

ПРИДНЕСТРОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Т.Г. ШЕВЧЕНКО

Инженерно-технический институт

Кафедра машиноведения и технологического оборудования

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

Тирасполь, 2016

УДК 531(072.8)
ББК К412р30
Л12

Составители:

А.Н. Попескул, преп.

В.А. Антюхов, преп.

Рецензенты:

Ф.Ю. Бурменко, канд. техн. наук, доц., зав. каф. машиноведения и технологического оборудования

Г.В. Клинк, канд. техн. наук, доц., зав. каф. эксплуатации и ремонта машинно-тракторного парка

Лабораторные работы по теории механизмов и машин:

Л12 Методические указания / Сост. А.Н. Попескул, В.А. Антюхов. – Тирасполь, 2016. – 78 с.

Методические указания составлены в соответствии с утвержденным учебным планом и программой по дисциплине «Теория механизмов и машин» к лабораторным работам для студентов 2 курса очной и 3 курса заочной форм обучения направления 35.03.06 «Агроинженерия» профилей «Технические системы в агробизнесе», «Технический сервис в АПК».

УДК 531(072.8)
ББК К412р30

Рекомендовано Научно-методическим советом ПГУ им. Т.Г. Шевченко

© А.Н. Попескул, В.А. Антюхов
составление, 2016

Оглавление

Введение.....	4
Лабораторная работа №1. Изучение кинематических пар механизмов.....	5
Лабораторная работа №2. Структурный анализ плоских шарнирных механизмов.....	10
Лабораторная работа №3. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов.....	19
Лабораторная работа №4. Определение приведенных моментов инерции рычажных механизмов.....	29
Лабораторная работа №5. Определение коэффициента трения скольжения тел.....	37
Лабораторная работа №6. Определение коэффициента полезного действия винтового механизма.....	41
Лабораторная работа №7. Построение эвольвентных зубчатых профилей методом обкатки.....	48
Лабораторная работа №8. Синтез кулачковых механизмов.....	56
Лабораторная работа №9. Статическое уравновешивание роторов.....	69
Литература.....	77

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин – наука, изучающая общие законы и принципы построения машин. В теории механизмов и машин изучаются свойства отдельных типовых механизмов, широко применяемых в самых различных машинах, приборах и устройствах.

Лабораторные работы являются важным элементом подготовки студентов при изучении курса «Теория механизмов и машин». Лабораторные работы по теории механизмов и машин предназначены для закрепления знаний, полученных при изучении теоретического раздела курса, способствуют более глубокому и детальному изучению дисциплины.

Выполнение лабораторных работ позволит студенту научиться проводить структурный и кинематический анализ рычажных механизмов, ознакомиться с методикой проектирования и изготовления зубчатых и кулачковых механизмов, проводить исследование динамических свойств механизмов, самостоятельно обрабатывать и анализировать полученные результаты опытов и делать соответствующие выводы.

В содержании лабораторных работ приводятся общие и теоретические сведения, представлена методика проведения работ, дано описание лабораторного оборудования, обозначено, что должно содержаться в отчетах по выполненной работе. В конце каждой работы приведены контрольные вопросы.

В целях качественного выполнения лабораторных работ студенту необходимо понять цель работы, изучить теоретический материал, ознакомиться с описанием лабораторной установки и уяснить последовательность выполнения работы.

При составлении отчета о проделанной лабораторной работе студенту следует кратко законспектировать цель работы, необходимые теоретические положения, зарисовать схемы и рисунки механизмов и лабораторного оборудования, привести расчеты и таблицы опытных данных. Для сдачи лабораторной работы необходимо ответить устно или письменно на контрольные вопросы.

Лабораторная работа №1

ИЗУЧЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР МЕХАНИЗМОВ

1.1. Цель работы

Изучить построение различных кинематических пар.
Научиться определять тип кинематической пары и ее класс.

1.2. Общие положения

Механизм есть система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел [1].

Твердые тела, из которых образуется любой механизм, называются звеньями.

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

Элемент кинематической пары – это совокупность точек, линий или поверхностей, которыми одно звено входит в касание с другим звеном при образовании кинематической пары.

Число независимых возможных перемещений звена называется числом степеней свободы.

Свободное твердое тело в пространстве имеет шесть степеней свободы. Это – три поступательных движения вдоль трёх осей координат и три вращательных движения вокруг этих осей.

В зависимости от количества возможных движений кинематическая пара называется одноподвижной, двухподвижной и так далее.

Ограничения, наложенные на относительное движение звеньев в кинематической паре, называются условиями связей.

Класс кинематической пары определяется количеством в ней условий связей.

Обозначим число степеней свободы буквой H , а число связей буквой S . Тогда для свободного твёрдого тела будет выполняться условие: $H = 6$, $S = 0$. Для неподвижного твёрдого тело имеет место условие: $H = 0$, $S = 6$.

В кинематических парах количества степеней свободы и условий связей могут быть от единицы до пяти, однако в сумме это количество во всех парах может быть равным только шести.

В таблице 1.1 представлены классы кинематических пар в зависимости от числа условий связи.

Таблица 1.1

Классы кинематических пар

S	H	$S+H$	Класс кинематической пары	Название пары по количеству движений (степеней свободы)
0	6	6	Свободное твёрдое тело	
1	5	6	1	Пятиподвижная
2	4	6	2	Четырёхподвижная
3	3	6	3	Трёхподвижная
4	2	6	4	Двухподвижная
5	1	6	5	Одноподвижная
6	0	6	Неподвижное соединение твёрдых тел	

На рис. 1.1 приведены примеры кинематических пар различных классов. На рисунке возможные относительные движения элементов пары указаны стрелками.

На рис. 1.1, *а* вторым звеном пары является шар, который относительно плоскости не может двигаться вдоль координатной оси « z » ($S = 1$, $H = 5$), что соответствует *паре первого класса* или *пятиподвижной*.

На рис. 1.1, *б* представлен цилиндр на плоскости, у которого нет поступательного движения вдоль оси « z » и вращательного движения вокруг оси x ($S = 2$, $H = 4$). В результате получается *четырёхподвижная кинематическая пара* или *пара второго класса*. Аналогичным образом присваиваются названия и другим кинематическим парам.

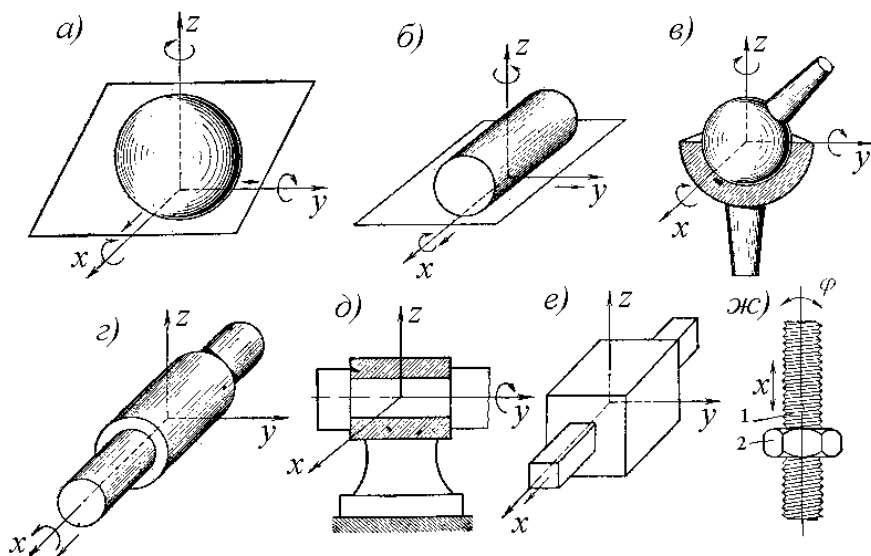


Рис. 1.1. Виды кинематических пар

На рис. 1.1,в показана кинематическая пара *третьего класса* или *трёхподвижная* (она называется *сферическим шарниром*).

На рис. 1.1,г – кинематическая пара *четвёртого класса* или *двухподвижная*, называемая *цилиндрическим шарниром*.

На рис. 1.1,д – кинематическая пара *пятого класса* или *одноподвижная*, называемая *вращательной парой* (она называется также просто *шарниром*).

На рис. 1.1,е – также кинематическая пара *пятого класса*, называемая *поступательной парой*.

На рис. 1.1,ж изображена *винтовая кинематическая пара*, обладающая двумя движениями, однако в ней независимым является одно движение (вращательное), поэтому она относится к *пятому классу*.

Поверхности, линии, точки звена, по которым оно может соприкаться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называются элементами кинематической пары.

Как было указано выше, образуя кинематическую пару звенья могут соприкасаться в точке, по линии или по всей поверхностях.

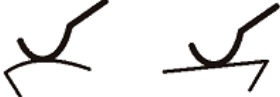
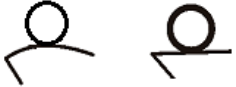
Если касание элементов кинематической пары происходит по линии или в точке, то кинематическая пара *высшая*. На рис. 1.1. высшими являются пары 1-го класса (рис. 1.1,а) и 2-го класса (рис. 1.1,б).

Если касание звеньев происходит по поверхности, то кинематическая пара будет *низшая*. На рис. 1.1. низшими являются пары 3-го класса (рис. 1.1,в), 4-го класса (рис. 1.1,г) и 5-го класс (рис. 1.1,д,е,ж).

Таблица 1.2

Условные обозначения кинематических пар

№ п/п	Тип кинематической пары	Графическое изображение на схемах
1	Вращательная	
2	Поступательная	
3	Винтовая	
4	Цилиндрический шарнир	
5	Сферический шарнир	

№ п/п	Тип кинематической пары	Графическое изображение на схемах
6	Линейная	
7	Точечная	

1.3. Описание лабораторного оборудования

Лабораторное оборудование включает комплект моделей кинематических пар разных типов и классов.

1.4. Порядок выполнения работы

- 1) Изучить строение предложенных моделей кинематических пар.
- 2) Нарисовать рисунки внешнего вида заданных кинематических пар и их условные обозначения на схемах.
- 3) Определить класс заданных кинематических пар по числу условий связи.
- 4) Определить тип кинематической пары по характеру касания элементов.

1.5. Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- 1) Цель работы.
- 2) Схемы кинематических пар с записями определенных классов и типов.

1.6. Контрольные вопросы

- 1) Что называется кинематической парой?
- 2) Что такое элемент кинематической пары?

- 3) Как определить подвижность кинематической пары?
- 4) Как определяется класс кинематической пары в зависимости от числа условий связи?
- 5) Какие кинематические пары называются высшими, и какие – низшими?

Лабораторная работа №2

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Цель работы

Составление кинематических схем и выполнение структурного анализа механизмов.

2.2. Общие сведения

Под структурой механизма понимают число звеньев, число и классы кинематических пар. Структурный анализ механизмов проводится для облегчения кинематического, силового и динамического анализа механизма.

Основной принцип образования механизмов был сформулирован русским ученым Л.В. Ассуром. Структурный анализ плоского механизма состоит в расчленении механизма на группы Ассура.

Группа Ассура – это кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности относительно тех звеньев, с которыми входят в кинематические пары свободные элементы ее звеньев, и не распадающаяся на более простые цепи, обладающие также нулевой степенью подвижности [5].

В плоских механизмах с вращательными и поступательными парами имеется пять видов групп Ассура II класса в зависимости от сочетания вращательных и поступательных пар. Группы II класса могут быть только

группами второго порядка (двухповодковыми), т.е. число элементов, которыми каждая группа присоединена к ведущему звену и стойке, не может быть меньше двух. На рисунке 2.1 представлены группы второго класса (пять видов).

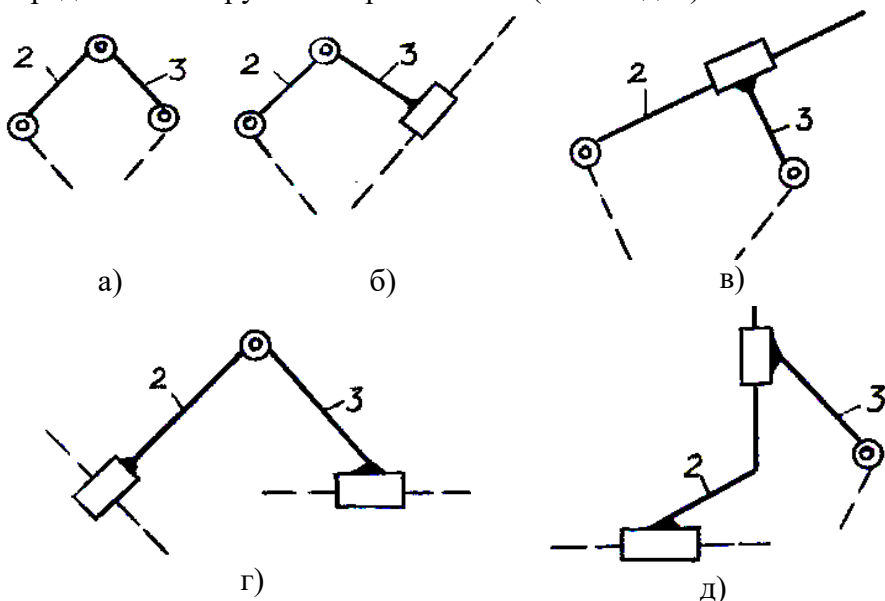


Рис. 2.1. Виды групп второго класса:

- а) Группа II класса 1-го вида; б) Группа II класса 2-го вида; в) Группа II класса 3-го вида; г) Группа II класса 4-го вида; д) Группа II класса 5-го вида

Для групп Ассура II класса имеем: $n = 2$; $p_5 = 3$, (n – число звеньев группы; p_5 – число пар V-го класса).

Это простейшее сочетание чисел звеньев и пар в группе. Значит, группа, имеющая два звена и три пары V класса, называется группой II класса второго порядка.

Группа Ассура III класса третьего порядка – это группа, имеющая четыре звена и шесть пар V класса, т.е. $n = 4$; $p_5 = 6$.

Отличительной особенностью групп III класса является наличие базисного звена. Группа Ассура третьего класса показана на рисунке 2.2.

Такое же число звеньев и пар ($n = 4$; $p_5 = 6$) содержит группа Ассура IV класса, но ее отличительной особенностью

является наличие двух базисных звеньев (2, 4) и четырехстороннего замкнутого подвижного контура (ACED). Группа IV класса показана на рисунке 2.3.

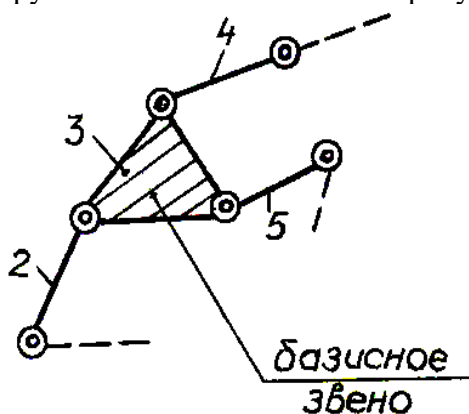


Рис. 2.2. Группа III класса третьего порядка

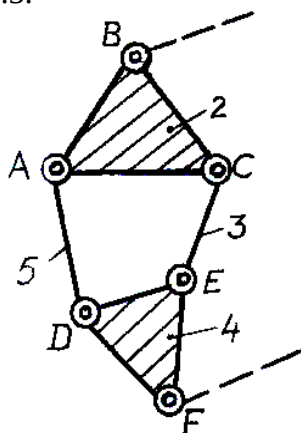


Рис. 2.3. Группа IV класса второго порядка

При расчленении механизма на группы Ассура нужно придерживаться следующей последовательности:

1) Определить степень подвижности механизма или по числу ведущих звеньев или по формулам П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (2.1)$$

$$W = 3n - 2p_5 \quad (2.2)$$

где n – число подвижных звеньев;

p_4 – число пар IV класса;

p_5 – число пар V класса.

2) Отсоединить от механизма группы II класса, наиболее удаленные от ведущего звена. При этом необходимо каждый раз после отсоединения группы проверить обладает ли оставшаяся кинематическая цепь той же степенью подвижности, что и первоначальный механизм, и чтобы не оставалось вообще элементов звеньев, не входящих в кинематические пары.

