

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
ГОУ ВПО ЛНР «ЛУГАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ТАРАСА ШЕВЧЕНКО»

А.В. Калайдо
Е.Я. Сердюкова

Теория машин и механизмов

Учебно-методическое пособие
для выполнения лабораторных работ для студентов
очной и заочной форм обучения по направлениям подготовки
44.03.04 «Профессиональное обучение (по отраслям). Транспорт»,
44.03.01 «Педагогическое образование. Технологии»


Луганск
2018

УДК 531.8(076)
ББК 34.41р3
К64

Рецензенты:

- Абрамов В.Е.* – профессор ФГБУ «Научно-исследовательский институт Строительной физики Российской Академии архитектуры и строительных наук» Минстроя России (г. Москва), доктор технических наук, профессор;
- Сильчева А.Г.* – доцент кафедры физики и нанотехнологий ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», кандидат физико-математических наук, доцент;
- Лангазов В.В.* – доцент кафедры механизации производственных процессов в животноводстве ГОУ ЛНР «Луганский национальный аграрный университет», кандидат технических наук, доцент.

Калайдо А.В., Сердюкова Е.Я.
К 64 Теория машин и механизмов : учебно-методическое пособие для выполнения лабораторных работ / А.В. Калайдо, Е.Я. Сердюкова; ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко». – Луганск : Книта, 2018. – 88 с.

Учебно-методическое пособие сформировано на основе методического обеспечения лабораторного практикума по теории машин и механизмов, внедренного в учебный процесс на кафедре технологий производства и профессионального образования. Помимо практической составляющей пособие содержит теоретический материал, достаточный для защиты студентом выполненной лабораторной работы. Пособие предназначено для индивидуального выполнения лабораторных работ студентами, а также для преподавателей.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов очной и заочной форм обучения по направлениям подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение (по отраслям). Транспорт», 44.03.01 «Педагогическое образование. Технологии».

УДК 531.8(076)
ББК 34.41р3

*Рекомендовано Учебно-методическим советом Луганского национального университета имени Тараса Шевченко
в качестве учебно-методического пособия для студентов, обучающихся по
направлениям подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение» (по отраслям).
Транспорт», 44.03.01 «Педагогическое образование. Технологии»
(протокол № 5 от 11.12.2018 г.)*

© Калайдо А.В., Сердюкова Е.Я., 2018
© ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко», 2018

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Лабораторная работа № 1	
Структурный анализ плоских механизмов.....	6
Лабораторная работа № 2	
Кинематический анализ механизмов методом планов.....	11
Лабораторная работа № 3	
Кинематический анализ механизмов методом диаграмм.....	20
Лабораторная работа № 4	
Определение механических параметров звеньев механизма.....	28
Лабораторная работа № 5	
Экспериментальное определение коэффициентов трения покоя и трения скольжения.....	33
Лабораторная работа № 6	
Графический синтез кулачковых механизмов.....	39
Лабораторная работа № 7	
Кинематический анализ зубчатых механизмов с неподвижными осями.....	55
Лабораторная работа № 8	
Кинематический анализ зубчатых механизмов с подвижными осями.....	62
Вопросы для подготовки к экзамену по дисциплине «Теория машин и механизмов»	66
Список рекомендованной литературы.....	68
Приложения.....	70

ВВЕДЕНИЕ

Теория машин и механизмов (ТММ) относится к числу фундаментальных наук общетехнического цикла, и формирует у будущих специалистов инженерные знания, необходимые для проектирования и исследования современных машин и механизмов. В курсе ТММ рассматривается строение и классификация механизмов, методы их кинематического и динамического исследования, принципы построения машин. Изложение данной дисциплины строится на основе знаний из теоретической механики, физики и математики, поэтому успешное освоение ТММ невозможно без глубокой общеобразовательной подготовки.

Целью курса «Теория машин и механизмов» является изучение студентами направлений подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение (по отраслям). Транспорт», 44.03.01 «Педагогическое образование. Технологии» структуры, геометрии, кинематики и динамики типовых механизмов и их систем с целью формирования знаний, умений и навыков, необходимых для проектирования новых машин и механизмов. Полученные в процессе изучения дисциплины знания и навыки должны помочь студентам в выполнении их первых проектно-исследовательских работ – курсовых проектов по дисциплинам ТММ и «Детали машин», а также являются базисом при дальнейшем изучении дисциплин профессиональной подготовки.

