

**Министерство образования и науки Российской Федерации**  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»  
(ВлГУ)**

Институт машиностроения и автомобильного транспорта  
Кафедра «Технология машиностроения»

**Методические указания**

к выполнению лабораторных работ по дисциплине  
**«ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»**

для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению  
28.03.02 «Наноинженерия»

Составитель:  
доцент кафедры ТМС Рязанов А.А.

Владимир 2016

Методические указания, содержащие рекомендации по выполнению лабораторных работ по дисциплине «Прикладная механика» для студентов ВлГУ, обучающихся по направлению 28.03.02 «Наноинженерия».

Настоящие методические указания составлены в соответствии с требованиями ФГОС ВО и ОПОП направления подготовки 28.03.02 «Наноинженерия», рабочей программы дисциплины «Прикладная механика». В качестве рекомендаций для организации эффективной работы студентов использованы методические пособия ведущих ВУЗов России.

Рекомендации предназначены для студентов очной и заочной форм обучения.

Рассмотрены и одобрены на заседании  
НМС направления 28.03.02  
Протокол № 5/1 от 14.01.2016 г.  
**Рукописный фонд кафедры ТМС ВлГУ**

# Лабораторная работа № 1

## СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

### Цель работы

1. Изучить условные обозначения звеньев и кинематических пар согласно ГОСТ 2.770, освоить методику составления кинематической схемы механизма по его макету; научиться определять число и вид звеньев и кинематических пар.

2. Усвоить принцип строения механизмов, сформулированный профессором Ассуром, изучить классификацию групп Ассура и методику структурного анализа. Научиться разделять механизм на статически определимые составные части на основе выделения групп Ассура.

**Оборудование:** макеты механизмов; линейки; транспортир; циркуль и карандаши.

### Задание

1. Рассмотреть макет многозвенного механизма, определить число и вид его звеньев и кинематических пар. Составить кинематическую схему механизма.

2. Выполнить структурный анализ механизма.

### Краткая теоретическая часть

#### Составление кинематической схемы механизма

*Механизм* – это система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел.

Одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма, называются *звеном*. Звено, принимаемое за неподвижное, называется *стойкой*.

*Кинематической парой* называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

Совокупность поверхностей, линий, точек звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называется *элементом звена (элементом кинематической пары)*.

*Узел сопряжения* – это совокупность поверхностей, линий, точек звена, по которым оно в данный момент соприкасается с другим звеном, образуя кинематическую пару. Узел сопряжения – это часть элемента звена, которая непосредственно соприкасается с другим звеном.

Элементами звеньев четырехподвижной кинематической пары (показанной на рис. 1.1, а) служат наружная цилиндрическая поверхность одного звена и плоскость второго. Узлами являются два отрезка прямых, принадлежащие элементам звеньев и находящиеся в непосредственном контакте. Для кинематической пары (приведённой на рис. 1.1, б) элементы звеньев – это наружная и внутренняя цилиндрические поверхности. Для втулки узел сопряжения и элемент кинематической пары совпадают – это её внутренняя цилиндрическая поверхность. Для вала узлом служит та часть элемента звена (его внешней ци-

линдрической поверхности), которая в данный момент непосредственно контактирует с узлом сопряжения втулки.

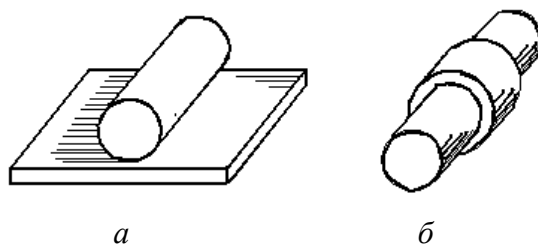


Рис. 1.1. Образованные звеньями кинематические пары, элементы и узлы сопряжения звеньев

Кинематические пары бывают высшие и низшие. *Низшие кинематические пары* – это пары, звенья которых соприкасаются по поверхности (узлы сопряжения представляют собой поверхности). Низшие кинематические пары бывают вращательные и поступательные и в плоских механизмах допускают только одну подвижность. *Высшие кинематические пары* – это такие пары, звенья которых имеют контакт по линии или в точке (узлы сопряжения звеньев – точки или линии).

Совокупность звеньев, соединённых кинематическими парами, представляет собой *кинематическую цепь*. Кинематические цепи подразделяются на простые и сложные, замкнутые и незамкнутые.

Механизмы, применяющиеся в инженерной практике, образованы замкнутыми кинематическими цепями. Поэтому *механизмом* называется замкнутая кинематическая цепь, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев (ведущих) относительно стойки все остальные звенья (ведомые) совершают однозначно определённые движения.

Для изучения механизма необходимо знать число и виды кинематических пар, число звеньев, их основные размеры и взаимное расположение. Все это изображается на кинематической схеме механизма условными обозначениями пар и звеньев. Условные обозначения установлены ГОСТ 2.770. Основные виды звеньев даны в таблице 1.1.

*Кинематическая схема* – это модель механизма, отражающая его строение и основные геометрические свойства его звеньев.

Кинематическая схема может отражать строение механизма в масштабе или без соблюдения масштаба. В первом случае кинематическая схема должна показывать все параметры, необходимые для кинематического исследования механизма (длины звеньев, расстояния между центрами шарниров, расстояния до неподвижных направляющих, углы между плечами звеньев и т.д.). Конструктивные особенности механизма на кинематических схемах не показывают, чтобы не усложнять чертёж.

Используя размеры звеньев и метод засечек, кинематическую цепь механизма вычерчивают в масштабе на чертеже или с помощью какого-либо графического пакета (КОМПАС, AutoCAD, ...).

Таблица 1.1

## Основные виды звеньев, используемых в механизмах

Наименование	Определение	Внешний вид и условное обозначение на кинематической схеме
Стойка	Звено, принимаемое за неподвижное	
Кривошип	Вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси.	
Коромысло	Вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси.	
Кулиса	Звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару.	
Ползун	Звено рычажного механизма, образующее поступательную пару со стойкой.	
Шатун	Звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями.	
Кулачок	Звено, имеющее элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны.	