3) Если попытки отсоединить группы II класса не дадут решения, то надо переходить к попыткам отсоединить группы III класса и т.д.

4) После выделения всех групп должны остаться стойка и ведущее звено (ведущие звенья), т.е. механизм I класса (механизмы I класса).

Для вычерчивания кинематической схемы механизма по заданной модели необходимо выявить отдельные звенья: кривошпы, ползуны, шатуны, коромысла.

Условные изображения этих звеньев, входящих в кинематические пары, показаны на рисунке 2.4.

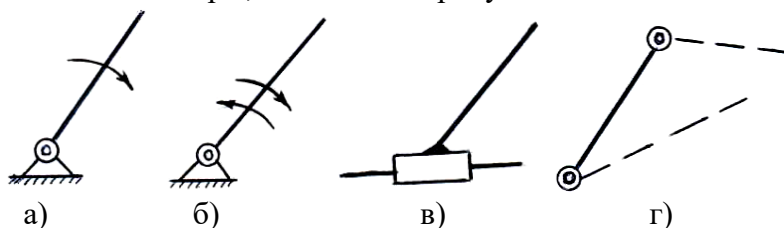


Рис. 2.4. Виды звеньев механизма:

а) кривошип ; б) коромысло; в) ползун; г) шатун

Если модели механизмов приводятся в движение эксцентриковым устройством, то кинематическую схему механизма можно изобразить, как показано на рис. 2.5.

Если у моделей механизмов имеются звенья, внутри которых, как в направляющих, могут перемещаться ползуны по специальным направляющим, то такие устройства в виде кинематической схемы можно изобразить, как *показано* на рис. 2.6.

Для расчленения вычерченной схемы на группы Ассура нужно из схемы выделить смежные звенья с кинематическими парами, начиная с наиболее удаленных от ведущих звеньев, таким образом, чтобы каждой паре соединенных между собой звеньев принадлежало бы три кинематические пары (это группы Ассура II класса). При выделении групп Ассура II класса кинематическую пару можно использовать только один раз. Выделить группу Ассура II класса должны таким образом,

чтобы в оставшейся схеме не было бы одиноких ("болтающихся") звеньев.

При выделении из кинематической схемы звеньев попарно может встретиться случай невозможности разбиения механизма только на группы Ассура II класса (остаются при любых попытках выделения группы одинокие или "болтающиеся" звенья).

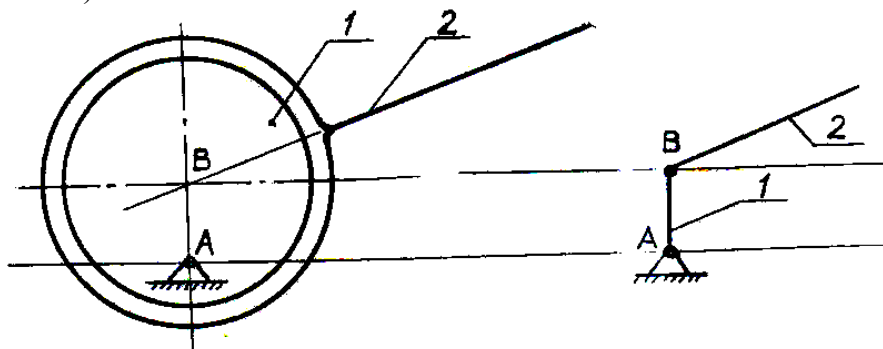


Рис. 2.5. Эксцентриковое устройство:
1 – эксцентрик, 2 – рукоятка

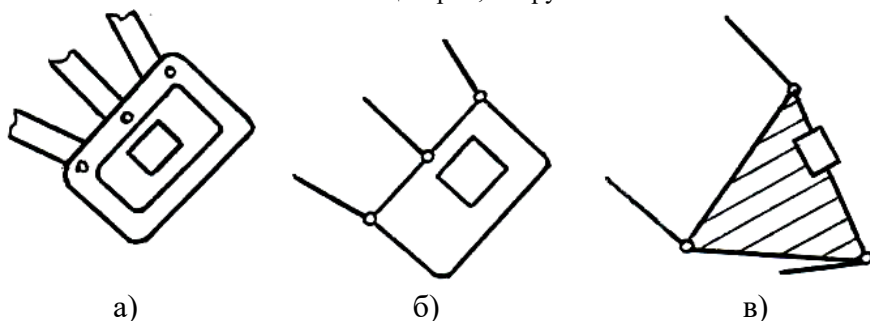


Рис. 2.6. Направляющие для ползуна:

а) изображение близкое к конструкции; б, в) изображение на кинематических схемах.

В этом случае нужно попытаться выделить из схемы группу или группы Ассура III класса, характеризующиеся наличием базисного звена. При этом число выделенных звеньев должно быть четыре, а количество кинематических пар равно шести. В состав группы Ассура III класса могут входить как вращательные, так и поступательные пары, как показано на рис. 2.7.

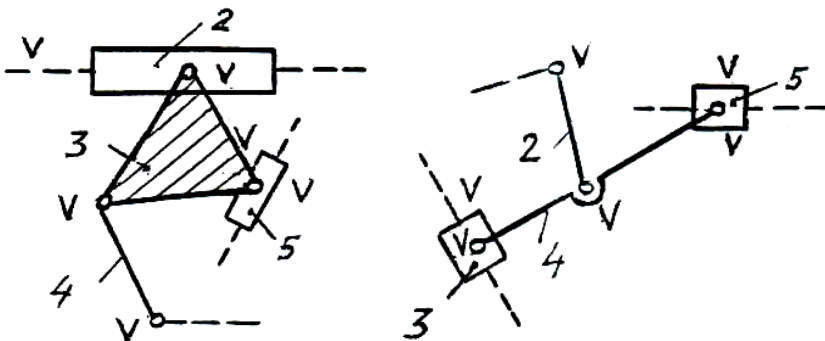


Рис. 2.7. Группы Ассура III класса

Рассмотрим кинематическую схему механизма, представленную на рис. 2.8.

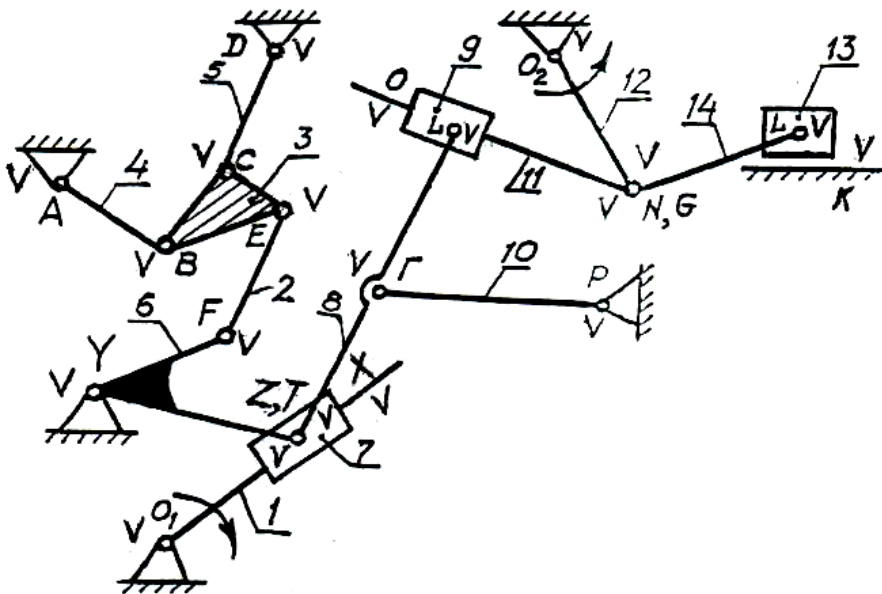


Рис. 2.8. Кинематическая схема механизма

Проведем структурный анализ механизма. Пронумеруем все подвижные звенья и классы кинематических пар, как это показано на рис. 2.8. В данном механизме $n = 14$ и $p_5 = 20$. Определяем степень подвижности механизма по формуле П.Л. Чебышева:

$$W = 3 \cdot 14 - 2 \cdot 20 = 2 \quad (2.3)$$

Значит, механизм имеет два ведущих звена, которым должны быть заданы два независимых движения. Выбираем за ведущие звенья 1 и 12.

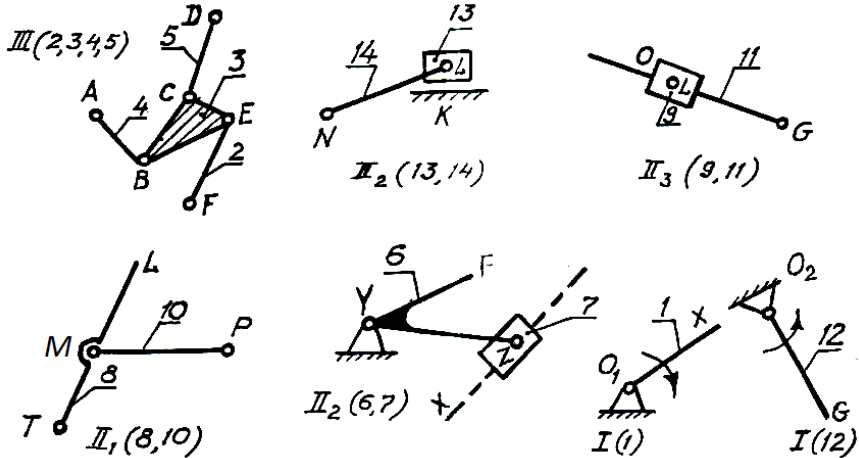


Рис. 2.9. Последовательность выполнения структурного анализа

Расчленим схему механизма на группы Ассура. Каждую группу Ассура изображаем отдельно, как показано на рисунке 2.9. Наиболее удаленными от начальных звеньев 1 и 12 являются звенья 2, 3, 4, 5 с кинематическими парами A, B, C, D, E, F , это группа Ассура III класса.

Если бы мы попытались отделить звенья 4 и 3, то после их отделения в оставшейся схеме остается одинокое, "болтающееся" звено 5. А при попытке отделить звенья 3, 5 – остается свободным звено 4, чего не должно быть.

Степень подвижности группы III (2,3,4,5):

$$W_{ГР} = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0 \quad (2.4)$$

Далее рассмотрим звенья 13 и 14 с кинематическими парами K, L, N . Они составят группу Ассура II класса второго вида, т.е. II₂ (13, 14). В дальнейшем от кинематической цепи можно отделить группу Ассура II класса 3 вида из звеньев 11 и 9 с кинематическими парами G, L, O .

Далее отделяем звенья 10, 8 с парами Р, М,Т. Это группа Ассура II класса 1-го вида.

Далее отсоединяем звенья 6, 7 с парами Х, Y, Z. Это группа Ассура II класса 2 вида.

Оставшиеся после расчленения механизма звенья 1 и 12 с кинематическими парами O_1 и O_2 являются механизмами I класса.

Состав и последовательность присоединения групп Ассура в механизме называется формулой строения механизма, ее вид будет:

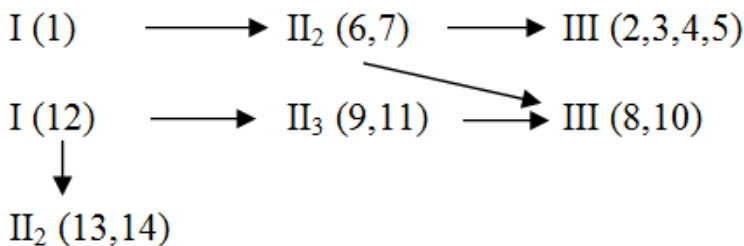


Рис. 2.10. Формула строения механизма

Обозначения, применяемые в формуле строения механизма, читаются так:

I (1) – механизм I класса, включает в себя звено 1;

Цепь II (6,7) – группа Ассура II класса 2 вида состоит из звеньев 6 и 7;

Цепь III (2,3,4,5) – является группой Ассура III класса, включает в себя звенья 2,3,4,5 и т.д.

Стрелки, стоящие между ними в формуле строения, указывают порядок присоединения групп. Основной принцип образования механизмов заключается в последовательном присоединении к начальным (ведущим) звеньям и стойке групп Ассура, структурная формула которых удовлетворяет условию:

$$W_{ГР} = 3n - 2p_5 - p_4 = 0 \quad (2.5)$$

2.3. Порядок выполнения работы

1) Получить у преподавателя модель механизма, описать его работу и составить кинематическую схему в выбранном масштабе.

2) Пронумеровать подвижные звенья и обозначить прописными буквами кинематические пары и их класс.

3) Подсчитать степень подвижности механизма по формуле (2.1):

4) Заменить высшую пару IV класса на низшую пару V класса и изобразить заменяющий (эквивалентный) механизм.

5) Выявить «лишние» звенья и «лишние» степени свободы.

6) Отбросив «лишние» звенья и «лишние» связи, изобразить кинематическую схему механизма и подсчитать степень ее подвижности по формуле (2.2)

7) Выбрать ведущее (ведущие) звено и задать направление его движения.

8) Провести структурный анализ механизма. Каждую группу изобразить отдельно с указанием класса и вида. Изобразить механизм (механизмы) I класса и подсчитать степень подвижности групп и механизма I класса.

9) Записать формулу строения механизма.

2.4. Содержание отчета

1) Цель работы.

2) Кинематическая схема механизма в выбранном масштабе.

3) Порядок определения степени подвижности механизма.

4) Структурный анализ с изображением групп Ассура и ведущего звена со стойкой.

5) Формула строения механизма.

2.5. Контрольные вопросы

1) Какие кинематические схемы называются группами Ассура (структурными группами)?

- 2) Чему равна степень подвижности механизма?
- 3) Чему равна степень подвижности механизма I класса (ведущего звена со стойкой)?
- 4) Какие группы являются группами второго, третьего, четвертого класса?
- 5) Какие и сколько видов имеет группа Ассура второго класса?
- 6) Последовательность структурного анализа механизма.
- 7) Основной принцип образования механизма.

Лабораторная работа №3

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1. Цель работы

Определение кинематических характеристик механизмов методом построения планов скоростей и ускорений.

3.2. Общие сведения

Задачей кинематического анализа является определение линейных скоростей и ускорений точек звеньев и угловых скоростей и ускорений всех звеньев графо–аналитическим методом, т.е. методом построения планов скоростей и ускорений [2].

Планы скоростей и ускорений имеют следующие свойства:

- 1) В полюсе плана скоростей (ускорений) линейные скорости (ускорения) равны нулю.
- 2) Лучи, проведенные из полюса плана скоростей (ускорений) до соответствующих точек, обозначают

абсолютные линейные скорости (ускорения) аналогичных точек звеньев механизмов в выбранном масштабе.

3) Отрезки, соединяющие концы лучей, соответствуют относительным скоростям (ускорениям) соответствующих точек звеньев в принятом масштабе.

4) Отрезки прямых, соединяющих точки на схеме механизма, и отрезки прямых, соединяющих концы векторов скоростей (ускорений) этих точек, образуют подобные сходственно расположенные фигуры.

5) Направление угловых скоростей (ускорений) определяются направлением возможности поворота звена на схеме механизма вектором относительной скорости (ускорения) плана скоростей (ускорений), приложенным к соответствующей точке звена механизма.

6) Концы векторов абсолютных скоростей (ускорений) на планах скоростей (ускорений) обозначаются теми же буквами латинского алфавита (но строчными), что и соответствующие точки на плане механизма. Например, для механизма, изображенного на рисунке 3.1 на плане скоростей вектор ab соответствует звену плана механизма AB и обозначает относительную скорость точки B относительно точки A звена AB .

3.3. Построение плана скоростей механизма

Рассмотрим пример построения планов скоростей и ускорений для механизма, представленного на рисунке 3.1.

