематическая вязкость масла										+

Таблица 4 - Результаты испытаний

Число оборотов вала электродвигателя, $n_1$ об/мин	Вращающий момент на валу тормоза, Н мм	Дополнительный параметр	Вращающий момент на валу электродвигателя, Н мм	КПД экспериментальный	КПД Расчетный (по формуле (2.1))
1 2 .	const	const			
const	1 2 .	const			
const	const	1 2 .			

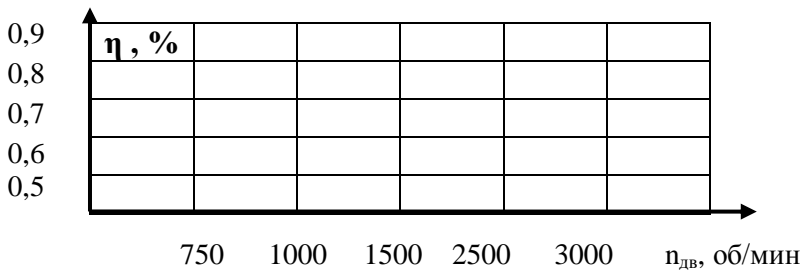


Рисунок 5.1 – Экспериментальная зависимость КПД от частоты вращения двигателя  $n_{дв}$

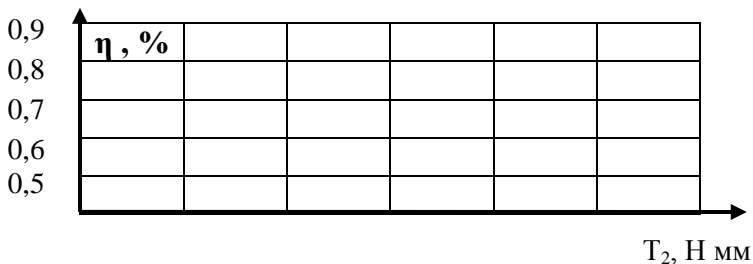


Рисунок 5.2 – Экспериментальная зависимость КПД от тормозного момента  $T_2$

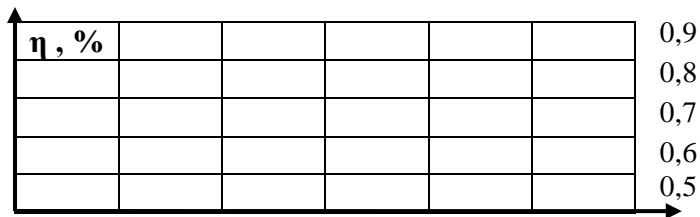


Рисунок 5.3 – Экспериментальная зависимость КПД от дополнительного параметра передачи (указать параметр)

Анализ полученных результатов и выводы \_\_\_\_\_

## 6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие различают виды червячных передач?
2. Каковы достоинства и недостатки червячной передачи?
3. Каковы основные причины выхода из строя червячной передачи?
4. Как определяется коэффициент полезного действия червячной передачи?
5. Из каких материалов изготавливаются червяки и червячные колеса?
6. Как определяется число заходов резьбы червяка?
7. Как осуществляется смазка червячных колес?
8. От каких факторов зависит коэффициент полезного действия червячной передачи и каковы его предельные значения?

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. - Москва : Наука, 1988. - 583 с.
2. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин / И.И. Артоболевский, Б.В. Эдельштейн. - Москва : Наука, 1975.
3. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика : учебник для ВУЗов / [Г.Б. Иосилевич и др.]. - Москва : Высшая школа, 1989. - 398 с.
4. Крайнев А.Ф. Детали машин: словарь–справочник / А.Ф. Крайнев. - М.: Машиностроение, 1992. 479с.
5. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов – 10-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2006. – 408 с.: ил.
6. Левицкая О.М., Левицкий М.И. Курс теории механизмов и машин / О.М. Левицкая, М.И. Левицкий. - Москва : Высшая школа, 1978.
7. Марченко С.И. Теория механизмов и машин / С.И. Марченко, Е.П. Марченко, Н.В. Логинова. - Ростов-на-Дону : Феникс, 2003. - 312 с.
8. Фролов К.В. Теория механизмов и машин / [Фролов К.В. и др.]. – М.: Высшая школа, 2001. -496 с.