На рис. 1.2 показана кинематическая схема плоского шарнирно-рычажного механизма для преобразования вращательного движения в поступательное. Схема вычерчена в масштабе для выбранного положения начального звена I. Масштабный коэффициент длины кинематической схемы механизма  $\mu_1 = 0,004$  м/мм.

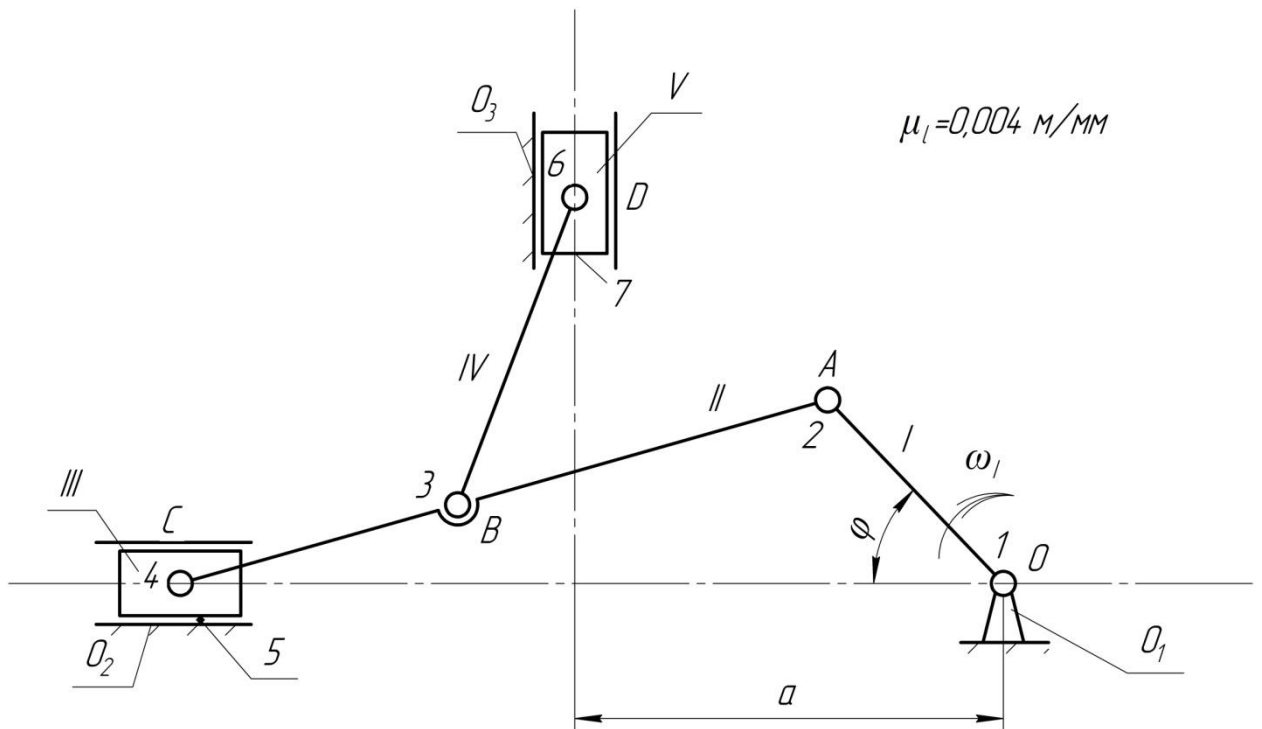


Рис. 1.2. Кинематическая схема механизма

Масштабный коэффициент длины  $\mu_l$  определяется как отношение реальной длины звена  $l_{OA}$  (в метрах) к длине отрезка  $OA$  (в миллиметрах), изображающего звено на кинематической схеме, например,  $\mu_l = l_{OA}/OA$ . На примере этого механизма рассмотрим порядок структурного анализа по Ассурю. Параметры звеньев для построения кинематической схемы механизма приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Параметры звеньев механизма

Координаты неподвижных звеньев, мм			Длина подвижных звеньев, мм			
$a$	$b$	$c$	$l_{OA}$	$l_{AC}$	$l_{AB}$	$l_{BD}$
0,16	—	—	0,1	0,4	0,2	0,24

Анализ звеньев и кинематических пар изучаемого механизма (рис. 1.2) представлены в таблицах 1.3 и 1.4 соответственно.

Таблица 1.3

Таблица звеньев механизма

№ звена	Наименование звена
О	Стойка, направляющая
I	Кривошип
II	Шатун
III	Ползун
IV	Шатун
V	Ползун

Таблица кинематических пар

№ п/п	Звенья, образующие кинематическую пару	Наименование кинематической пары
1	(0 <sub>1</sub> ;I)	Вращательная
2	(I;II)	Вращательная
3	(II;IV)	Вращательная
4	(II;III)	Вращательная
5	(0 <sub>2</sub> ;III)	Поступательная
6	(IV;V)	Вращательная
7	(0 <sub>3</sub> ;V)	Поступательная

### Структурный анализ механизма по Ассур

Строение плоского рычажного механизма по Л.В. Ассур определяет методику его кинематического и силового расчётов. Поэтому очень важно уметь проводить структурный анализ механизма. По классификации Ассур, каждый плоский рычажный механизм, т.е. механизм с низшими кинематическими парами, состоит из начального механизма и структурных кинематических групп.

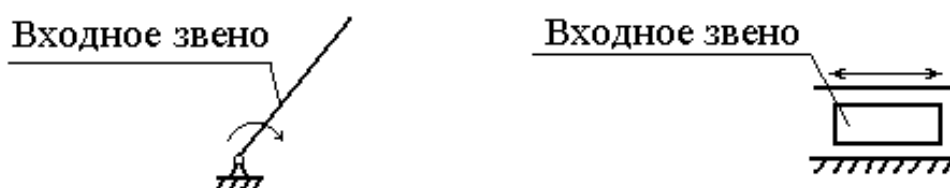


Рис. 1.3. Варианты начальных механизмов

*Начальным механизмом* называется кинематическая цепь, содержащая стойку и связанные с ней одноподвижными кинематическими парами начальные звенья (рис. 1.3). В качестве начальных звеньев обычно принимаются входные звенья механизма (рис. 1.4), т.е. звенья, которым сообщается заданное движение. Начальный механизм обладает степенью подвижности  $w$ , равной степени подвижности механизма в целом.