План механизма построен в масштабе, который определяется по формуле:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{(AB)}, \text{ м/мм} \quad (3.1)$$

Где l_{AB} – истинная длина звена AB , м;

AB – длина звена AB , измеренная на плане механизма, мм;

Последовательность кинематического анализа определяется формулой строения механизма, полученной в

результате структурного анализа. Формула строения рассматриваемого механизма:

$$I(4, 1) - II(2, 3) \quad (3.2)$$

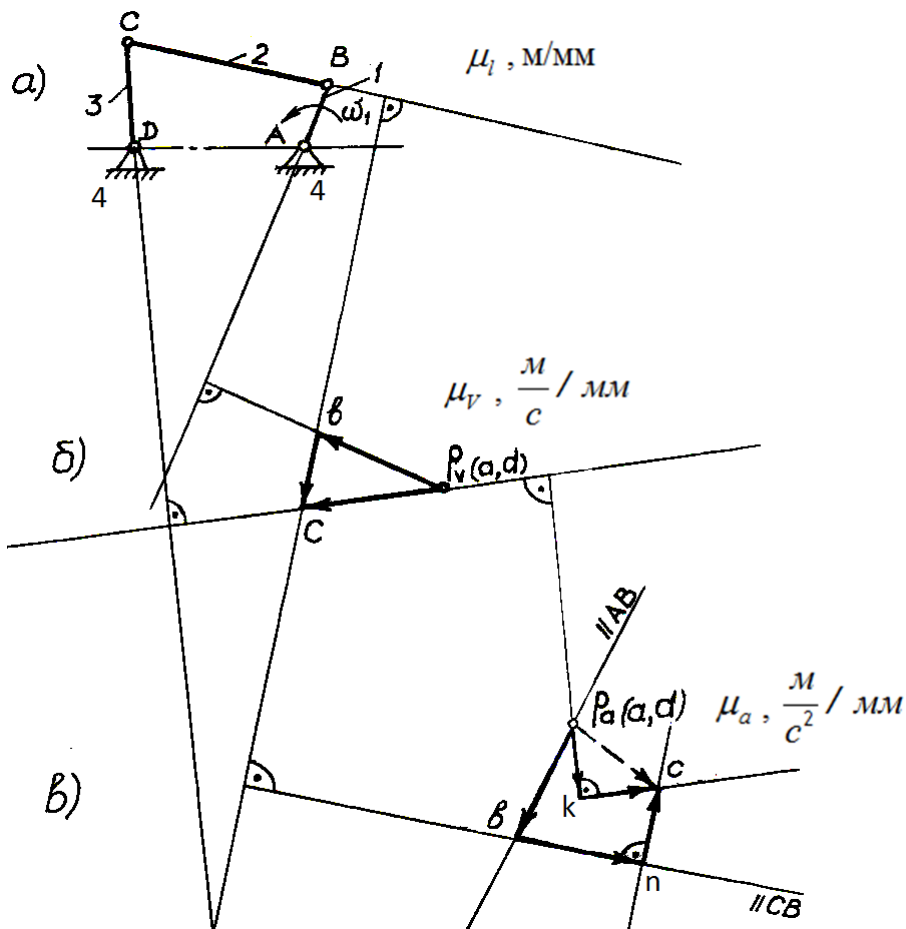


Рис. 3.1. План скоростей и ускорений
а) кинематическая схема механизма; б) план скоростей; в) план ускорений

Кинематический анализ необходимо начинать с ведущего звена со стойкой (механизма I класса), затем переходить к

кинематическому анализу групп Ассура второго класса первого вида $\Pi_1 (2, 3)$, состоящей из 2 и 3 звеньев.

Угловая скорость ведущего звена постоянная $\omega_1 = \text{const}$.

Для построения плана скоростей (ускорений) необходимо графически решить векторные уравнения:

1) Рассмотрим механизм первого класса $I (4, 1)$ и определим скорость точки B . Для этого запишем векторное уравнение:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \quad (3.3)$$

где $\bar{V}_A$ – вектор скорости точки A ;

$\bar{V}_B$ – вектор действительной скорости точки B ;

$\bar{V}_{BA}$ – вектор относительной скорости точки B при вращательном движении вокруг точки A .

Вектор $\bar{V}_{BA}$ направлен перпендикулярно звену (AB) в сторону $\omega_1 (V_{BA} \perp AB)$ и определяется по формуле:

$$V_B = V_{BA} = \omega_1 \cdot l_{AB}, \text{ м/с} \quad (3.4)$$

2) Выбираем место для полюса плана скоростей (точка p_v), решаем векторное уравнение графически (рис. 3.1,б).

Так как точка A принадлежит стойке 4, ее скорость равна нулю. Поэтому точка A будет совпадать с полюсом плана скоростей и будет обозначена буквой (a) . Из полюса (p_v) откладываем вектор $(p_v b) = \bar{ab}$, изображающий на плане скоростей вектор скорости $\bar{V}_{BA}$, перпендикулярно звену AB . Длиной отрезка $(p_v b)$ мы предварительно задаемся.

Определяем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_{BA}}{ab} = \frac{V_{BA}}{(p_v b)} = \frac{\omega_1 \cdot l_{AB}}{(p_v b)}, (\text{м/с})/\text{мм} \quad (3.5)$$

3) Рассмотрим группу Ассура $\Pi_1 (2,3)$ и определим скорость точки C .

Точка C движется определенным образом относительно точки B , поэтому мы можем записать векторное уравнения:

$$\bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{CB} \quad (3.6)$$

где $\bar{V}_C$ – вектор действительной скорости точки C ;

$\bar{V}_{CB}$ – вектор относительной скорости точки C при вращательном движении вокруг точки B , $\bar{V}_{CB} \perp CB$.

На плане скоростей из конца вектора (ab) проводим направление вектора скорости $\bar{V}_{CB}$ перпендикулярно звену BC .

Также точка C вращается относительно точки D , поэтому мы можем записать другое векторное уравнения:

$$\bar{V}_C = \bar{V}_D + \bar{V}_{CD} \quad (3.7)$$

где $\bar{V}_D$ – вектор действительной скорости точки D ;

$\bar{V}_{CB}$ – вектор относительной скорости точки C при вращательном движении вокруг точки B , $\bar{V}_{CB} \perp CB$.

Так как точка D принадлежит стойке 4, то ее скорость равна нулю ($V_D = 0$). Поэтому точка (d) будет совпадать с полюсом плана скоростей (p_v).

Из точки d проводим направление вектора скорости $\bar{V}_{CD}$ перпендикулярно звену CD . Пересечение векторов $\bar{V}_{CB}$ и $\bar{V}_{CD}$ даст на плане скоростей точку (c) .

Определим числовые значения скоростей:

$$V_{CB} = (bc) \cdot \mu_v, \text{ м/с} \quad (3.8)$$

$$V_C = (pvc) \cdot \mu_v, \text{ м/с} \quad (3.9)$$

4) Определим величину угловых ускорений звеньев 2 и 3:

$$\omega_2 = \frac{V_2}{l_{CB}} = \frac{(bc) \cdot \mu_v}{(BC) \cdot \mu_l}, \text{ с}^{-1} \quad (3.10)$$

$$\omega_3 = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{(dc) \cdot \mu_v}{(CD) \cdot \mu_l}, \text{ с}^{-1} \quad (3.11)$$

5) Определим направление угловых скоростей звеньев 2 и 3. Направление угловых скоростей определяется по направлению векторов относительных скоростей соответствующих точек звена.

Например, направление ω_2 определяется направлением вектора (bc) . Для этого вектор (bc) из плана скоростей условно переносим в точку C звена BC . Вектор (bc) поворачивает звено CB вокруг точки B против часовой стрелки, поэтому угловая скорость ω_2 направлена против часовой стрелки, как показано на рисунке 3.2.

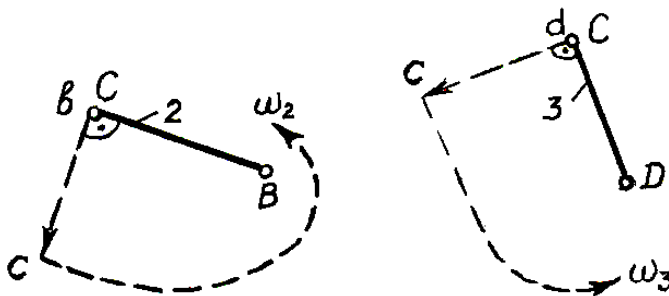


Рис. 3.2. Определение направлений угловых скоростей

3.4. Построение плана ускорений

Записываем и решаем векторные уравнения в той же последовательности, что и при построении плана скоростей.

1) Определим ускорение точки B . Для этого запишем векторное уравнение:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^{\tau} \quad (3.12)$$

где $\bar{a}_A$ – ускорение точки A ($a_A = 0$, т.к. точка A принадлежит стойке 4);

$\bar{a}_{BA}^n$ – нормальное (центростремительное) ускорение, направленное к «центру», т.е. к точке A , параллельно звену AB ($\bar{a}_{BA}^n // AB$);

$\bar{a}_{BA}^{\tau}$ – тангенциальное (касательное) ускорение равно нулю.

По условию $\omega_1 = \text{const}$, поэтому a_{BA}^r равно нулю и угловое ускорение ε_1 ведущего звена также равно нулю:

$$a_{BA}^r = 0 \text{ и } \varepsilon_1 = 0$$

Определим числовой значение ускорения точки B :

$$a_B = a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB}, \text{ м/с}^2 \quad (3.13)$$

2) Выбираем полюс плана ускорений (точка p_a) (рис. 3.1,в).

Ускорение точки A равно нулю, значит она будет совпадать с полюсом плана ускорений (точка a).

Из полюса (p_a) откладываем отрезок $(ab) = \overline{(p_a b)}$, изображающий на плане ускорений вектор ускорения $\overline{a_{BA}^n}$, он параллелен звену BA и направлен к центру вращения (точке A).

Длиной отрезка $(p_a b)$ мы предварительно задаемся.

Определим масштабный коэффициент по формуле:

$$\mu_a = \frac{a_{BA}}{(p_a b)} = \frac{a_{BA}^n}{(p_a b)}, (\text{м/с}^2)/\text{мм} \quad (3.14)$$

3) Определим ускорение точки C .

Точка C движется относительно точки B , поэтому запишем векторное уравнение:

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^r} \quad (3.15)$$

где $\overline{a_C}$ – вектор действительного ускорения точки C ;

$\overline{a_{CB}^n}$ – вектор нормального относительного ускорения точки C при вращении вокруг точки B , $\overline{a_{CB}^n} \parallel BC$

$\overline{a_{CB}^r}$ – вектор касательного относительного ускорения точки C , при вращении вокруг точки B , $\overline{a_{CB}^r} \perp BC$.

Определим нормальное ускорение $\overline{a_{CB}^n}$:

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB}, \text{ м/с}^2 \quad (3.16)$$

где l_{CB} – действительная длина звена BC

Также точка C вращается относительно точки D , поэтому запишем другое векторное уравнение:

$$\bar{a}_C = \bar{a}_D + \bar{a}_{CD}^n + \bar{a}_{CD}^\tau \quad (3.17)$$

где $\bar{a}_D$ – вектор действительного ускорения точки D ($a_D = 0$, т.к. точка D принадлежит стойке 4);

$\bar{a}_{CD}^n$ – вектор нормального относительного ускорения точки C при вращении вокруг точки D , $\bar{a}_{CD}^n \parallel CD$

$\bar{a}_{CD}^\tau$ – вектор касательного относительного ускорения точки C , при вращении вокруг точки D , $\bar{a}_{CD}^\tau \perp CD$.

Определим нормальное ускорение $\bar{a}_{CD}^n$:

$$a_{CD}^n = \omega^2 \cdot l_{CD}, \text{ м/с}^2 \quad (3.18)$$

где l_{CD} – действительная длина звена CD .

Из конца вектора (ab) плана ускорений параллельно звену BC в направлении к центру вращения (точка B) проводим вектор (bn) , соответствующий в масштабе μ_a вектору нормального ускорения a_{CB}^n .

Из конца вектора (bn) перпендикулярно ему, проводим направление вектора тангенциального ускорения a_{CB}^τ , величина которого пока неизвестна.

Из полюса параллельно звену CD в направлении к центру вращения (точка D) проводим вектор (dk) центростремительного ускорения a_{CD}^n в масштабе μ_a , его величина известна.

Затем из конца вектора (dk) проводим перпендикуляр, соответствующий касательному ускорению a_{CD}^τ . Линии векторов, соответствующих тангенциальным ускорениям a_{CB}^τ и a_{CD}^τ пересекутся, и на их пересечении будет находится точка (c) .

Соединяем точку (c) с полюсом (p_a) плана ускорений и получим отрезок $p_a c$, который изображает вектор a_C действительного ускорения точки C .

Найдем числовые значения ускорений:

$$a_{CB} = (bc) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.19)$$

$$a_{CB}^\tau = (nc) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.20)$$

$$a_{CD} = (cd) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.21)$$

$$a_{CD}^\tau = (kc) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.22)$$

$$a_C = (p_a c) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2 \quad (3.23)$$

4) Определяем величину угловых ускорений звеньев 2 и 3:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}} = \frac{(nc) \cdot \mu_a}{l_{CB}}, \text{ с}^{-2} \quad (3.24)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^\tau}{l_{CD}} = \frac{(kc) \cdot \mu_a}{l_{CD}}, \text{ с}^{-2} \quad (3.25)$$

Порядок определения направлений угловых ускорений ε_2 и ε_3 показано на рисунке 3.3.

Например, направление ε_2 определяется направлением вектора (nc) . Для этого вектор (nc) из плана ускорений условно переносим в точку C звена BC . Вектор (nc) поворачивает звено CB вокруг точки B по часовой стрелке, поэтому угловое ускорение ε_2 направлено по часовой стрелке, как показано на рисунке 3.3.

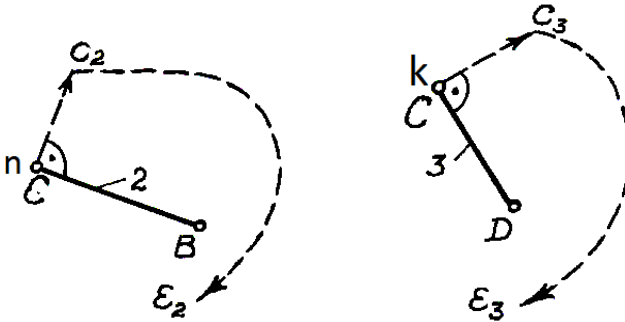


Рис. 3.3. Определение направлений угловых ускорений

3.5. Порядок выполнения работы

- 1) В масштабе μ_l построить кинематическую схему механизма, заданного в лабораторной работе №2. Написать формулу строения механизма.
- 2) Построить план скоростей в масштабе μ_v .
- 3) Определить по величине из плана скоростей скорости всех точек механизма.
- 4) Определить величину и направление угловых скоростей звеньев механизма.
- 5) Построить план ускорений в масштабе μ_a .
- 6) Определить полные ускорения всех точек механизма из плана ускорений.
- 7) Определить величину и направление угловых ускорений звеньев механизма.

3.6. Содержание отчета

- 1) Цель работы.
- 2) План механизма в масштабе.
- 3) План скоростей и план ускорений, построенные в масштабе.
- 4) Определение величин скоростей точек механизма по построенному плану скоростей.
- 5) Определение величин ускорений точек механизма по плану ускорений.
- 6) Определение величин и направлений угловых скоростей и ускорений звеньев механизма (с указанием направлений на звеньях механизма).

3.7. Контрольные вопросы

- 1) Что называется планом скоростей (ускорений)?
- 2) Чем определяется последовательность кинематического анализа механизма?

3) Какими буквами латинского алфавита принято обозначать точки на плане механизма, на планах скоростей и ускорений?

4) Как вычисляется масштабный коэффициент длины (скорости, ускорения)?

5) Как по планам скоростей и ускорений найти величину скоростей и ускорений точек механизма?

6) Как по плану скоростей (ускорений) найти направление угловых скоростей (угловых ускорений) звеньев механизма?

Лабораторная работа №4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

4.1. Цель работы

Изучить методику экспериментального определения приведенного момента инерции плоских механизмов.

4.2. Общие сведения

Задача определения закона движения механизма упрощается, если массу всех подвижных звеньев заменить условной эквивалентной массой, сосредоточенной на звене приведения. В качестве звена приведения удобно использовать входное звено механизма.

Для определения величины приведенной массы m_{II} или приведенного момента инерции J_{II} этой массы относительно оси вращения звена приведения необходимо рассчитать величину кинетической энергии всех звеньев механизма в определенном положении и приравнять ее к кинетической энергии звена

приведения. В результате формула для расчета приведенного момента инерции плоского механизма примет вид:

$$J_{\Pi} = \sum_1^n \left(\frac{m_i \cdot v_{Si}^2}{\omega_{\Pi}^2} + \frac{J_{Si} \cdot \omega_i^2}{\omega_{\Pi}^2} \right) \quad (4.1)$$

где m_i – масса i -го звена;

J_{Si} – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс данного звена;

v_{Si} – скорость центра масс i -го звена;

ω_i – угловая скорость i -го звена;

ω_{Π} – угловая скорость звена приведения;

n – число подвижных звеньев.