Эффективность применения методов теории машин и механизмов во многом зависит от уровня практической подготовки будущего специалиста. Поэтому опытно-экспериментальная работа является неотъемлемой частью в структуре курса ТММ, ее освоение реализуется в форме выполнения лабораторных работ. При этом схемы механизмов, предлагаемые студентам для исследования на лабораторных работах, максимально приближены к схемам механизмов, применяемых в реальных машинах и механизмах, являющихся объектами будущей профессиональной деятельности студентов указанных профилей подготовки.

Успешное выполнение лабораторных работ невозможно без соответствующего методического обеспечения. Данное учебно-методическое пособие предназначено для студентов направлений подготовки, которые изучают теорию машин и механизмов в значительном объеме, однако может быть использовано также студентами специальностей, изучающими ТММ в рамках дисциплины «Прикладная механика» как дополнительная литература.

В пособии представлено восемь лабораторных работ, предусмотренных учебной программой и имеющих соответствующее материально-техническое обеспечение.

Перед выполнением каждой лабораторной работой необходимо изучить соответствующие разделы лекционного материала с целью предварительной подготовки к ее выполнению. Успешность выполнения лабораторной работы определяется уровнем подготовки студента. В описании каждой работы указаны ее цель и задачи, значительное внимание уделяется базовым понятиям и законам ТММ. В теоретических сведениях достаточно тезисно изложен лекционный материал по соответствующим темам, сопровождающийся детальными примерами решения типовых задач ТММ. Все лабораторные работы снабжены бланком оформления отчета.

Контрольные вопросы в конце каждой работы акцентируют внимание на наиболее важных моментах курса и будут полезны в процессе подготовки к экзаменационной работе по курсу.

Перед началом выполнения цикла лабораторных работ преподаватель проводит инструктаж по охране труда в лаборатории ТММ. Работы выполняются бригадным методом, состав бригады – два или три студента, в зависимости от количества студентов в академической группе. Во время занятия преподаватель контролирует ход экспериментальных исследований, точность расчетов, проверяет полученные результаты. При обнаружении неточностей в организации и проведении эксперимента, грубых погрешностей в полученных результатах измерений, преподаватель указывает на ошибки и пути их устранения. Графическая часть отчета выполняется карандашом с учетом правил технического черчения.

Замечания преподавателя по ходу выполнения и оформления лабораторной работы, а также выявленные ошибки устраняются студентом самостоятельно. Каждая лабораторная работа защищается студентом лично. Защита лабораторной работы проводится в форме собеседования, предусматривает решение практических задач или тестов и призвана выявить уровень знаний студента по теме защищаемой лабораторной работы.

Лабораторная работа № 1
СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: усвоить методику проведения структурного анализа, определить степень подвижности плоского механизма.

Теоретические сведения

Механизмом называют искусственно созданную систему тел (звеньев), предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в нужное движение других тел. Механизмы состоят из звеньев, которые могут иметь различную природу. В теории машин и механизмов (ТММ) изучаются механизмы, образованные твердыми звеньями, при этом каждое звено может состоять из одного или нескольких жестко соединенных твердых тел. Твердые тела, составляющие звенья, называют *деталью*.

Любой механизм состоит из одного неподвижного и нескольких подвижных звеньев (рис. 1.1), неподвижное звено называют *стойкой*. В зависимости от характера движения подвижных звеньев механизма относительно стойки они имеют следующие названия:

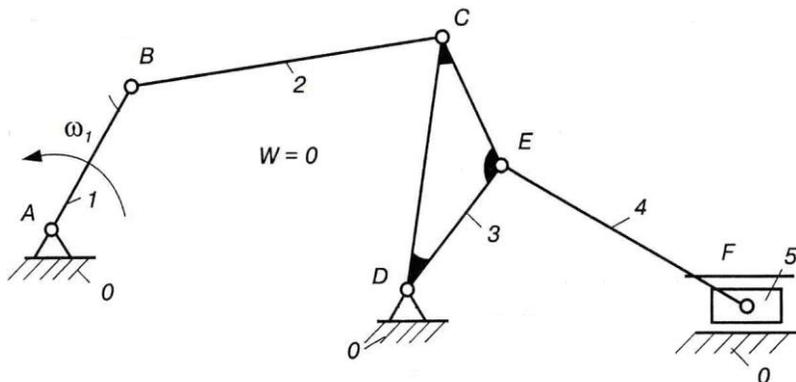


Рисунок 1.1 – Структурная схема плоского механизма

– *кривошип* – звено, совершающее полный оборот вокруг оси, связанной со стойкой. Обозначается на схеме стрелкой, которая может быть направлена по часовой стрелке, против нее или одновременно в обе стороны. На рис. 1.1 кривошипом является звено 1;