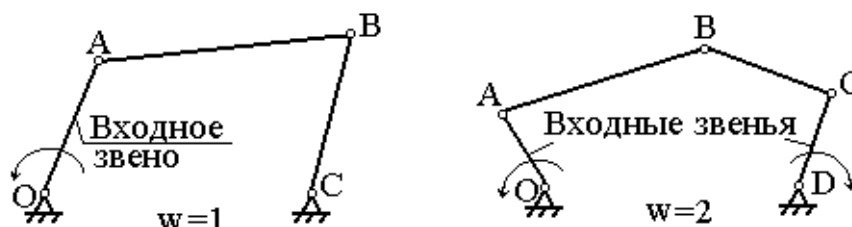


Рис. 1.4. Механизмы и их входные звенья

Механизмы, образованные присоединением нескольких групп к начальному механизму, обладают степенью подвижности, равной подвижности начального механизма. Присоединённые группы Асура имеют нулевую подвижность и не изменяют подвижность механизма.

*Структурной кинематической группой* или группой Асура, называется простейшая кинематическая цепь, имеющая нулевую подвижность относительно тех звеньев, к которым она присоединяется, поэтому число кинематических пар группы связано с числом ее звеньев соотношением  $p = \left(\frac{3}{2}\right)n$ . Группа Асура является статически определимой кинематической цепью.

Простейшая группа Асура состоит из двух звеньев и трех кинематических пар и называется группой 2-го класса. Существует пять видов структурных групп 2-го класса (табл. 1.5). *Класс группы* равен числу её внутренних кинематических пар, образующих замкнутый контур.

*Порядок группы* равен числу ее внешних пар, которыми она присоединяется к основному механизму. Структурные группы 2-го класса всегда имеют 2-й порядок, так как присоединение их к основному механизму осуществляется двумя внешними кинематическими парами. На рис. 1.5,а представлена структурная группа 3-го класса 3-го порядка, состоящая из 4-х звеньев и 6-ти кинематических пар. Звено III, входящее в три кинематические пары, называется базисным. На рис. 1.5,б показана структурная группа 4-го класса 2-го порядка, состоящая из 4-х звеньев и 6-ти кинематических пар. Звенья I и IV являются базисными.

Таблица 1.5

Виды структурных групп 2-го класса

Класс группы	Порядок группы	Число звеньев	Число кинематических пар	Вид группы	Кинематическая схема структурной группы 2-го класса 2-го порядка
2	2	2	3	1-й	
2	2	2	3	2-й	
2	2	2	3	3-й	
2	2	2	3	4-й	
2	2	2	3	5-й	



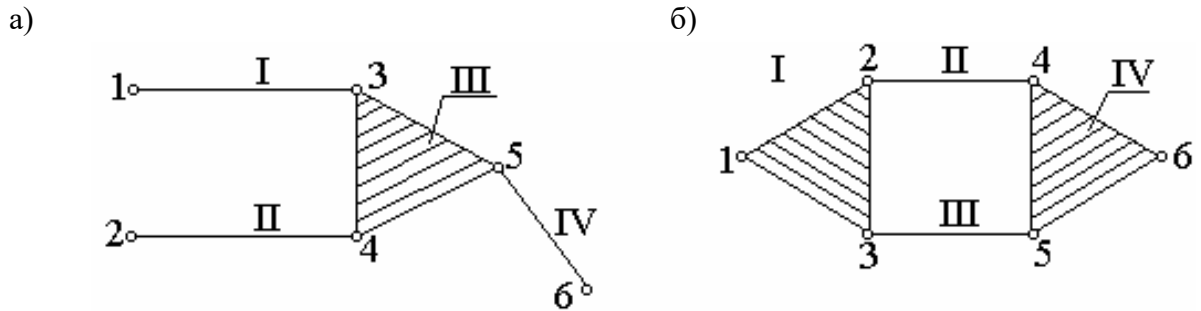


Рис. 1.5. Примеры структурных групп Ассура

*Класс механизма* определяется наивысшим классом входящей в него структурной группы. Механизм, в состав которого входят группы не выше 2-го класса, называется механизмом 2-го класса. Механизм, в состав которого входят группы не выше 3-го класса, называется механизмом 3-го класса.

### Методика выделения в механизме групп Ассура

Рассмотрим кинематическую схему механизма (рис. 1.6). Степень подвижности механизма определим по формуле Чебышева:

$$w = 3n - 2p_n - p_v = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1,$$

где  $n = 5$  – число подвижных звеньев;  $p_n = 7$  – число низших кинематических пар;  $p_v = 0$  – число высших кинематических пар.