Для динамического анализа механизма необходимо знать закон изменения приведенного момента инерции в зависимости от положения звена приведения, что требует многократного решения уравнения (4.1) при известных значениях ω_i и J_{Si} , а

также отношений $\frac{v_{Si}}{\omega_{\Pi}}$ и $\frac{\omega_i}{\omega_{\Pi}}$ для каждого положения механизма.

Для механизмов, звенья которых достаточно жестки, зазоры в кинематических парах малы, а потери на трение в них незначительны, величину приведенного момента инерции можно определить экспериментально, исключив достаточно большой объем вычислительной работы. Этот метод не требует разборки механизма и определения масс и моментов инерции отдельных его звеньев. Механизм фиксируют в выбранном положении, а затем раскачивают периодической силой, частоту приложения которой регулируют и доводят систему до резонанса, когда частота собственных колебаний механизма совпадает с частотой воздействия приложенной силы, раскачивающей механизм.

Динамическая модель механизма представляется в виде приведенной массы m_{Π} , закрепленной на упругих элементах, жесткость которых равна c (рис. 4.1).

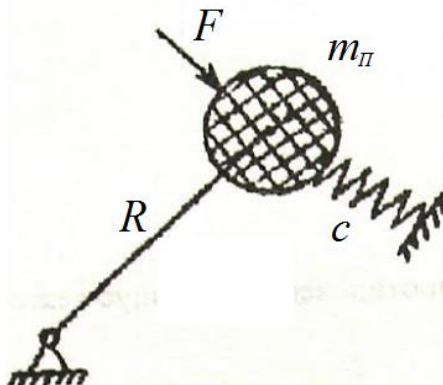


Рис. 4.1. Динамическая модель механизма:
 F – возмущающая сила; m_{Π} – приведенная масса;
 c – жесткость пружины; R – радиус маятника

Явление резонанса наступает при совпадении частот собственных колебаний механизма k и вынужденных колебаний ω , т. е. при $k = \omega$:

$$k = \sqrt{\frac{c}{m_{\Pi}}} = \omega = \frac{2\pi}{T} \quad (4.2)$$

где T – период вынужденных колебаний, с.

Из уравнения (4.2) получим:

$$m_{\Pi} = \frac{T^2 \cdot c}{4\pi^2}, \text{ кг} \quad (4.3)$$

Величина приведенного момента инерции J_{Π} зависит от радиуса R маятника, к которому прикреплена приведенная масса m_{Π} (рис. 4.1):

$$J_{\Pi} = m_{\Pi} \cdot R^2 \quad (4.4)$$

4.3. Описание лабораторной установки

Определение приведенного момента инерции шарнирно-рычажных механизмов экспериментальным методом проводится на установке ТММ-46, на которой устанавливают один из

следующих механизмов: кривошипно-коромысловый, кривошипно-кулисный и кривошипно-ползунный.

Установка с кривошипно-коромысловым механизмом (рис. 4.2) состоит из кривошипного узла 2 и коромысла 3, соединенных между собой шатуном 4. Коромысло имеет диаметрально расположенную штангу 5 со шкалами и грузами 6 для изменения момента инерции коромысла.

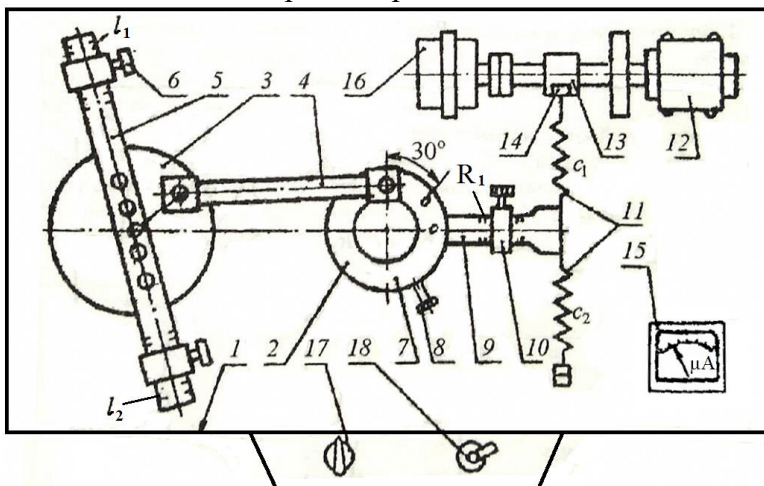


Рис. 4.2. Исследование кривошипно-коромыслового механизма

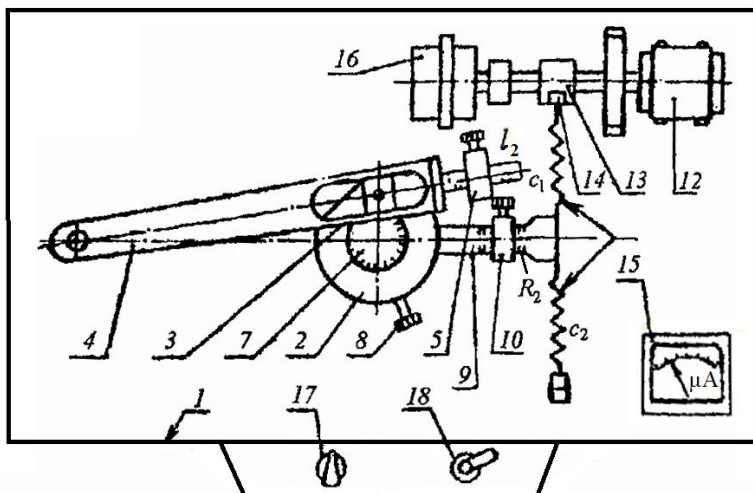


Рис. 4.3. Исследование кривошипно-кулисного механизма

Установка с кривошипно-кулисным механизмом (рис. 4.3) включает кривошипный узел 2, камень 5, кулису 4. На кулисе нанесена шкала и установлен груз 5 для изменения момента инерции кулисы.

Установка с кривошипно-ползунным механизмом (рис. 4.4) содержит кривошипный узел 2 и ползун 5, соединенные между собой шатуном 4.

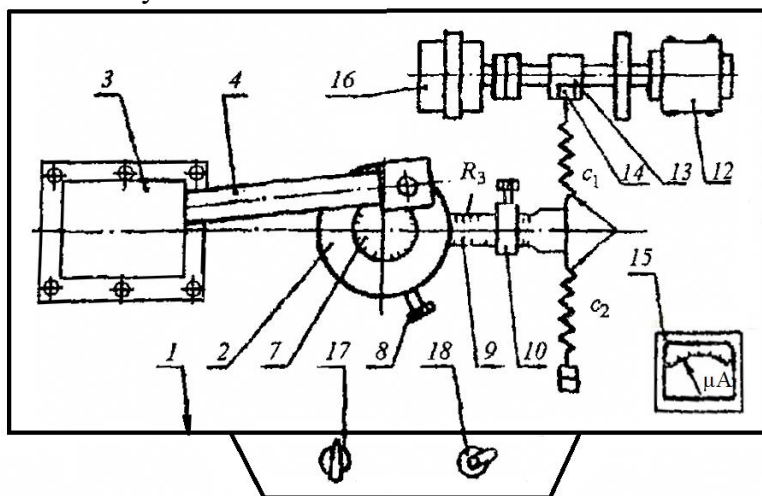


Рис. 4.4. Исследование кривошипно-ползунного механизма

Кривошипный узел (рис. 2, 3 и 4) имеет лимб 7 и стопор 8 для установки механизма в 12 различных положений через каждые 30° . На кривошипе закреплен маятник 9 с грузом 10 для раскачки механизма. Сегментный конец маятника соединен с устройством, создающим резонанс, пружинами 11 определенной жесткости c_1 и c_2 .

Устройство для получения резонанса представляет собой электродвигатель 12, приводящий во вращение эксцентрик специального четырехзвенника 13, коромысло которого 14 соединено с одной из пружин. При вращении электродвигателя пружина получает от коромысла силовые импульсы с амплитудой 1 мм, передающиеся маятником на механизм. Регулировкой оборотов электродвигателя можно изменять

частоту подаваемых импульсов и создавать тем самым резонанс механизма.

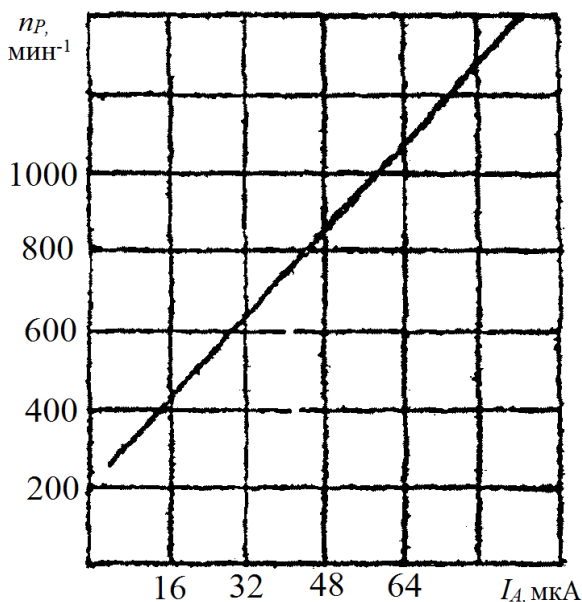


Рис. 4.5. График определения резонансной частоты вращения электродвигателя

Включают установку тумблером 18. Обороты электродвигателя регулируют ручкой 17. Резонансную частоту вращения электродвигателя контролируют с помощью измерительного устройства, состоящего из микроамперметра 15 и тахогенератора 16. Скорость вращения вала эксцентрика определяют по показаниям микроамперметра I_d с помощью графика (рис. 4.5).

4.4. Порядок выполнения работы

1) Установить механизм в заданном положении φ и зафиксировать его.

2) Установить грузы на входном звене (коромысле, кулисе или ползуне) и на рычаге 9, скрепленном с кривошипом и закрепить их.

3) Рукоятку 17 регулятора скорости повернуть в нулевое положение, вращая против часовой стрелки до упора.

4) С помощью тумблера 18 включить установку в сеть тока с напряжением 220 В, при этом должна загореться контрольная лампочка.

5) Плавное поворачивая рукоятку 17, увеличить частоту вращения электродвигателя до появления четко выраженного резонанса.

6) По показанию микроамперметра и графику (рис. 4.5) определить частоту вращения n_p соответствующую резонансу.

7) Вычислить период колебаний системы по формуле:

$$T = \frac{60}{n_p}, \text{ с} \quad (4.5)$$

8) Вычислить величину приведенную массу m_{II} по формуле:

$$m_{II} = \frac{T^2 \cdot (c_1 + c_2)}{4\pi^2}, \text{ кг} \quad (4.6)$$

где $c_1 = c_2 = 3,38 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ – коэффициенты жесткости пружин.

9) По формуле (4.4) вычислить величину приведенного момента инерции в заданных положениях кривошипа φ .

Радиус маятника R равен расстоянию от центра вращения кривошипа 2 до места установки груза 10.

10) Результаты измерений и вычислений занести в таблицу 4.1.

Таблица 4.1

Результаты измерений и вычислений

$\varphi, \text{ град}$	$I_A, \text{ мкА}$	$n_p, \text{ мин}^{-1}$	$T, \text{ с}$	$m_{II}, \text{ кг}$	$J_{II}, \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$
0					
30					
...					
360					

4.5. Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- 1) Цель работы.
- 2) Исходные данные: тип исследуемого механизма, угол установки кривошипа φ , радиус маятника R , расстояния установки грузов l_1 и l_2 .
- 3) Схему установки с заданным типом механизма (рис. 4.2, 4.3 или 4.4).
- 4) График определения резонансной частоты вращения электродвигателя (рис. 4.5)
- 5) Расчеты и таблицу измерений и вычислений (табл. 4.1).

4.6. Контрольные вопросы

- 1) Что понимают под приведенным моментом инерции механизма?
- 2) От каких параметров механизма зависит величина приведенного момента инерции?
- 3) Какие единицы измерения приведенного момента инерции?
- 4) Как устроен механизм, сообщающий пружинам силовые импульсы?
- 5) При каких условиях возникает явление резонанса?
- 6) За счет чего может быть изменен приведенный момент инерции механизма в лабораторной установке?

Лабораторная работа №5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ ТЕЛ

5.1. Цель работы:

Определение коэффициентов трения покоя и трения скольжения для различных материалов контактирующих тел с помощью наклонной плоскости.

5.2. Общие сведения

Силы трения определяются сопротивлением относительному движению звеньев в кинематических парах.

Трение скольжения характеризуется тем, что при относительном движении одни и те же участки одного звена в каждый момент соприкасаются с различными участками другого звена.

Согласно закону Кулона сила трения F_T равна:

$$F_T = f \cdot N \quad (5.1)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

N – сила нормального давления.

Различают коэффициент кинетического трения (трения движения) f и коэффициент статического трения (трения покоя) f_0 . Коэффициент трения покоя всегда больше коэффициента трения движения: $f_0 > f$.

Коэффициент трения покоя можно определить по формуле:

$$f_0 = \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (5.2)$$

где α_0 – угол наклона плоскости в момент начала движения тела.

Угол α_0 называют углом трения покоя [1].

Рассмотрим движение тела по наклонной плоскости, когда угол наклона α больше угла трения покоя α_0 (Рис. 5.1).

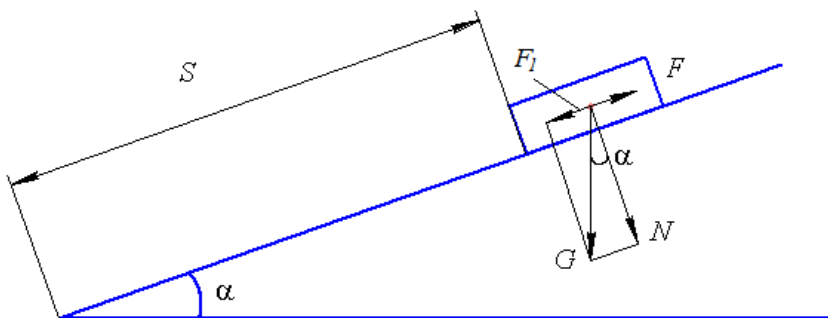


Рис. 5.1. Тело под действием сил

Тело будет двигаться под действием силы, которая определяется:

$$F_{дв} = F_1 - F_T \quad (5.3)$$

В данном уравнении составляющие равны:

$$F_T = f \cdot N = G \cdot \cos \alpha = f \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (5.4)$$

$$F_1 = G \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (5.5)$$

$$F_{дв} = m \cdot a \quad (5.6)$$

где m – масса тела, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

a – ускорение тела, м/с^2 .

Так как тело начинает двигаться из состояния покоя, то ускорение тела можно определить из формулы:

$$S = \frac{a \cdot t^2}{2}, \text{ м} \quad (5.7)$$

где S – путь, пройденный телом, м;

t – время перемещения тела, с.

Отсюда получим:

$$a = \frac{2S}{t^2}, \text{ м/с}^2 \quad (5.8)$$

Тогда можно записать:

$$F_{\text{ДВ}} = m \cdot \frac{2S}{t^2} \quad (5.9)$$

Подставим полученные выражения (5.4), (5.5) и (5.9) в уравнение (5.3):

$$m \cdot \frac{2S}{t^2} = m \cdot g \cdot \sin \alpha - f \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (5.10)$$

Отсюда выведем коэффициент трения скольжения:

$$f = \frac{\sin \alpha - \frac{2S}{g \cdot t^2}}{\cos \alpha} \quad (5.11)$$

5.3. Описание лабораторной установки

Лабораторная установка представляет собой гладкую наклонную плиту, у которой можно изменять угол наклона. Для определения коэффициентов трения необходимо иметь в наличии бруски из различных материалов (сталь, дерево, оргстекло) с ровной опорной плоскостью.

Для определения времени перемещения тел по плите используют секундомер.

5.4. Порядок выполнения работы

В данной работе необходимо определить коэффициенты трения скольжения покоя и трения скольжения для тел из различных материалов (сталь – сталь, сталь – дерево, оргстекло – сталь).

1) Взять тело из заданного материала и установить его на наклонную плоскость плиты.

2) Постепенно увеличивать угол наклона плиты до момента начала движения тела. Записать предельный угол наклона α_0 и вычислить коэффициент трения покоя по формуле (5.2).

3) Поднять плиту на угол α выше предельного угла трения α_0 ($\alpha > \alpha_0$). Установить тело на верхний край плиты (см. рис. 5.1), отпустить его и засечь время движения по наклонной плоскости на расстояние S . Опыт повторить три раза.

Вычислить среднее значение времени перемещения $t_{\text{ср}}$.

4) Вычислить коэффициент трения скольжения по формуле:

$$f = \frac{\sin \alpha - \frac{2S}{g \cdot t_{\text{ср}}^2}}{\cos \alpha} \quad (5.12)$$

4) Результаты опытов занести в таблицу 5.1.

Таблица 5.1

Результаты измерений и вычислений

№ п/п	Материалы тел	Величины показателей								
		α_0	f_0	α	S	t_1	t_2	t_3	$t_{\text{ср}}$	f
1	Сталь – сталь									
2	Дерево – сталь									
3	Оргстекло – сталь									

5.5. Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- 1) Цель работы.
- 2) Схему лабораторной установки (рис. 5.1).
- 5) Расчеты с формулами и таблицу опытных данных.

5.6. Контрольные вопросы

- 1) Какие виды трения вам известны?
- 2) От каких факторов зависит сила трения при внешнем трении?
- 3) Что такое угол трения покоя?

4) Как связаны между собой трение покоя и трение скольжения?

5) Что такое коэффициент трения?

6) В каком случае тело находится в равновесии на наклонной плоскости?

Лабораторная работа №6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА

6.1. Цель работы

Научиться экспериментально определять к.п.д. винтового механизма.

6.2. Общие сведения

Коэффициентом полезного действия (к.п.д.) механизма называется отношение работы сил полезного сопротивления (полезной работы) $A_{ПС}$ к работе движущих сил $A_{ДВ}$ за цикл установившегося движения:

$$\eta = \frac{A_{ПС}}{A_{ДВ}} \quad (6.1)$$

За цикл установившегося движения работа движущих сил равна сумме работ всех сил сопротивлений $A_{ВС}$, как полезных $A_{ПС}$, так и вредных $A_{ВС}$ (к последним относятся силы трения в кинематических парах, силы сопротивления окружающей среды):

$$A_{ДВ} = A_{ПС} + A_{ВС} \quad (6.2)$$

Тогда можно записать:

$$\eta = \frac{A_{ПС}}{A_{ПС} + A_{ВС}} \leq 1 \quad (6.3)$$

Отношение работы сил вредного сопротивления к работе движущих сил называется *коэффициентом потерь*:

$$\psi = \frac{A_{ВС}}{A_{ДВ}} \quad (6.4)$$

Коэффициент потерь связан с к.п.д. зависимостью:

$$\eta = 1 - \psi \quad (6.5)$$

К.п.д. определяется только для *тягового режима* работы машины, когда $A_{ПС} < 0$ и $A_{ДВ} > 0$.

Для режима торможения (при нем $A_{ПС} > 0$ и $A_{ДВ} > 0$) к.п.д. не определяется.

Режим торможения характерен для работы машин, в которых используются самотормозящиеся механизмы.

Работа сил вредных сопротивлений $A_{ВС}$ 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.

К.п.д. машины также величина непостоянная и зависит от силы полезного сопротивления. До определенной величины силы полезного сопротивления к.п.д. машины растет, затем незначительно снижается. При нулевом значении силы полезного сопротивления ($F_{ПС} = 0$), 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 [3].

Момент двигателя, приложенный к входному звену, при $F_{ПС} = 0$ называется *моментом холостого хода* $M_{Х.Х.}$.

Таким образом, момент на входном звене M имеет две составляющих первая это момент холостого хода $M_{Х.Х.}$, вторая – момент, обусловленный силой полезного сопротивления $M_{ПС}$ т.е.:

$$M = M_{X.X.} + M_{ПС} \quad (6.6)$$

Значения работ за полное время установившегося движения машины пропорциональны средним значениям мощностей за тот же период времени. Отношение работ в формуле (6.1) можно заменить отношением мощности, затрачиваемых на преодоление сил полезного сопротивления $N_{ПС}$ и мощности двигателя $N_{ДВ}$:

$$\eta = \frac{N_{ПС}}{N_{ДВ}} \quad (6.7)$$

Отсюда можно записать:

$$\eta = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} \quad (6.8)$$

где M_1 и M_2 – соответственно, моменты сил на входном и выходном звеньях;

ω_1 и ω_2 – угловые скорости входного и выходного звеньев.

6.3. Описание лабораторной установки

Установка (рис. 6.1) для определения к.п.д. винтовых пар ТММ-33 имеет следующие технические данные:

1) На установке определяются к.п.д. для винтовых пар:

№1 – резьба М42х4,5. 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 – бронза БрОЦС 5-5.

3) Вращение винтов от электродвигателя реверсивное, полуавтоматическое – с угловой скоростью $\omega = 60$ 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 Нм.
- 7) Потребляемая мощность электродвигателя – 50 Вт.
- 8) Питание от сети переменного тока – 110 –127В, 50Гц.
- 9) Габариты – 175х200х1440 мм.

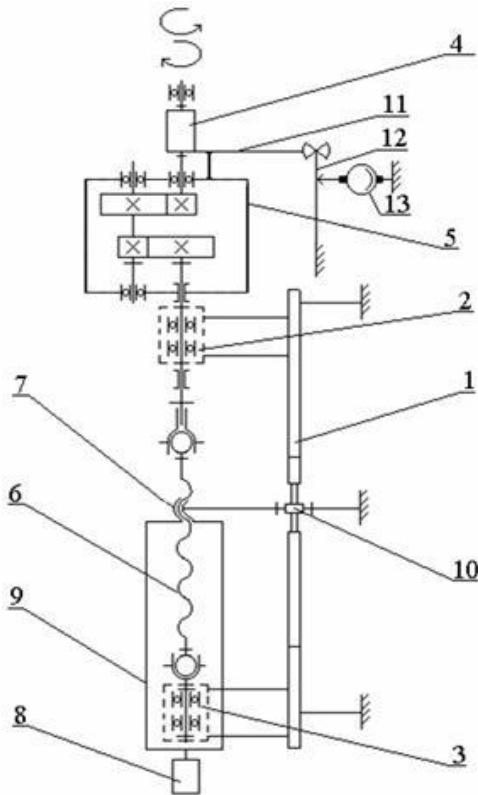


Рис. 6.1. Схема лабораторной установки

Схема установки изображена на рис 6.1. 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 жестко 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 закреплен жесткий рычаг 11, снабженный 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.

Жестко 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 жесткий рычаг 11 деформирует пластинчатую пружину 12. Индикатор 13, имеет силовой контакт с пружиной и показывает величину ее прогиба 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 подключенном с помощью тумблера 15 электропитании. Кнопка и тумблер помещены на специальном щитке установки сверху справа. При движении гайки вверх механизм работает в тяговом режиме, в течение которого необходимо снять показания индикатора 13.

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

6.4. Порядок выполнения работы

1) Записать исходные данные: вид резьбы, шаг резьбы, число заходов резьбы, материал винта, материалы гаек.

2) Тумблером подключить питание.

3) При $F_{ПС} = 0$ нажатием на кнопку «Пуск» включить двигатель.

4) Установить величину силы полезного сопротивления $F_{ПС}$ грузами весом от 5 до 50 Н. Для каждого значения силы $F_{ПС}$ нажатием кнопки «Пуск» включать двигатель на цикл работы и при движении гайки вверх снять отсчеты по шкале индикатора.

5) Вычислить средние показания стрелки индикатора C_{CP} для каждого значения силы полезного сопротивления.

6) По тарифовочному графику (рис. 6.2) определить крутящие моменты M на винте (кг·мм).

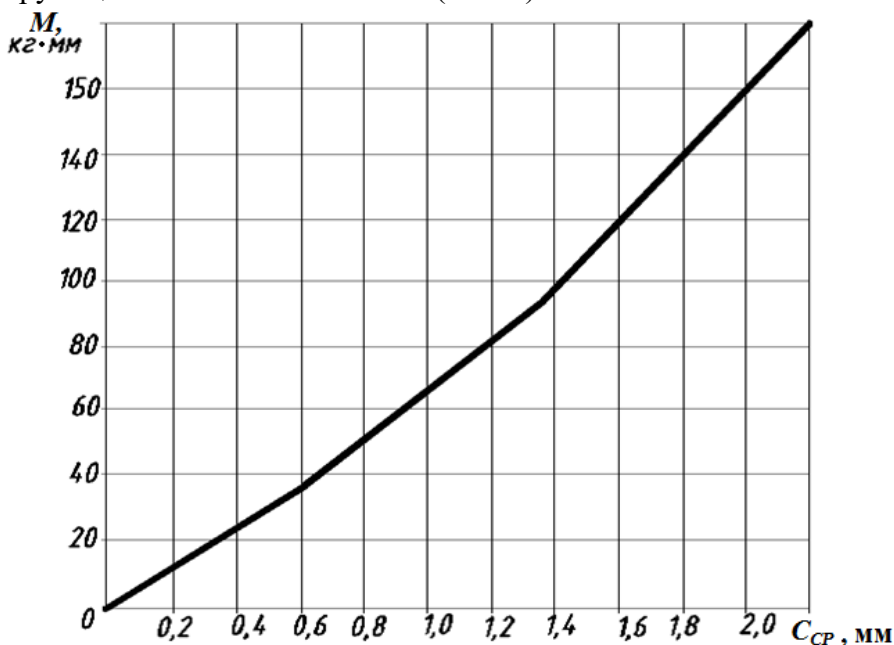


Рис. 6.2. Тарифовочный график определения крутящего момента

7) Определить работу движущих сил за один оборот винта:

$$A_{ДВ} = 10 \cdot M \cdot 2\pi \quad (6.9)$$

где M – значение крутящего момента на винте, кг·мм.

8) Вычислить полезную работу за один оборот винта:

$$A_{ПС} = F_{ПС} \cdot h \quad (6.10)$$

где $F_{ПС}$ – величина силы полезного сопротивления (осевая нагрузка);

h – ход гайки за один оборот винта:

$$h = P \cdot n, \text{ мм} \quad (6.11)$$

где P – шаг резьбы, мм;

n – число заходов резьбы.

9) Определить значения к.п.д. для различных значений силы полезного сопротивления по формуле (6.1).

10) Результаты расчетов занести в таблицу 6.1.

Таблица 6.1

Опытные данные

Осевая нагрузка $F_{ПС}$, кг	Среднее показание индикатора C_{CP} , мм	Крутящий момент M , кг·мм	Работа движущих сил $A_{ДС}$, Н·мм	Работа сил полезного сопротивления $A_{ПС}$, Н·мм	К.п.д. η

На основе данных из таблицы 6.1 вычислить средний к.п.д. η_{CP} винтового механизма.

6.5. Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- 1) Цель работы.
- 2) Схему лабораторной установки (рис. 6.1).
- 3) Расчеты с формулами и таблицу опытных данных.

6.6. Контрольные вопросы

- 1) Что такое коэффициент полезного действия?
- 2) Как связаны к.п.д. и коэффициент потерь?
- 3) Из чего складывается работа сил вредного сопротивления?
- 4) Как определяется к.п.д. машинного агрегата при последовательном соединении механизмов?

5) Как определяется к.п.д. машинного агрегата при параллельном соединении механизмов?

Лабораторная работа №7

ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРОФИЛЕЙ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

7.1. Цель работы

Изучить методику изготовления зубчатых колес способом обкатки. Определить основные параметры нулевого цилиндрического зубчатого зацепления и построить профили зубьев.

7.2. Общие сведения

Задачей синтеза зубчатого зацепления является определение его размеров, а также качественных характеристик (коэффициентов перекрытия, относительного скольжения и удельного давления), зависящих от геометрии зацепления.

Размеры колес, а также всего зацепления, зависят от чисел z_1 и z_2 зубьев колес, от модуля m зацепления (определяемого из расчета зуба колеса на прочность), общего для обоих колес, а также от метода их обработки. Предположим, что колеса изготавливаются по методу обкатки (огибания) инструментом реечного типа (инструментальной рейкой, червячной фрезой) (рис. 7.1), который профилируется на основе исходного контура (ГОСТ 3058–54).

Приступая к изготовлению колес, образующих зубчатое зацепление, нужно для каждого из них выточить заготовку радиуса R_e (радиус окружности выступов), об определении которого будет сказано ниже, а также подсчитать радиус r_d

делительной окружности и общий для обоих колес шаг t на делительных окружностях по формулам:

$$r_d = \frac{m \cdot z}{2}, \text{ мм} \quad (7.1)$$

$$t = \pi \cdot m, \text{ мм} \quad (7.2)$$

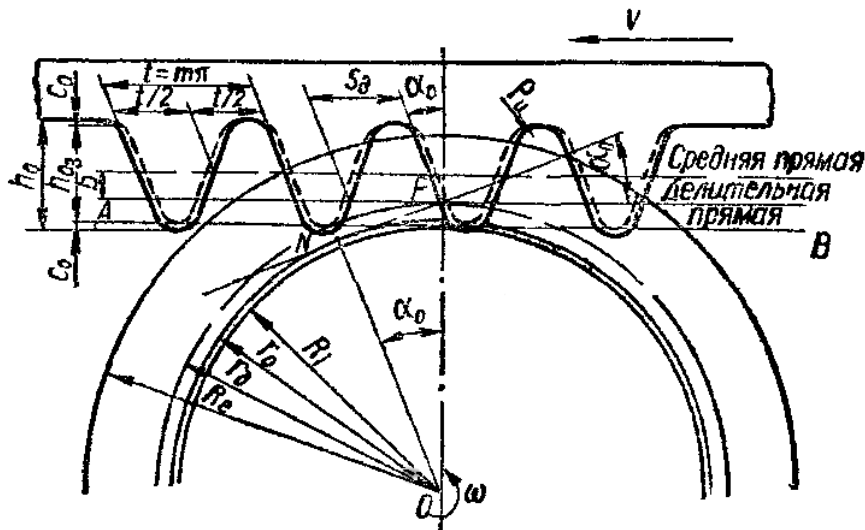


Рис. 7.1. Нарезание зубчатых колес методом обкатки

Все остальные размеры каждого из колес определяются геометрическими параметрами инструментальной рейки, а также положением ее по отношению к обрабатываемому колесу в процессе его изготовления.

Прямая линия, делящая высоту зубьев рейки пополам, называется средней (модульной) прямой. Прямые, параллельные средней прямой, называются делительными. Расстояние между правыми или левыми профилями двух соседних зубьев, измеряемое по любой делительной прямой, называется шагом рейки. Для обработки колеса нужно взять рейку, шаг которой равен шагу t колеса на его делительной окружности, определяемому формулой (7.2).

Ширина впадины и толщина зуба равны между собой только на средней прямой. На делительных прямых они не равны, причем чем ближе делительная прямая к линии выступов, тем ширина впадины больше, а толщина зуба меньше. Ширину впадины обозначим буквой S_d . Высота h_0 зуба рейки состоит из отрезка h_{03} и двух равных отрезков C_0 (h_{03} – глубина захода рейки, C_0 – радиальный зазор). Величина α_0 называется профилем углом рейки. У основания и у вершины зуба имеется закругление радиуса ρ_n . Все размеры рейки зависят от модуля m :

$$h_{03} = 2f_0 \cdot m, \text{ мм} \quad (7.3)$$

$$C_0 = C_0' \cdot m \quad (7.4)$$

$$\rho_n = 0,38m, \text{ мм} \quad (7.5)$$

где f_0 – коэффициент высоты зуба рейки;
 C_0' – коэффициент радиального зазора.