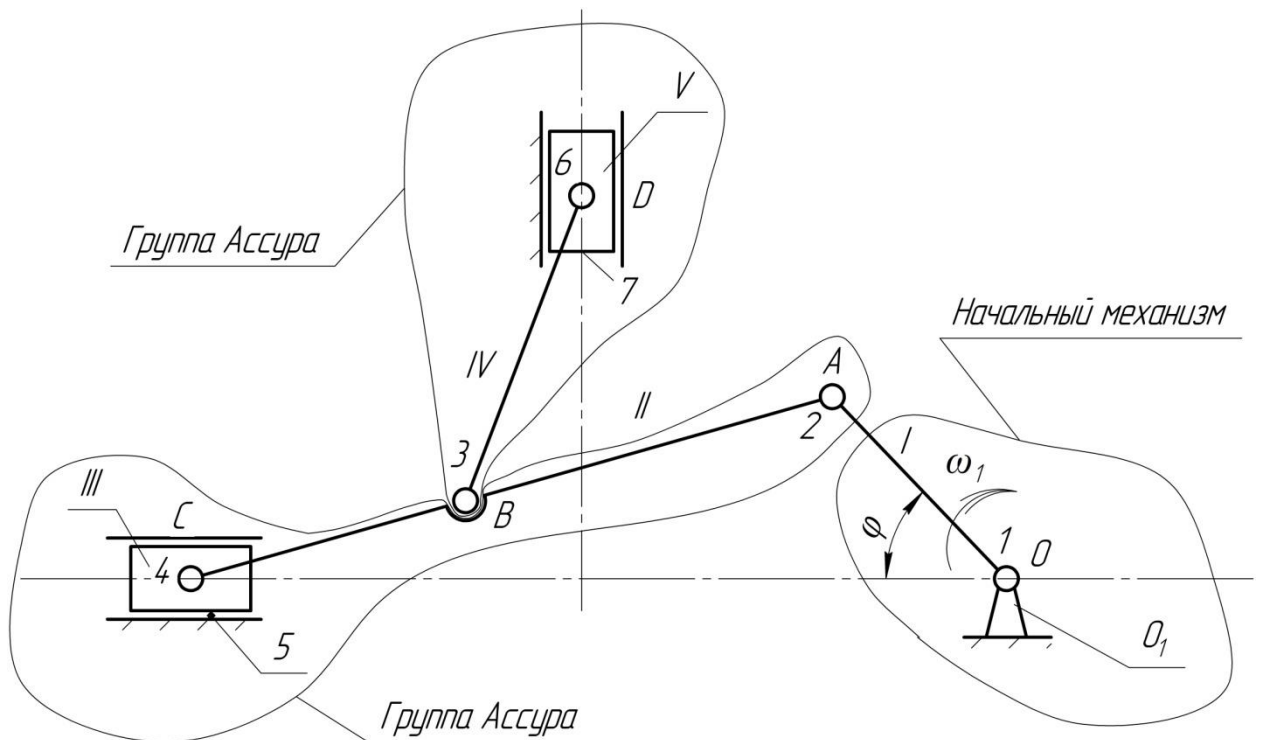
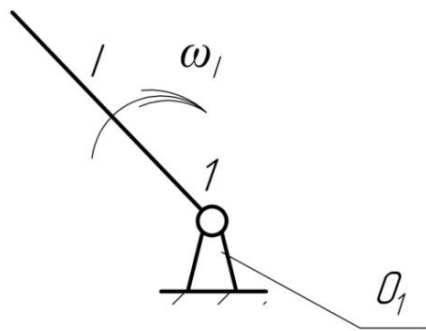


Рис. 1.6. Разделение механизма на группы Ассура

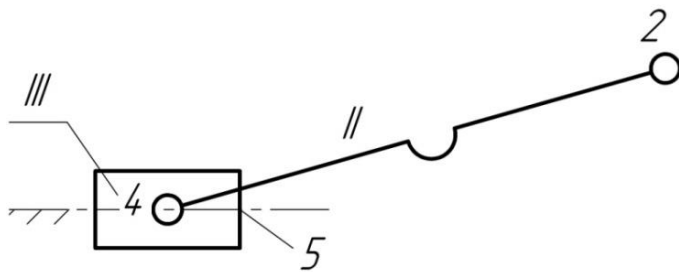
При структурном анализе отделяем сначала структурную группу 2-го класса 2-го вида, состоящую из двух звеньев (IV, V) и трех кинематических пар (3, 6, 7). Затем отделяем

следующую структурную группу 2-го класса 2-го вида, состоящую из двух звеньев (II, III) и трех кинематических пар (2, 4, 5). Остаётся начальный механизм, имеющий  $w = 1$  и состоящий из ведущего звена I и стойки, связанных кинематической парой I. На рис. 1.7 приведены его составные части.

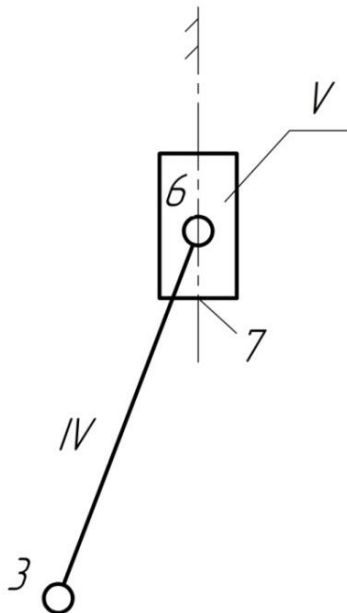


Начальный механизм 1 класса  
 $n=1$   $p_H=1$   
 $W = 3n - 2p_H = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$

*Группы Ассура*



$n=2$   $p_H=3$   
 $W_{группы} = 3n - 2p_H = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$   
 Вид группы - 2  
 Класс группы - 2



$n=2$   $p_H=3$   
 $W_{группы} = 3n - 2p_H = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$   
 Вид группы - 2  
 Класс группы - 2

Рис. 1.7. Составные части механизма

*Выделение в механизме групп Ассур* – это условное разделение его на кинематические цепи, для которых можно проводить силовое и кинематическое исследование, рассматривая их как самостоятельные объекты.

Таким образом, механизм состоит из начального механизма и двух групп Ассур 2-го класса 2-го вида. Запишем *формулу строения механизма* в порядке присоединения групп Ассур к начальному механизму:

$$1 (0_1, I) \rightarrow 2 (II, III) \rightarrow 2 (IV, V),$$

где в скобках римскими цифрами указаны номера звеньев, составляющих первичный механизм (он отнесён к первому классу) и группы Ассур, а арабскими цифрами – класс групп Ассур.

Так как в механизме присутствуют группы не выше 2-го класса, то механизм относится к механизмам 2-го класса.

### Форма проведения лабораторной работы №1

Форма проведения лабораторной работы №1 - **работа в команде**. Команда студентов получает макет механизма и выполняет следующие задания: определить число и вид звеньев и кинематических пар; составить кинематическую схему механизма; выполнить структурный анализ механизма.

### Порядок выполнения работы

1. Указать в отчёте номер модели механизма и установить его назначение (преобразование вращательного движения в поступательное).

2. Составить без учёта масштаба кинематическую схему модели механизма с использованием условных обозначений звеньев и кинематических пар.

3. Определить неподвижные звенья (направляющая, стойка) и измерить расстояние между ними. Пример дан на рисунке 1.8. За начало координат принять стойку, к которой присоединено ведущее звено модели механизма (центр вращения кривошипа). Результаты занести в таблицу *параметров звеньев механизма* по примеру (табл. 1.2).