7.3. Процесс изготовления зубчатых колес методом обкатки

Процесс изготовления зубчатого колеса инструментальной рейкой по методу обкатки (рис. 7.1) заключается в том, что рейка в движении по отношению к обрабатываемому колесу перекачивается без скольжения одной из своих делительных прямых или средней прямой по делительной окружности колеса (движение обкатки) и одновременно совершает быстрые возвратно-поступательные перемещения вдоль оси колеса, снимая при этом стружку (рабочее движение).

Для осуществления такого перекачивания нужно рейке сообщить поступательное движение влево со скоростью V , определяемой по формуле:

$$V = r_d \cdot \omega, \text{ м/с} \quad (7.6)$$

где ω – угловая скорость колеса, с^{-1} .

Расстояние между средней прямой рейки и той делительной прямой, которая в процессе обкатки перекачивается по делительной окружности колеса, называется смещением b рейки. Очевидно, что смещение b равно расстоянию, на которое отодвинута средняя прямая рейки от делительной окружности колеса. Смещение считается положительным, если средняя прямая отодвинута в направлении от центра нарезаемого колеса. Величина смещения b определяется формулой:

$$b = \xi \cdot m, \text{ мм} \quad (7.7)$$

где ξ – коэффициент смещения, который может иметь положительное или отрицательное значение.

Зубчатые колеса, изготовленные без смещения инструментальной рейки, называются нулевыми, изготовленные при положительном смещении рейки – положительными, при отрицательном смещении – отрицательными.

Для любых зубчатых колес, изготовленных одной и той же инструментальной рейкой, могут образовать правильное плотное зубчатое зацепление, т. е. зацепление без боковых зазоров между зубьями.

Основной величиной, характеризующей зацепление, является угол зацепления α_w , который определяется по формуле:

$$\text{inv} \alpha_w = \frac{2\xi_c}{z_c} \cdot \text{tg} \alpha_0 + \text{inv} \alpha_0 \quad (7.9)$$

где $\text{inv} \alpha_0$ и $\text{inv} \alpha_w$ – инволюты углов α_0 и α_w ;

ξ_c – сумма коэффициентов смещения зацепляющихся колес;

z_c – сумма чисел зубьев зацепляющихся колес.

Из формулы (7.9) видно, что α_w зависит только от отношения ξ_c/z_c .

Так как $z_c \neq 0$, то $\alpha_w \neq \alpha_0$ при $\xi_c \neq 0$.

Если же $\xi_c = 0$, то $\alpha_w = \alpha_0$.

В зависимости от значения ξ_C зубчатые зацепления классифицируются следующим образом:

1) Если $\xi_C = 0$, причем $\xi_1 = \xi_2 = 0$, то зацепление называется нормальным (нулевым).

2) Если $\xi_C = 0$, причем $\xi_1 = -\xi_2 = -\xi > 0$, то зацепление называется равносмещенным (компенсированным).

3) Если $\xi_C \neq 0$, то зацепление называется:

– положительным неравносмещенным при $\xi_C > 0$;

– отрицательным неравносмещенным при $\xi_C < 0$.

Для образования угла заострения, необходимого при снятии стружки, боковые грани зубьев рейки скошены (пунктир на рис. 7.1).

Анализируя изготовление зубчатых колес инструментальной рейкой по методу обкатки, приходим к следующим выводам:

1) Делительная прямая рейки и делительная окружность изготавливаемого зубчатого колеса являются центроидами в относительном движении рейки и колеса. Следовательно, делительная окружность изготавливаемого колеса является начальной окружностью при зацеплении этого колеса с инструментальной рейкой (станочное зацепление).

2) Шаг t инструментальной рейки должен уложиться на делительной окружности ровно z раз, так как шаг рейки равен шагу колеса на делительной окружности.

3) Какая бы делительная прямая ни перекатывалась по делительной окружности колеса, она делит ее на шаги t одной и той же длины.

4) Толщина зуба изготавливаемого колеса на его делительной окружности равна ширине S_d впадины рейки на той же делительной прямой, которая перекатывается по делительной окружности колеса. Такая же связь существует между шириной впадины колеса и толщиной зуба рейки.

5) Все зубчатые колеса, независимо от числа зубьев, имеющие один и тот же модуль m , могут быть изготовлены одной и той же инструментальной рейкой.

6) Профильный угол α_0 рейки является углом зацепления рейки и всех колес, которые изготавливаются при помощи этой рейки.

7) Радиус r_O основной окружности изготавливаемого зубчатого колеса определяется из треугольника ONP (рис. 7.1) по формуле:

$$r_O = ON = OP \cdot \cos \alpha_0 = r_D \cdot \cos \alpha_0, \text{ мм} \quad (7.8)$$

7.4. Определение основных параметров нулевого зубчатого зацепления

В таблице 7.1 помещены формулы, необходимые для определения размеров нулевого зацепления. При пользовании таблицей нужно учесть, что:

$$\alpha_0 = 20^\circ, f_0 = 1, C_0' = 0,25 \text{ и } z_2 > z_1$$

Таблица 7.1

Формулы для подсчета размеров нулевого зубчатого цилиндрического прямозубого зацепления

Наименование параметра	Формула
Шаг зацепления, мм	$t = \pi \cdot m$
Радиусы делительных окружностей, мм	$r_{D1} = \frac{m \cdot z_1}{2}$
	$r_{D2} = \frac{m \cdot z_2}{2}$
Радиусы основных окружностей, мм	$r_{O4} = r_{D4} \cdot \cos \alpha_0$
	$r_{O4} = r_{D4} \cdot \cos \alpha_0$
Толщина зуба по делительной окружности, мм	$S_{D1} = S_{D2} = \frac{t}{2}$
Радиусы окружности впадин, мм	$R_{i1} = r_{D1} - m \cdot (f_0' + C_0')$
	$R_{i2} = r_{D2} - m \cdot (f_0' + C_0')$
Межцентровое расстояние, мм	$A = m \cdot \frac{z_C}{2}$

Продолжение табл. 7.1

Наименование параметра	Формула
Радиус начальной окружности, мм	$r_1 = r_{д1}$
	$r_2 = r_{д2}$
Глубина захода зубьев, мм	$h_3 = 2f_0 \cdot m$
Высота зуба, мм	$h = h_3 + C_0^I \cdot m$
Радиусы окружностей выступов, мм	$R_{e1} = R_{i1} + h$
	$R_{e2} = R_{i2} + h$

7.5. Порядок выполнения работы

1) Подсчитав все размеры элементов зацепления по формулам, приведенным в табл. 7.1 приступаем к вычерчиванию профилей зубчатых колес (рис. 7.2).

2) Масштаб построения выбираем таким образом, чтобы высота зуба на чертеже была 40...60 мм.

3) Выбираем место для центра O_1 зубчатого колеса 1.

4) Из центра колеса O_1 проводим радиусы характерных окружностей: $r_1, r_{O1}, r_{д1}, R_{i1}, R_{e1}$

5) На основной окружности r_{O1} ставим точку M_0 .

6) Разбиваем основную окружность от точки M_0 вправо на несколько равных частей и получим точки M_1, M_2 и т.д.

7) Соединяем полученные точки M_1, M_2 и т.д. с центром O_1 .

8) В каждой точке M_i чертим перпендикуляр к соответствующему радиусу.

9) На перпендикулярах от точек M_i откладываем влево соответствующие отрезки, равные:

а) на первом – $M_11 = M_0M_1$;

б) на втором – $M_22 = 2M_0M_1$;

в) на третьем – $M_33 = 3M_0M_1$ и т.д.

10) Соединяем полученные точки с помощью лекала и получим эвольвенту зуба шестерни 1.

11) Откладываем рассчитанную толщину зуба по делительной окружности, делим ее пополам и изображаем ось зуба.

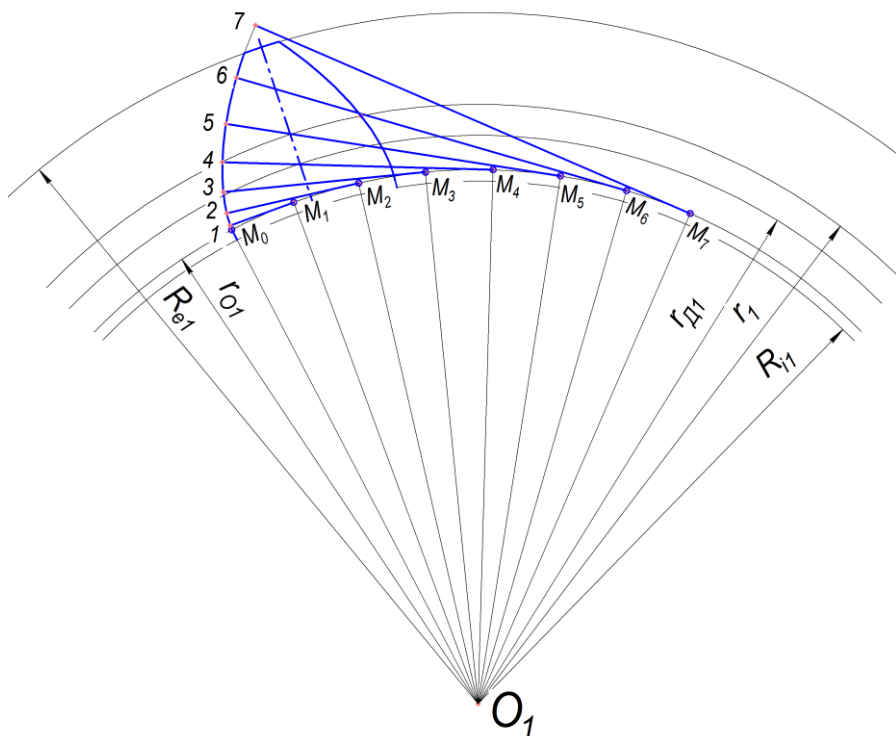


Рис 7.2. Построение эвольвенты зубчатого колеса

12) Отображаем полученную часть профиля симметрично с правой стороны, и получится полный профиль зуба шестерни 1.

13) Аналогично строится профиль зуба второго колеса.

7.6. Содержание отчета

- 1) Цель работы.
- 2) Рисунок 7.1 процесса нарезания зубчатых колес.
- 3) Расчеты геометрических параметров колес.
- 4) Схемы построения профилей зубьев шестерен.

7.7. Контрольные вопросы

- 1) Как вычисляется величина смещения?
- 2) Как вычислить коэффициент смещения?
- 3) Как расположена делительная прямая рейки относительно делительной окружности колеса при различных видах смещения?
- 4) Какое смещение называется нулевым, положительным, отрицательным?
- 5) На какие геометрические параметры зубчатого колеса влияют коэффициенты смещения?
- 6) Каким ограничениям должен удовлетворять коэффициент смещения, чтобы получить профиль зуба без подреза и без заострения?
- 7) Что такое модуль зацепления m ?
- 8) Как вычислить диаметр делительной окружности?

Лабораторная работа №8

СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

8.1. Цель работы

Построить профили дисковых кулачков с качающимся и поступательно движущимся толкателем по заданному движению толкателя:

8.2. Общие сведения

Простейший кулачковый механизм представляет собой трехзвенный механизм с одной высшей и двумя низшими кинематическими парами. Ведущее звено кулачок имеет сложную криволинейную форму. Ведомое звено толкатель или коромысло обычно имеет форму стержня, опирающегося на кулачок. Неподвижным звеном является стойка.

Основное достоинство кулачковых механизмов заключается в том, что они позволяют легко получить требуемый закон движения толкателя за счет соответствующего подбора профиля кулачка.

Для уменьшения трения между элементами высшей пары в кулачковых механизмах часто вводят дополнительное звено – ролик, свободно вращающийся на оси, закрепленной на толкателе.

Весь цикл работы механизма происходит за один оборот кулачка. На диаграмме перемещения ведомого звена (толкателя, или коромысла), показанной на рисунке 8.1, различают участки, соответствующие удалению толкателя, фазе дальнего стояния толкателя, фазе возвращения и фазе ближнего стояния толкателя. Углы поворота кулачка, соответствующие каждой фазе перемещения толкателя, называются фазовыми и обозначаются:

φ_y – фазовый угол удаления;

$\varphi_{д.с.}$ – угол дальнего стояния;

φ_v – угол возвращения;

$\varphi_{б.с.}$ – ближнего стояния.

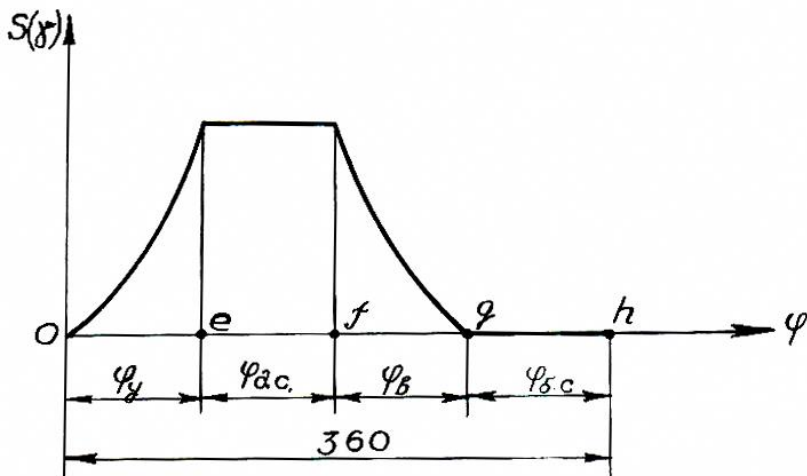


Рис. 8.1. График зависимости перемещения ведомого звена от угла поворота ведущего звена

На профиле кулачка различают точки a, b, c, d и профильные углы $\Psi_y, \Psi_{d.c.}, \Psi_b, \Psi_{b.c.}$ между соответствующими радиусами-векторами, проведенными в эти точки. На участке ab радиус-вектор непрерывно увеличивается (фаза удаления толкателя); на участке bc – постоянный (фаза дальнего стояния); на участке cd – уменьшается (фаза возвращения толкателя); на участке da радиус-вектор постоянный (фаза ближнего стояния толкателя). Профиль кулачка с указанием профильных углов показан на рисунке 8.2.

Наиболее часто задача синтеза кулачкового механизма состоит в построении профиля кулачка по заданным законам движения кулачка и толкателя (коромысла). При этом считаются известными:

а) закон движения кулачка; для вращающегося кулачка угловая скорость постоянная, т.е., $\omega = \text{const}$ и угол поворота кулачка равен $\varphi = \omega t$ (t – время работы кулачкового механизма);

б) закон движения толкателя $S = S(\varphi)$ или закон движения коромысла $\gamma = \gamma(\varphi)$;

в) некоторые линейные размеры, позволяющие решить задачу.

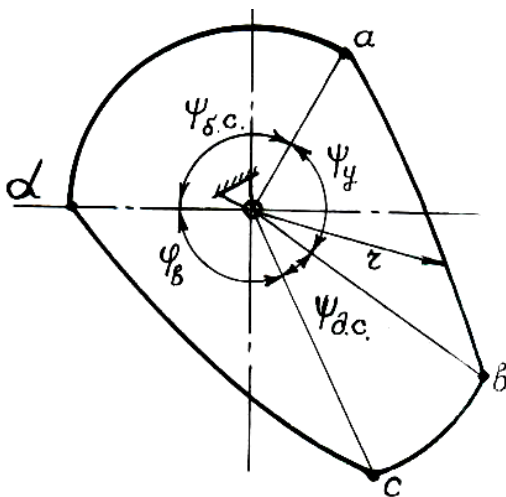


Рис. 8.2. Профиль кулачка с указанием профильных углов

Построить профиль кулачка можно двумя способами:

1) По углам поворота кулачка φ_i и соответствующим им перемещениям толкателя S_i или коромысла γ_i . Этот способ используется в данной лабораторной работе.

2) По рассчитанным углам профиля кулачка Ψ_i и соответствующим им радиусам-векторам профиля кулачка r_i .

8.3. Описание лабораторной установки

Прибор ТММ-21 предназначен для вычерчивания профилей дисковых кулачков с качающимися и поступательно движущимися толкателями по заданному закону движения ведомого звена (толкателя или коромысла).

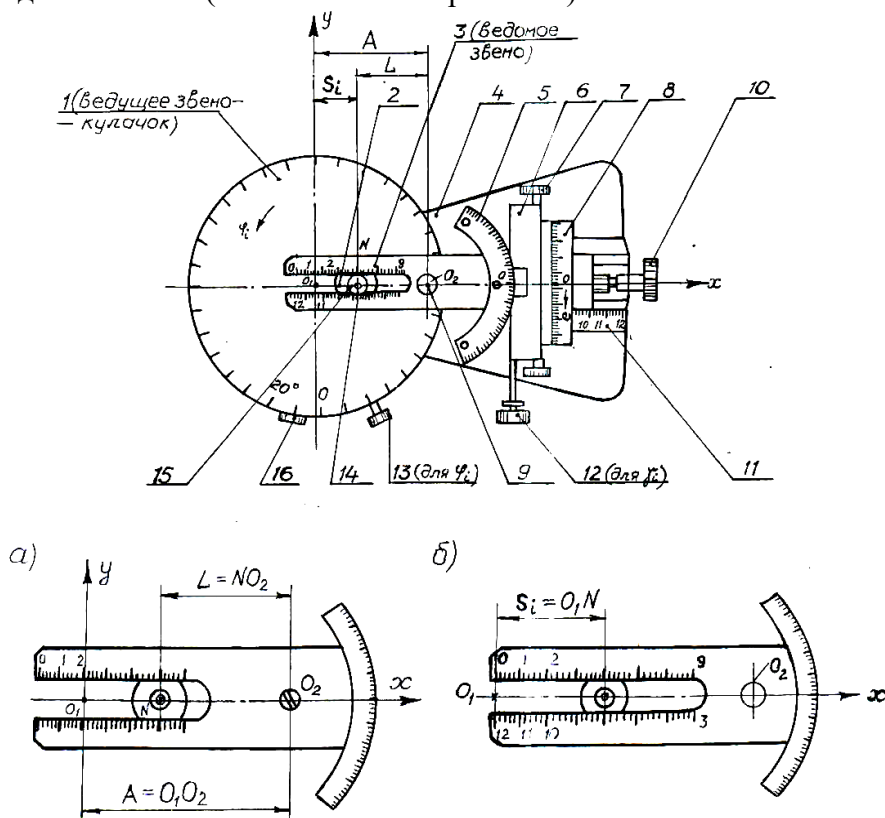


Рис. 8.3. Прибор ТММ-21

Прибор ТММ–21, представленный на рисунке 8.3, состоит из диска 1, на который закрепляется бумажный круг диаметром 200 мм (заготовка для кулачка) с помощью съемного прижима. Угол поворота диска 1 с бумажным кругом для вычерчивания профиля кулачка изменяется от 0° до 360° . Вращение диска вокруг оси O_1 осуществляется вручную с помощью рукоятки 13, отсчет угла поворота φ_i осуществляется по индексу 16. ведомое звено (толкатель или коромысло) представлено в виде направляющей 3, которая установлена на оси 9 (O_2) корпуса 6. В пазу ведомого звена 3 свободно установлено циркульное устройство 14, которое может быть закреплено гайкой 15, на ведомом звене 3 имеются две шкалы, по которым устанавливается угол поворота коромысла γ_i или величина перемещения толкателя S_i . Расстояние между осью вращения диска (кулачка) и осью вращения коромысла, т.е. межцентровые расстояния $A = O_1O_2 = 50 \dots 120$ мм. Длина коромысла $L = NO_2 = 35 \dots \pm 120$ мм. Угол поворота коромысла $\gamma = 0^\circ \dots \pm 59^\circ$. Радиус ролика 10 мм. Расстояние от оси диска (кулачка) до осевой линии циркульного устройства (ход толкателя) $S = O_1N = 0 \dots 90$ мм. Эксцентриситет – расстояние от оси диска (кулачка) до осевой линии циркульного устройства с роликом $e = 0 \dots \pm 45$ мм.

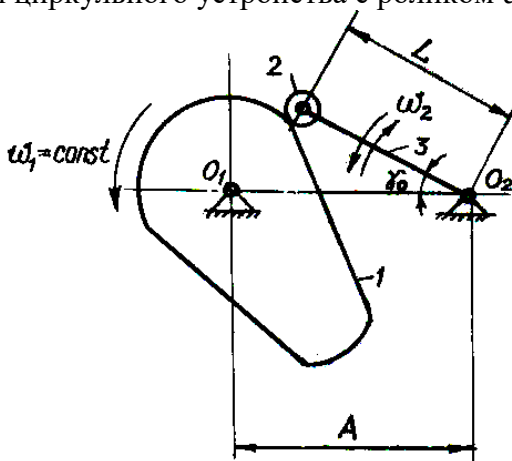


Рис. 8.4. Кулачковый механизм с коромыслом:

γ_0 – начальный угол возвышения коромысла; L – длина коромысла;
 A – межцентровое расстояние

На рисунках 8.4 и 8.5 представлены схемы кулачковых механизмов.

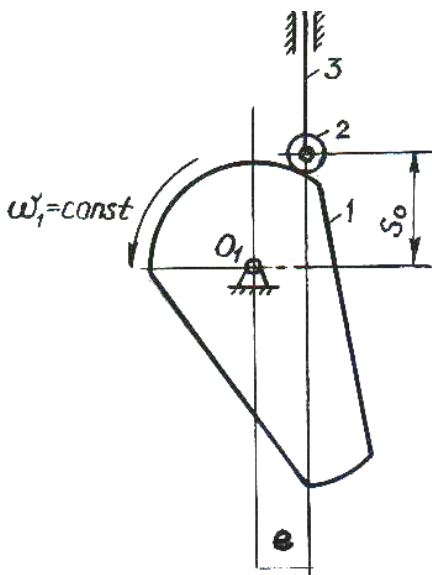


Рис. 8.5. кулачковый механизм с толкателем:
 S_0 – начальное возвышение толкателя; e – эксцентриситет

8.4. Порядок выполнения работы

1) Записать исходные данные для заданного варианта:
 а) основные параметры механизма (см. табл. 8.1);
 б) циклограмму работы механизма (см. табл. 8.2);
 в) закон перемещения ведомого звена и диаграмму аналога ускорения ведомого звена в зависимости от угла поворота кулачка (см. табл. 8.3). Перемещения толкателя и коромысла для фазы возвращения считаются симметричными.

2) По заданному закону движения ведомого звена (толкателя или коромысла) рассчитать таблицу значений $S_i = f(\varphi_i)$ или $\gamma_i = f_1(\varphi_i)$ только для участка удаления ведомого звена через каждые 10° угла поворота кулачка, т.к. перемещения (линейные и угловые) для фазы возвращения ведомого звена считаются симметричными. На фазе дальнего стояния и на фазе ближнего

стояния профиль кулачкового механизма очерчивается постоянными радиусами-векторами соответственно.

Таблица 8.1

Основные параметры механизма

Вариант	Механизм с коромыслом				Вариант	Механизм с толкателем		
	A , мм	L , мм	γ_0 , град	γ , град		e , мм	S_0 , мм	S , мм
1	90	60	23	35	6	25	20	35
2	75	60	25	30	7	15	30	50
3	95	55	20	35	8	15	30	50
4	85	50	15	40	9	10	30	40
5	80	45	20	35	10	20	40	45
γ – наибольшее угловое перемещение коромысла; S – наибольшее линейное перемещение толкателя.								

Таблица 8.2

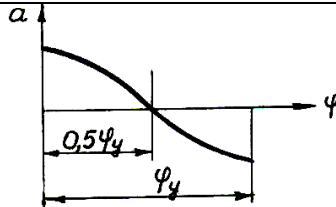
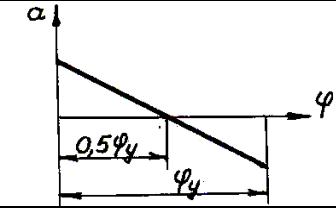
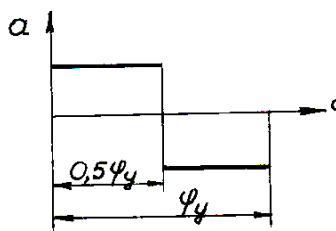
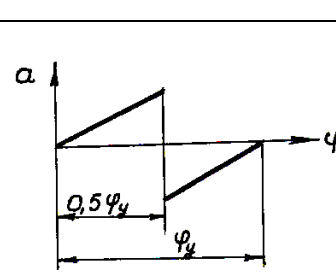
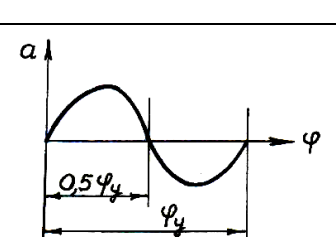
Циклограмма работы механизма

Вари- ант	φ_y	$\varphi_{д.с.}$	$\varphi_в$	$\varphi_{б.с.}$	Вари- ант	φ_y	$\varphi_{д.с.}$	$\varphi_в$	$\varphi_{б.с.}$
	градусы					Градусы			
1	100	60	100	100	6	120	30	120	90
2	120	30	120	90	7	120	40	120	80
3	100	20	100	140	8	100	40	100	120
4	120	40	120	80	9	110	50	110	90
5	100	80	100	80	10	130	20	130	80

Таблица 8.3

Закон перемещения коромысла и толкателя в фазе удаления

Вариант	Диаграмма аналога ускорения $a = f(\varphi)$	Закон перемещения
1		$\gamma_i = \gamma_0 + \gamma \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - 0,16 \sin \left(360 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$

Вариант	Диаграмма аналога ускорения $a = f(\varphi)$	Закон перемещения
2		$\gamma_i = \gamma_0 + \frac{\gamma}{2} \left[1 - \cos \left(180 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$
3		$\gamma_i = \gamma_0 + \gamma \left[3 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \right]$
4		$\gamma_i = \gamma_0 + 2\gamma \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \text{ при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$ $\gamma_i = \gamma_0 + \gamma - 2\gamma \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^2$ при $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$
5		$\gamma_i = \gamma_0 + 4\gamma \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \text{ при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$ $\gamma_i = \gamma_0 + \gamma - 4\gamma \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^3$ при $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$
6		$S_i = S_0 + S \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - 0,16 \sin \left(360 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$

Вариант	Диаграмма аналога ускорения $a = f(\varphi)$	Закон перемещения
7		$S_i = S_0 + \frac{S}{2} \left[1 - \cos \left(180 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$
8		$S_i = S_0 + S \left[3 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \right]$
9		$S_i = S_0 + 2S \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \text{ при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$ $S_i = S_0 + \gamma - 2S \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^2$ при $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$
10		$S_i = S_0 + 4S \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \text{ при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$ $S_i = S_0 + S - 4S \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^3$ при $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$

3) Закрепить бумажный круг диаметром 200 мм (заготовку для вычерчивания профиля кулачка) на диск 1 с помощью съемного прижима.

4) Установить диск 1 с бумажным кругом в нулевое положение вручную с помощью рукоятки 13, используя индекс 16.

5) Построить профиль кулачка по расчетным данным.

Построение профиля кулачка для коромыслового кулачкового механизма

1) Установить в нулевое положение корпус 6 по шкале 8 с помощью рукоятки 7.

2) Установить размер $A = O_1O_2$ по шкале 11 ручкой 10.

3) Установить размер $L = O_2N$ перестановкой ползуна 2 в направляющих 3 по нижней шкале отсчета. Ползун 2 закрепить в установленном положении гайкой 15.

4) Направляющую 3, моделирующую коромысло, повернуть по шкале 5 в любую сторону вокруг центра O_2 на начальный угол возвышения коромысла γ_0 ручкой 12.

5) Установить диск 1 в нулевое положение по индексу 16 ручкой 13.

6) Обвести циркулем 14 на заготовке кулачка исходное положение ролика коромысла (радиус ролика 10 мм). Провести линию начального радиус-вектора кулачка, соединив центр вращения ролика с центром вращения кулачка (точка O_1).

7) Повернуть диск 1 в направлении вращения кулачка на 10° по шкале диска.

8) Установить по шкале 5 ручкой 12 угол γ , соответствующий углу поворота диска $\varphi_1 = 10^\circ$.

9) Обвести циркулем 14 на заготовке диска положение ролика, соответствующее φ , γ .

10) Повторить пп. 7, 8, 9 для углов φ_i на фазе удаления, т.е. $\varphi_i = 0 \dots \varphi_y$.

11) На фазе дальнего стояния ($\varphi_{д.с.}$) при повороте диска 1 на угол $\varphi_{д.с.}$ обвести циркулем на заготовке диска положение ролика при постоянном γ , соответствующем $\varphi = \varphi_y$.

12) На фазе возвращения ($\varphi_в$) угловые перемещения коромысла γ являются симметричными, поэтому для угла

поворота кулачка $\varphi_i = \varphi_в + 10^\circ$ угол поворота коромысла γ_i взять для угла $\varphi_i = \varphi_в - 10^\circ$ и т.д.

13) На фазе ближнего стояния ($\varphi_{б.с.}$) обвести циркулем на заготовке диска положение ролика при постоянном γ , соответствующем $\varphi_i = \varphi_в + \varphi_{д.с.} + \varphi_в$.

14) Провести теоретический (центральной) профиль кулачка – кривую, соединяющую центры, отмеченные иглой циркуля.

15) Провести действительный профиль кулачка – внутреннюю огибающую к окружности ролика.

16) На кулачке указать минимальный радиус кулачка r_0 и фазовые углы кулачка.

17) На бумажном диске написать закон перемещения коромысла $\gamma = f_1(\varphi_i)$ и построить график аналога ускорения коромысла на фазе удаления и на фазе возвращения.

Построение профиля кулачка для механизма с толкателем

1) Установить в нулевое положение шкалу 5 ручкой 12.

2) Установить величину эксцентриситета по шкале 8 ручкой 7, для этого смещение произвести по шкале 8 вниз как показано на рисунке 8.3.

3) Переместить вправо корпус 6 ручкой 10 на отсчет «12» по шкале. При этом отсчет «12» по нижней шкале 3 будет точно находиться над центром O_1 вращения диска 1, а отсчет «0» по верхней шкале 3 будет совпадать с центром O_1 вращения диска 1.

4) Установить диск 1 в нулевое положение по индексу 16 ручкой 13.

5) Установить величину начального возвышения толкателя S_0 . Для этого необходимо переместить ползун 2 на величину $S_0 = O_1N$, как это указано на рисунке 8.3,б, при этом центр вращения кулачка 1 (точка O_1) совпадает с отсчетом «0» по верхней шкале 3.

6) Провести циркулем 14 окружность ролика на бумажном круге, соответствующую начальному положению толкателя. Нанести на бумажном круге линию, соединяющую центр ролика

с центром вращения кулачка O_1 (линию начального радиуса вектора кулачка).

7) Повернуть диск 1 в направлении φ_i , как это показано на рисунке 8.3, на угол 10° по шкале диска.

8) Установить по верхней шкале 3 ползун 2 с циркульным устройством 14 на величину S_i , соответствующую установленному углу поворота кулачка φ_i . Закрепить ползун гайкой 15 в данном положении.

9) Нанести циркулем 14 на бумажном круге окружность ролика.

10) Повторить п.п. 7,8 и 9 для углов φ_i и соответствующим S_i на фазе удаления ($0 \leq \varphi_i \leq \varphi_y$)

11) На фазе дальнего стояния поворачивая диск на угол $\varphi_{\partial.c.}$ при постоянном S_i , соответствующем $\varphi_i = \varphi_y$, обвести циркулем окружность ролика.

12) На фазе возвращения линейные перемещения толкателя являются симметричными, поэтому для $\varphi_i = \varphi_y + 10^\circ$ угла поворота кулачка величина перемещения толкателя S_i берется для угла поворота кулачка $\varphi_y = \varphi_y - 10^\circ$ и т.д.

13) На фазе ближнего стояния поворачивая кулачок на угол $\varphi_{б.с.}$ при постоянном S_i , соответствующем $\varphi_i = \varphi_y + \varphi_{\partial.c.} + \varphi_{б.}$, обвести циркулем окружности ролика.

14) Провести теоретический профиль кулачка, соединив плавной кривой центры ролика.

15) Провести действительный профиль кулачка, соединив плавной кривой внутренний контур окружностей ролика.

16) На кулачке показать минимальный радиус теоретического профиля r_0 и фазовые углы кулачка.

17) На бумажном диске написать закон перемещения толкателя $S_i = f(\varphi_i)$ и построить график аналога ускорения толкателя на фазе удаления и на фазе возвращения.