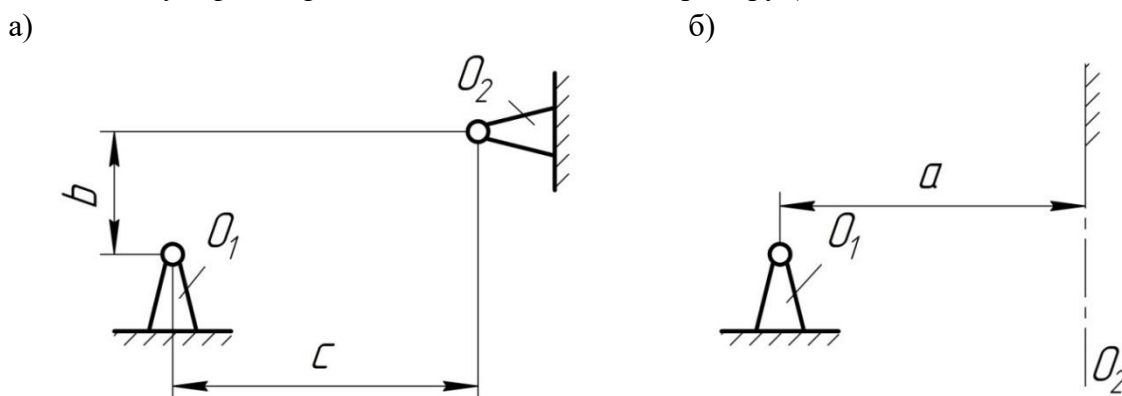


Рис. 1.8. Пример отображения расстояния между неподвижными звеньями:

а) между стойками; б) между стойкой и направляющей.

4. Пронумеровать звенья римскими цифрами и сформировать *таблицу звеньев механизма* по примеру (табл. 1.3). Основные виды звеньев, используемых в механизмах, даны в таблице 1.1.

5. Измерить длины стержневых звеньев и результаты занести в таблицу *параметров звеньев механизма*, добавив в обозначение звеньев прописные буквы латинского алфавита (табл. 1.2).

6. Определить масштабный коэффициент длины  $\mu$ .

7. Вычертить одно из положений ведущего звена, при котором в механизме нет наложения одного звена на другое. Указать угол  $\varphi$  и стрелкой задать направление движения ведущего звена. В выбранном масштабе вычертить кинематическую цепь, образованную остальными звеньями механизма, используя метод планов положений звеньев. Указать масштабный коэффициент длины  $\mu$ . Пример построения кинематической схемы дан на рис. 2.1.

8. Пронумеровать кинематические пары арабскими цифрами и указать их характеристику, сформировав *таблицу кинематических пар* по примеру (табл. 1.5). Указать номера звеньев, образующих эти пары. Характеристика кинематических пар, используемых в механизмах, дана в таблице 1.2.

9. По структурной формуле Чебышева определить степень подвижности механизма.

10. Провести структурный анализ по Ассуру (рис. 1.6 и 1.7):

а) выделить начальный механизм, определить его степень подвижности и указать класс;

б) разбить оставшуюся кинематическую цепь механизма на группы Ассура ( $w = 0$ );

в) каждую группу Ассура вычертить в том виде, в каком она изображена на кинематической схеме механизма, и определить: число подвижных звеньев  $n$ ; число низших кинематических пар  $p_n$ ; степень подвижности  $w$ ; класс группы; вид (модификацию), если группа 2-го класса.

11. Написать формулу строения механизма.

12. Определить класс механизма.

13. Оформить **вывод к лабораторной работе**, в котором указать основные результаты структурного анализа: число подвижных звеньев  $n$ ; число и класс кинематических пар  $p_n$ ; степень подвижности механизма  $w$ ; класс механизма.

### Контрольные вопросы

1. Что называется машиной, механизмом?
2. Чем звено может отличаться от детали?
3. Входные и выходные звенья, ведущие и ведомые звенья, начальное звено механизма.
4. Особенности звеньев вида: кривошип, коромысло, кулиса, шатун, ползун.
5. Что называется кинематической парой?
6. Чем определяется класс кинематической пары?
7. Что такое узел сопряжения звена?
8. Какие кинематические пары являются высшими, низшими?
9. Приведите примеры пар I, II, III, IV, V классов.
10. Что такое кинематическая группа Ассура?
11. Как связано число звеньев и число кинематических пар группы Ассура?
12. Как определяется класс кинематической группы Ассура?
13. Как определяется порядок групп Ассура?
14. Какая кинематическая цепь является статистически определимой?

## Лабораторная работа № 2

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

**Цель работы** – изучить теоретические основы определения КПД простых механизмов, научиться определять КПД винтовой пары экспериментально и аналитически, сопоставляя полученные результаты.

**Задание** – определить коэффициент полезного действия (КПД) винтовой пары одного вида резьбы при разных осевых нагрузках.

#### **Краткая теоретическая часть**

*Коэффициентом полезного действия механизма* называется отношение работы сил полезного сопротивления (полезной работы)  $A_{\text{пс}}$  к работе движущих сил  $A_{\text{дс}}$  за цикл установившегося движения:

$$\eta = \frac{A_{\text{пс}}}{A_{\text{дс}}}$$

Так как за цикл установившегося движения работа движущих сил равна сумме работ всех сил сопротивлений, как полезных, так и вредных,  $A_{\text{вс}}$  (к последним относятся силы трения в кинематических парах, силы сопротивления окружающей среды), то  $A_{\text{дс}} = A_{\text{пс}} + A_{\text{вс}}$  и

$$\eta = \frac{A_{\text{пс}}}{A_{\text{пс}} + A_{\text{вс}}} < 1.$$

Отношение работы сил вредного сопротивления к работе движущих сил называется *коэффициентом потерь*:  $\Psi = \frac{A_{\text{вс}}}{A_{\text{дс}}}$ , связанным с КПД зависимостью:  $\eta = 1 - \Psi$ .

КПД определяется только для *тягового режима* работы машины, когда  $A_{\text{пс}} < 0$  и  $A_{\text{дс}} > 0$ .