8.5. Содержание отчета

Отчет должен содержать:

1) Цель работы.

2) Исходные данные (эскиз кулачкового механизма, основные параметры механизма, циклограмма работы механизма, диаграмма аналога ускорения толкателя и закон перемещения ведомого звена).

3) Таблицу значений $S_i = f(\varphi_i)$ или $\gamma_i = f_1(\varphi_i)$.

4) Диаграмму перемещений ведомого звена за один оборот кулачка с указанием фазовых углов поворота кулачка и максимального хода (линейного или углового перемещения) ведомого звена.

5) Полученный теоретический (центровой) и действительный (рабочий) профиль кулачка с указанием минимального радиуса центрального профиля и фазовых углов кулачка.

8.6. Контрольные вопросы

1) Какой механизм называется кулачковым?

2) Какие движения совершают звенья кулачкового механизма?

3) Какие фазы различают при работе кулачкового механизма? Что такое циклограмма?

4) Что такое теоретический (центровой) профиль кулачка?

5) Что такое действительный (рабочий) профиль кулачка?

Лабораторная работа № 9

СТАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРОВ

9.1. Цель работы

Изучение методики статической балансировки ротора.

9.2. Общие сведения

На вращающееся тело (ротор) действует система центробежных сил инерции, которую можно привести к

главному вектору сил инерции P_{II} и главному моменту сил инерции M_{II} . Инерционные нагрузки P_{II} и M_{II} меняют свое направление вращаясь вместе с телом. При больших скоростях вращения модули векторов P_{II} и M_{II} могут достигать больших значений, в результате чего на опоры будут передаваться значительные динамические нагрузки, опасные для прочности машины.

Тело (ротор), при вращении которого не возникает динамических давлений на его опоры, называется уравновешенным. В этом случае имеет место:

$$P_{II} = 0; M_{II} = 0 \quad (9.1)$$

Процесс уравновешивания вращающегося ротора называется балансировкой.

Существуют три вида неуравновешенности:

- 1) Статическая.
- 2) Моментная.
- 3) Динамическая (общий случай).

Статическая неуравновешенность характеризуется тем, что главная центральная ось инерции ротора расположена параллельно оси его вращения, а центр масс ротора смещен от оси вращения на величину $e_{ст}$ [4].

Такая неуравновешенность проявляется в статике: если ось вращения ротора установить на призмы, то ротор, стремясь занять положение устойчивого равновесия, будет поворачиваться (рис. 9.1).

При вращении ротора возникает статический дисбаланс $D_{ст}$.

Для устранения статической неуравновешенности, по линии действия вектора $D_{ст}$ устанавливают корректирующую массу m_k на расстоянии e_k от оси вращения, и эта масса создает уравновешивающий дисбаланс D_k :

$$D_k = m_k \cdot e_k \quad (9.2)$$

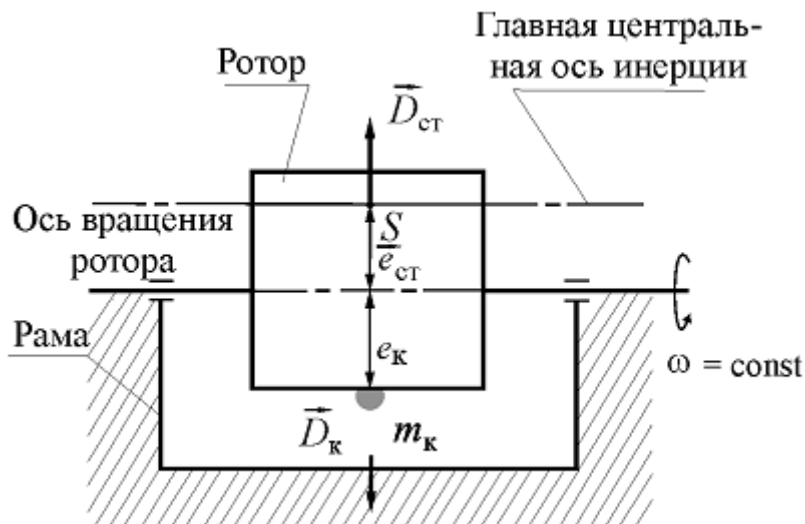


Рис. 9.1. Статическая неуравновешенность ротора

Для статического уравнивания необходимо, чтобы выполнялось равенство $-D_K = D_{CT}$. При этом можно задаться величиной m_K и определить e_K или задаться e_K и найти m_K .

В результате уравнивания главная центральная ось инерции должна совпасть с осью вращения. Иногда в силу конструктивных особенностей ротора нельзя установить одну корректирующую массу. Тогда устанавливают две корректирующие массы в разных плоскостях.

Уравнивание ротора производят на специальных установках – балансировочных станках и стендах.

Статическая балансировка вращающихся тел производится на специальных приспособлениях, которые по принципу действия делятся на следующие виды: балансировочные параллели, роликовые приспособления, дисковые приспособления, балансировочные весы или приспособления.

9.3. Описание лабораторной установки

Лабораторная установка, показанная на рис. 9.2,а, состоит из вала 1, на котором жестко закреплены пять дисков 3 с

круговыми прорезями для установки грузов 4. Градусные шкалы 9 на дисках позволяют отсчитывать центральные углы между устанавливаемыми грузами.

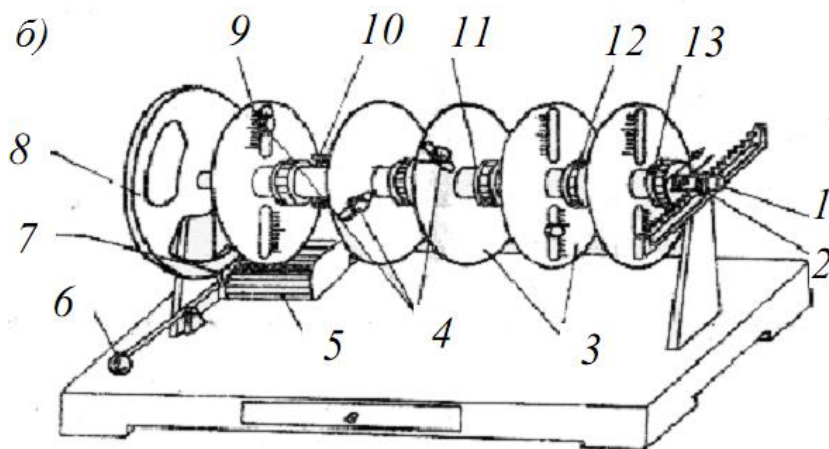
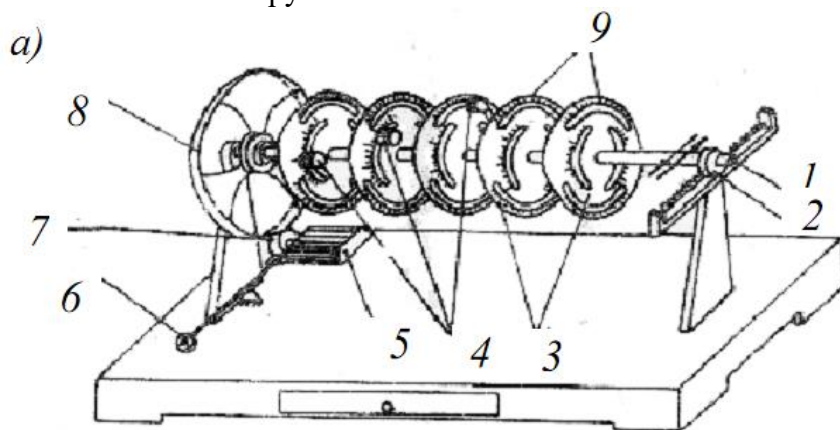


Рис. 9.2. Схемы лабораторных установок

Лабораторная установка, изображенная на рис. 9.2,б, состоит из вала 1, на котором при помощи винтов 10 фиксируются в определенном положении пять дисков 3. Ступица 11 каждого диска имеет риску 13. При повороте дисков необходимо ослабить винт 10. Градусная шкала нанесена против каждого диска на валу. При установке диска под определенным

углом необходимо риску 13 на ступице диска совместить с соответствующим делением на шкале 12 вала. Радиальные прорезы со шкалой 9 позволяют устанавливать грузы на различных радиусах.

Валы 1 обеих установок вращаются в подшипниках, связанных с рамой. Правый подшипник 2 может перемещаться в горизонтальной плоскости по раме, что позволяет проверить уравновешенность вращающегося вала 1 с дисками. С этой целью на левом конце вала каждой установки закреплен шкив 8 для раскручивания вала. При опускании рукоятки 6 вниз включается мотор 5, а резиновый ролик 7, сидящий на его валу, прижимается к шкиву 8 и раскручивает вал. После отнятия руки от рукоятки 6 ролик 7 отходит от шкива 8 и мотор выключается. Если диски с установленными грузами не уравновешены, то возникают резкие колебания вала, которые хорошо заметны по движению его незакрепленного конца.

9.3. Порядок выполнения работы

1) Для того чтобы задать неуравновешенность вращающегося тела, выбирают три постоянных груза.

2) Разместить грузы на трех дисках согласно таблице 9.1.

Таблица 9.1

Размещение грузов на дисках

Грузы	Угол положения грузов	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
m_1	α_1	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
m_2	α_2	80°	90°	60°	80°	90°	100°	110°	40°
m_3	α_3	90°	150°	180°	110°	70°	80°	80°	160°

На первой установке (см. рис. 9.2,а) грузы размещаются в круговых прорезях на радиусе $r = 60$ мм или $r = 90$ мм, а на второй (см. рис. 9.2,б) – в радиальных прорезях.

При закреплении грузов необходимо риску на них совместить с одним из делений на шкале 9 дисков 3.

Положение первого груза m_1 характеризуется углом α_1 , который на первой установке определяется по шкале 9 диска 3, а на второй установке – поворотом дисков 3 при ослабленных винтах 10.

Второй груз m_2 размещается под заданным углом α_2 на втором диске установки. Угол α_2 отсчитывается относительно первого груза, а угол α_3 – относительно второго груза. При выборе углов α_1 , α_2 и α_3 следует руководствоваться данными табл. 9.1.

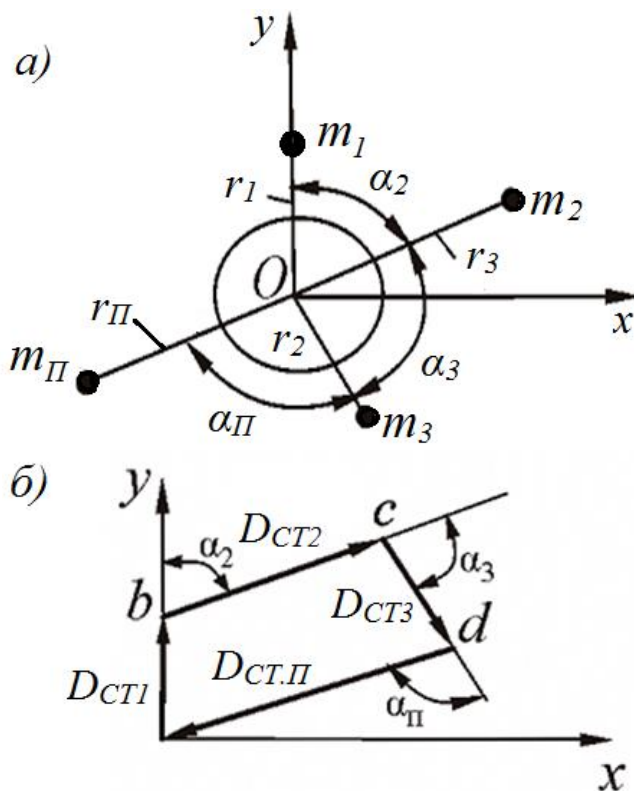


Рис. 9.3. Схема размещения грузов и план статических дисбалансов

3) После закрепления грузов на диске проверяют его на статическую уравновешенность. О статической неуравновешенности вращающегося тела можно судить по следующим факторам. В данном случае вал с дисками

вращается в подшипниках качения, поэтому возникающая сила трения в подшипниках весьма мала. Если центр тяжести не лежит на одной вертикальной оси с центром вращения ротора, то статически неуравновешенное тело начнет вращаться. Ротор остановится только тогда, когда центр тяжести не займет самое нижнее положение. Если тело будет статически уравновешено, то оно в любом положении будет устойчиво. Далее в масштабе вычерчиваем схему расположения грузов, как показано на рис. 9.3,а.

4) Запишем условие статического равновесия нашей системы:

$$m_{\Pi} \cdot r_{\Pi} + m_1 \cdot r_1 + m_2 \cdot r_2 + m_3 \cdot r_3 = 0 \quad (9.3)$$

где m_{Π} и r_{Π} – масса и местоположение противовеса.

5) Определяем статические дисбалансы отдельно для каждого груза 1, 2 и 3:

$$D_{CTi} = m_i \cdot r_i \quad (9.4)$$

6) Строим план статических дисбалансов всех грузов.

А) Определяем масштаб построения плана статических дисбалансов:

$$\mu_D = \frac{D_{CT1}}{ab} \quad (9.5)$$

где ab – отрезок, изображающий вектор D_{CT1} статического дисбаланса груза 1 на плане (рис. 9.3,б), мм.

Длиной отрезка ab задаемся произвольно.

б) Определяем длины отрезков bc и cd , которые будут изображать вектора статических дисбалансов грузов 2 и 3:

$$bc = \frac{D_{CT2}}{\mu_D}, \text{ мм} \quad (9.6)$$

$$cd = \frac{D_{CT3}}{\mu_D}, \text{ мм} \quad (9.7)$$

в) Выбираем произвольную точку «а» (рис. 9.3,б). От точки «а» откладывает отрезок ab (вектор D_{CT1}), направленный

вертикально вверх параллельно радиусу r_1 от центра вращения к периферии. Затем от точки «b» откладываем отрезок bc (вектор D_{CT2}), направленный параллельно радиусу r_2 от центра вращения к периферии. Далее от точки «c» откладываем отрезок cd (вектор D_{CT3}), направленный параллельно радиусу r_3 от центра вращения к периферии.

Соединяем точки «d» и «a» и получим отрезок da , который будет изображать направление вектора статического дисбаланса противовеса $D_{CT.П}$.

г) Определим величину статического дисбаланса противовеса по формуле:

$$D_{CT.П} = ad \cdot \mu_D \quad (9.8)$$

д) На плане дисбалансов измеряем угол расположения противовеса $\alpha_{П}$ (рис. 9.3,б)

7) Зная радиус расположения противовеса $r_{П}$ определим массу противовеса:

$$m_{П} = \frac{D_{CT.П}}{r_{П}}, \text{ кг} \quad (9.9)$$

Можно задаться массой противовеса и определить радиус его расположения:

$$r_{П} = \frac{D_{CT.П}}{m_{П}}, \text{ мм} \quad (9.10)$$

9.5. Содержание отчета

Отчет должен содержать:

- 1) Цель работы.
- 2) Исходные данные: массы грузов m_i , углы установки грузов α_i .
- 3) Схемы размещения грузов и плана дисбалансов (рис. 9.3).
- 5) Расчеты с формулами и результаты вычислений.

9.6. Контрольные вопросы

- 1) Что является причиной неуравновешенности вращающихся звеньев, каковы отрицательные последствия, к которым она приводит?
- 2) Что называется балансировкой?
- 3) В чем заключается сущность статической балансировки?
- 4) Что такое дисбаланс и как он определяется?
- 5) Как определить массу противовеса?
- 6) Как определить положение противовеса на роторе?

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Коренько А.С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – Киев: Вища школа, 1970 г. – 332 с.
3. Петров С.Г. и др. Теория механизмов и машин: Учебно-лабораторный практикум / С.Г. Петров, Э.В. Азарова, В.Е. Головкин, Н.Н. Кокушин, Н.В. Кузнецова. – СПб.: ГОУВПО СПбГТУРП, 2006. – 66 с.
4. Поезжаева Е.В. Лабораторный практикум по теории механизмов и робототехнике: учеб. пособие. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2007. – 132 с.
5. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. – М.: Высш. шк., 1997. – 496 с.: ил.

Учебное издание

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

Компьютерная верстка *А.Н. Попескул*

Набор *В.А. Антюхов*

Усл. печатных листов – 4,9. Тираж 10 экз.