Для *режима оттормаживания* (при нем  $A_{\text{пс}} > 0$  и  $A_{\text{дс}} > 0$ ) КПД не определяется. Режим оттормаживания характерен для работы машин, в которых используются самотормозящиеся механизмы.

Работа сил вредных сопротивлений  $A_{\text{вс}}$  для данной машины величина непостоянная и зависит от силы полезного сопротивления. Чем больше величина этой силы, тем большую величину будут иметь реакции в кинематических парах и тем больше будут силы трения.

КПД машины также величина непостоянная и зависит от силы полезного сопротивления. До определённой величины силы полезного сопротивления КПД машины растёт, затем незначительно снижается. При нулевом значении силы полезного сопротивления ( $Q = 0$ ), действующей на выходное звено, движущая сила или момент сил, приложенный к входному звену, не равен нулю. Это вызвано наличием трения в кинематических парах механизма, сопротивлением окружающей среды и влиянием сил тяжести звеньев машины.

#### **Оборудование**

Установка для определения КПД винтовых пар ТММ-33 имеет основные технические данные:

1. На установке определяется КПД для винтовых пар:

№1 – резьба М 42х4,5. Наружный диаметр резьбы  $d = 42$  мм, шаг резьбы  $P = 4,5$  мм, резьба однозаходная  $n = 1$ , где  $n$  – число заходов резьбы;

№2 – резьба прямоугольная. Прям. 42 (3х8). Наружный диаметр резьбы  $d = 42$  мм, шаг резьбы  $P = 8$  мм, резьба трехзаходная  $n = 3$ .

2. Материал винтов – сталь 45. Материал гаек – вкладышей – бронза ОЦС 5-5.

3. Вращение винта от электродвигателя реверсивное, полуавтоматическое – с угловой скоростью 60 1/с.

4. Рабочий ход гайки вдоль оси винта – 300 мм.

5. Осевая нагрузка от 20 до 100 Н.

6. Максимальный момент на выходном валу редуктора – 100 Н\*м.

7. Потребляемая мощность электродвигателя – 50 Вт.

8. Питание от сети переменного тока – 110–127 В, 50 Гц.

9. Габариты – 175 х 200 х 1440 мм.

На рис 1.9 показана установка и ее принципиальная схема (справа). Основанием установки является станина 1 из швеллера. На станине в стойках 2 и 3 закреплены подшипники. В подшипнике верхней стойки 2 установлены с возможностью свободного вращения статора двигателя 4 и редуктор 5. Статор электродвигателя 4 жёстко связан с корпусом редуктора 5. В подшипниках стоек 2 и 3 установлен винт 6, который связан с выходным валом редуктора 5. С винтом взаимодействует посредством резьбы гайка 7. Груз 8 устанавливается на подвеске 9, прикрепленной к гайке 7. На крышке редуктора 5 закреплён жёсткий рычаг 11, снабжённый точечными упорами, через которые он взаимодействует с пластинчатой пружиной 12. С пружиной взаимодействует индикатор часового типа 13. От поворота гайка 7 удерживается пальцем 10, входящим в паз стойки 1.

Жёстко связанная система – корпус двигателя (статор), корпус редуктора – не закреплена на станине, а может свободно вращаться в подшипнике верхней стойки 2. При включении двигателя ротор через редуктор начинает вращать винт 6 и перемещать гайку 7 с грузом 8. При работе установки (при вращении винта) статор двигателя стремится повернуться в направлении, противоположном вращению ротора. При этом прикрепленный к статору жёсткий рычаг 11 деформирует пластинчатую пружину 12. Индикатор 13, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента, равного моменту на винте 7. Рабочий цикл (ход гайки вверх и перемещение вниз в исходное положение), включение и выключение двигателя совершаются нажатием специальной кнопки 14 при подключённом с помощью тумблера 15 электропитании. Кнопка и тумблер помещены на специальном щитке установки сверху справа (рис. 4.9). При движении гайки вверх механизм работает в тяговом режиме, в течение которого необходимо снять показания индикатора 13.

КПД винтовой пары определяется при различных осевых нагрузках, создаваемых набором грузов. Момент на винте определяется с помощью тарировочного графика.

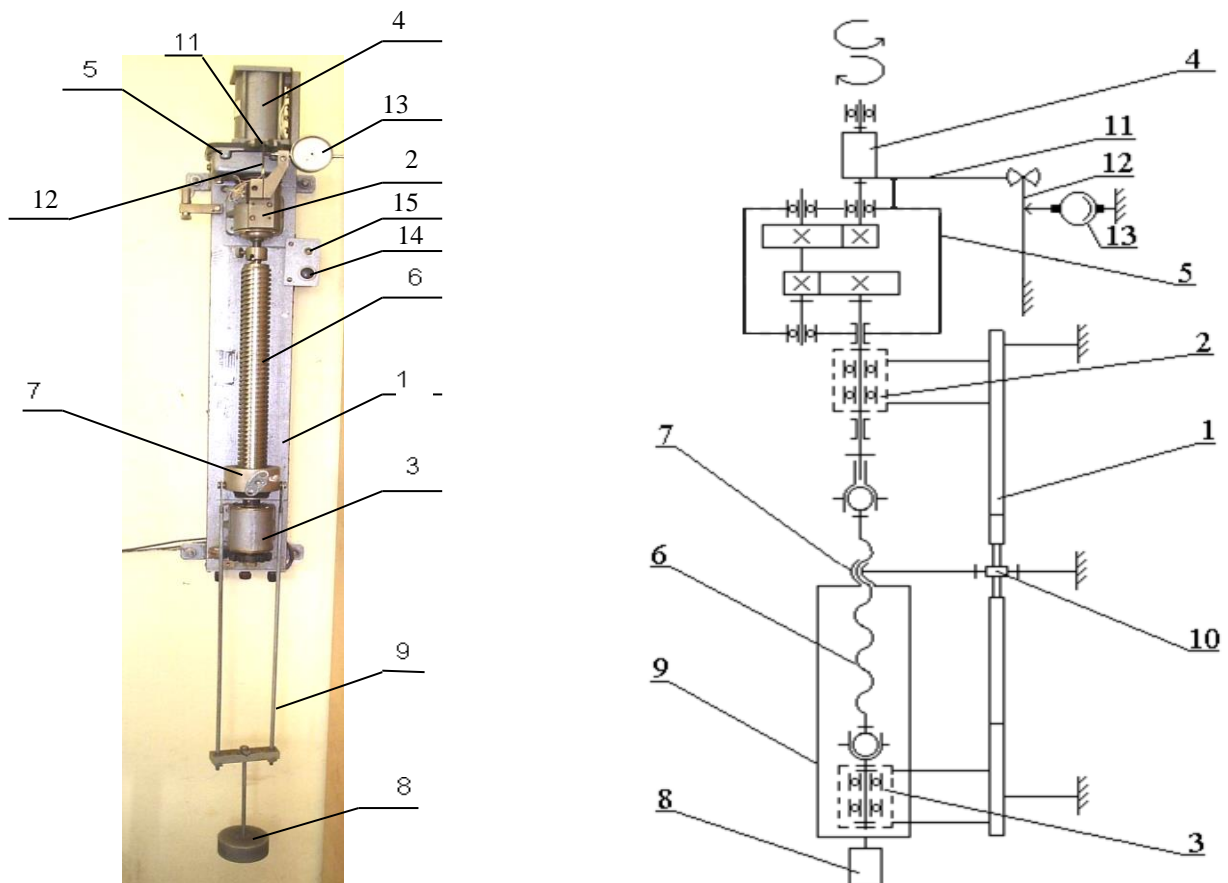


Рис. 1.9. Установка для определения КПД винтовых пар ТММ-33

### Форма проведения лабораторной работы №2

Форма проведения лабораторной работы №2 - **работа в команде**. Каждый студент команды проводит эксперимент для одной силы полезного сопротивления (осевой нагрузки  $Q$ ) и выполняет расчёт КПД винтовой пары. Команда в итоге получает полную картину зависимости КПД от осевых нагрузок.

Совместная деятельность студентов в группе под руководством лидера, путем творческого сложения результатов индивидуальной работы членов команды с делением полномочий и ответственности, позволяет успешно выполнить поставленную задачу.

### Порядок выполнения работы

#### ЧАСТЬ 1. Экспериментальное определение КПД винтовой пары.

- 1.1. Указать в отчёте вид резьбы винтовой пары.
- 1.2. Сформировать таблицу экспериментальных данных.

Таблица экспериментальных данных

Осевая нагрузка $Q$	Показания индикатора			Момент на винте $M$	$A_{dc}$	$A_{nc}$	$\eta$
	$m_1$	$m_2$	$m_{cp}$				
$H$	мм	мм	мм	Н·мм	Н·мм	Н·мм	-
$Q_1$							
$Q_2$							
...							
						$\eta_{cp} =$	

1.3. Задать величину силы полезного сопротивления  $Q$  (от 5 до 15 Н). Для каждого значения силы  $Q$  нажатием кнопки «Пуск» включить двигатель на цикл работы и при движении гайки вверх снять отсчеты по шкале индикатора. Показания занести в таблицу экспериментальных данных (табл. 1.6).

1.4. Вычислить среднее показание стрелки индикатора для каждого значения силы полезного сопротивления. По тарировочному графику определить моменты на винте  $M$ , Н·мм. Полученные данные занести в таблицу 1.6.

1.5. Выполнить расчёт КПД винтовой пары по экспериментальным данным в следующей последовательности:

- работа движущих сил за один оборот винта:  $A_{dc} = 2\pi \cdot M$ ;

- работа полезных сил за один оборот винта:  $A_{nc} = Q \cdot P_h$ ,

где  $P_h = P \cdot n$  – ход гайки за один оборот винта;

- КПД винтовой пары:  $\eta = \frac{A_{nc}}{A_{dc}}$ .

1.6. Заполнить таблицу 1.6 и определить среднее значение КПД  $\eta_{cp}$ .

## ЧАСТЬ 2. Аналитическое определение КПД винтовой пары.

1.1. Определить приведённый угол трения:

$$\varphi_1 = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\beta}{2}},$$

где  $f = 0,12$  – коэффициент трения скольжения в винтовой паре;

$\beta$  – угол при вершине резьбы:

- для метрической резьбы  $\beta = 60$  град;

- для прямоугольной резьбы  $\beta = 0$  град.

1.2. Определить угол подъёма резьбы:

$$\alpha = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2},$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы:

- для метрической резьбы  $d_2 = d - \frac{3}{4}H$ , а  $H = 0,866025 \cdot P$ ;

- для прямоугольной резьбы  $d_2 = d - H$ , а  $H = 0,5 \cdot P$ .



Основные виды резьб представлены в таблице 1.7.

1.3. По аналитической формуле рассчитать КПД винтовой пары:

$$\eta_{\text{ВП}}^{\text{аналит}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)},$$

1.4. Сформировать структурную схему машинного агрегата и найти его средний КПД, если средний КПД двигателя  $\eta_{\text{дв}} = 0,9$  и КПД редуктора  $\eta_{\text{ред}} = 0,85$ :

$$\eta_{\text{ср}}^{\text{аналит}} = \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ВП}}^{\text{аналит}}.$$

1.5. В отчёт зарисовать развёртку винта согласно заданию по рис 1.10.

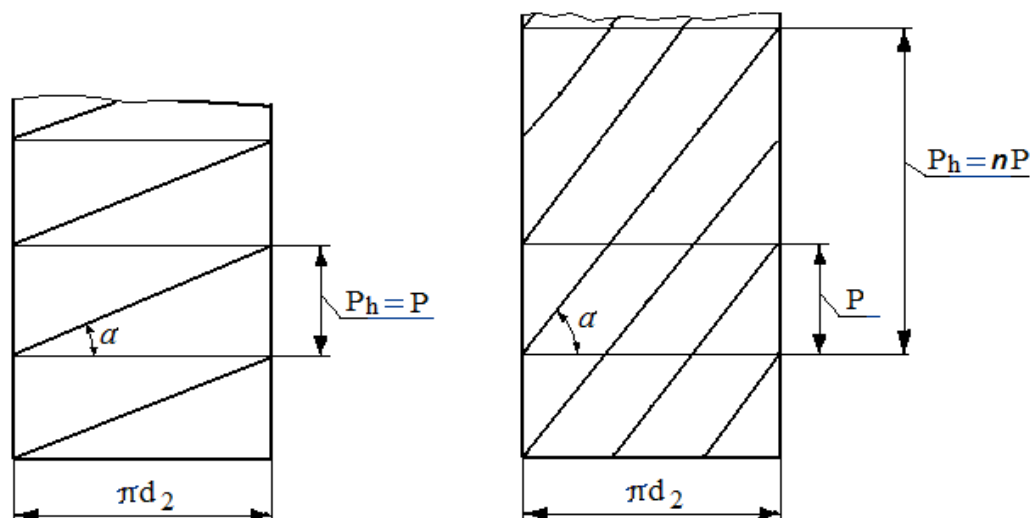


Рис 1.10. Развёртки однозаходного (слева) и трехзаходного ( $n=3$ ) винтов

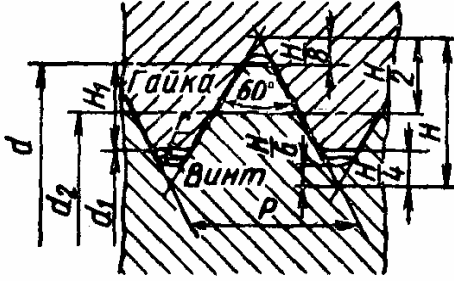
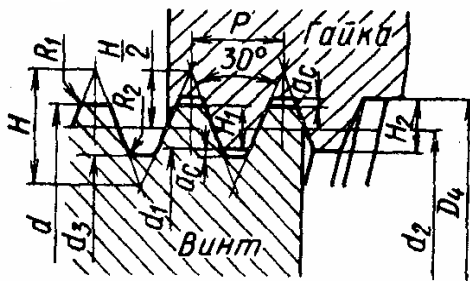
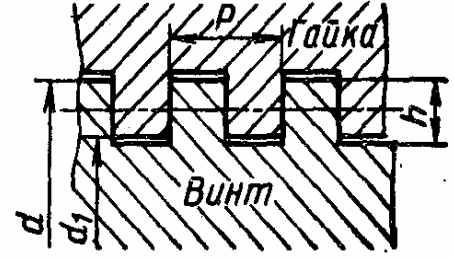
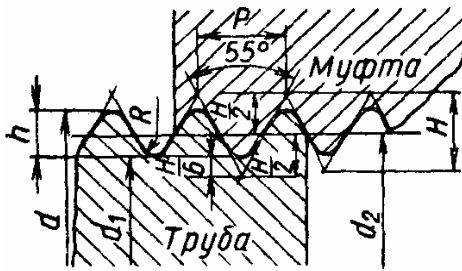
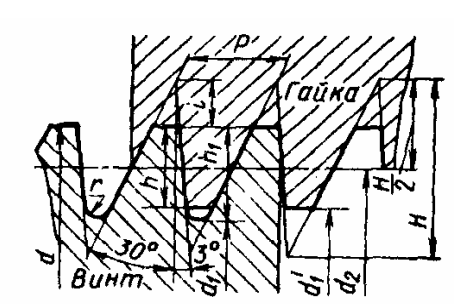
Оформить **вывод к лабораторной работе**, в котором дать сравнительный анализ экспериментального и аналитического значений КПД винтовой пары; указать значение КПД машинного агрегата.

### Контрольные вопросы

1. Как связаны КПД и коэффициент потерь?
2. Из чего складывается работа сил вредного сопротивления?
3. Что такое средний (цикловой) КПД?
4. В чем особенность работы механизма в тяговом режиме?
5. Какие механизмы могут работать в режиме оттормаживания?
6. В каких единицах измеряется коэффициент с трения?
7. Как определяется КПД машинного агрегата при последовательном соединении элементов и при параллельном соединении?
8. Как определить ход гайки на один оборот винта?
9. Как определить наружный диаметр винта и шаг резьбы по ее условному обозначению?
10. Как определить угол подъема резьбы винта и гайки?
11. Какие виды резьб используются в винтовых передачах?

Таблица 1.7

## Основные виды резьб

Тип резьбы	Название, основные соотношения	ГОСТ, обозначения
	<p><b>Метрическая</b>  <math>H=0,866025 \cdot P</math>  <math>H_1=0,541266 \cdot P</math>  <math>r = \frac{H}{6} = 0,144 \cdot P</math></p>	<p>ГОСТ 9150 –  для диаметров от 1 до  600 мм  <math>P=0,25 \div 6</math> мм</p>
	<p><b>Тrapeцидальная</b>  <math>H=1,866 \cdot P</math> <math>H_2=H_1+a_c</math>  <math>H_1=0,5 \cdot P</math> <math>d_3=d-2 \cdot H_2</math>  <math>d_2=d-0,5 \cdot P</math> <math>R_1 \leq 0,5 \cdot a_c</math>  <math>d_1=d-P</math> <math>D_4=d+2 \cdot a_c</math></p>	<p>ГОСТ 9484 –  для диаметров от 8 до  640 мм  <math>P=1,5 \div 8</math> мм</p>
	<p><b>Прямоугольная</b>  <math>h \leq \frac{P}{2}</math></p>	<p>Нестандартизованна</p>
	<p><b>Трубная, цилиндрическая</b>  <math>H=0,960491 \cdot P</math>  <math>h=0,640327 \cdot P</math>  <math>r=0,137329 \cdot P</math></p>	<p>ГОСТ 6357</p>
	<p><b>Упорная</b>  <math>H=1,5878 \cdot P</math>  <math>h_1=0,86777 \cdot P</math>  <math>i=0,4189 \cdot P</math>  <math>r=0,12427 \cdot P</math>  <math>h=0,75 \cdot P</math></p>	<p>ГОСТ 10177 –  для диаметров от 10 до  600 мм  <math>P=2 \div 48</math> мм</p>

### **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. Пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. И доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
2. Фролов, К. Теория механизмов и машин [Текст]: учебник для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – 5-е изд., стереотип. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 664с.
3. Прикладная механика : Учебник для вузов (МО) / Под ред. В.В.Джамая. - М. : Дрофа, 2004. - 414с.