– *шатун* – звено, совершающее плоскопараллельное движение при работе механизма. На рис. 1.1 кривошипами являются звенья 2 и 4;

– *ползун* – звено, поступательно перемещающееся относительно стойки или иного звена. Звено 5 на рис. 1.1 является ползуном;

- *кулиса* – звено, совершающее вращательное движение, но не делающее полного оборота вокруг стойки. На рис. 1.1 это звено 3;
- *кулачок* – звено, профиль которого имеет переменную кривизну;
- *зубчатое колесо* – звено с замкнутой системой зубьев, которое обеспечивает за полный оборот непрерывное движение парного звена.

Подвижные звенья в механизмах соединяются между собой или с неподвижным звеном таким образом, что всегда имеет место движение одного звена относительно другого. Соединение двух звеньев, обеспечивающее их относительное движение, называется *кинематической парой*.

Звенья в кинематических парах могут контактировать поверхностями, по линии или в точке. Поверхности, линии или точки, где соприкасаются звенья, образуя кинематическую пару, называют элементами звена. В зависимости от формы элементов соприкасающихся звеньев кинематические пары делятся на высшие и низшие. Если элементами контакта пары являются точки или линии, то такие кинематические пары называют высшими, а если поверхности – то низшими.

Все кинематические пары делятся на классы в зависимости от числа связей, наложенных на относительное движение их звеньев. Число условий связей может быть от 1 до 5, поэтому число классов кинематических пар – пять. Соответственно, встречаются кинематические пары 1-го, 2-го, 3-го, 4-го и 5-го классов. Пара первого класса одновременно может выполнять пять независимых движений, пара второго класса – четыре и т.д. В современных машинах и механизмах кинематические пары первого и второго классов не используются. В *Приложении А–Д* приведены примеры наиболее распространенных кинематических пар и их развернутая классификация.

Механизм, у которого все точки подвижных звеньев движутся в одной или в параллельных плоскостях, называется *плоским*. Плоские механизмы состоят из звеньев, которые объединяются между собой только парами четвертого и пятого классов. Если звенья в механизмах объединяются только низшими кинематическими парами, то такие механизмы называют *рычажными*.

Структурный анализ существующего механизма решает следующие задачи: построение схемы механизма; определение степени подвижности; разложение механизма на структурные группы и установление их класса и порядка, определение класса и порядка механизма и формулы его строения.

Схема механизма – это графическое изображение звеньев и кинематических пар условными обозначениями. Различают структурные и кинематические схемы механизмов. В структурной схеме размеры звеньев не указываются, а ее построение необходимо для наглядного воспроизведения устройства и работы механизма. В кинематической схеме указываются размеры, необходимые для кинематического анализа механизма.

Звенья, как правило, изображают отрезками прямых линий и нумеруют арабскими цифрами; кинематические пары обозначают большими буквами латинского алфавита. После изображения кинематической схемы механизма указывают ее масштабный коэффициент; заносят в таблицу все необходимые размеры в миллиметрах.

Степень подвижности плоского механизма относительно стойки определяют по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4, \quad (1.1)$$

где n – количество подвижных звеньев; P_5 – число пар пятого класса; P_4 – число пар четвертого класса.

В отдельных механизмах могут встречаться сложные шарниры, соединяющие более двух звеньев. Число кинематических пар, образованных сложным шарниром, называют его кратностью. Если шарнир объединяет k звеньев, то его кратность $(k - 1)$.

Пассивные связи и лишние степени свободы, которые встречаются в механизмах, заранее выделяются и в формулу для подсчета степени подвижности не включаются. Если в состав механизма входят высшие кинематические пары, то каждая такая пара заменяется кинематической цепью, звенья которой объединены только низшими кинематическими парами.

Согласно классификации Ассура и Артоболевского любой плоский механизм состоит из механизма (механизмов) первого класса и присоединенных к нему структурных групп (групп Ассура), нулевой подвижности относительно стойки. Под механизмом первого класса понимают ведущее звено, соединенное кинематической парой (вращательной или поступательной) со стойкой. На рис. 1.2 приведен пример разложения приведенного выше плоского механизма на группы Ассура.

Формула строения данного механизма: $I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5)$.

Структурной группой называют открытую кинематическую цепь, которая после присоединения элементов звеньев к стойке имеет нулевую степень подвижности. После присоединения такой группы к звеньям механизма степень его подвижности не меняется.

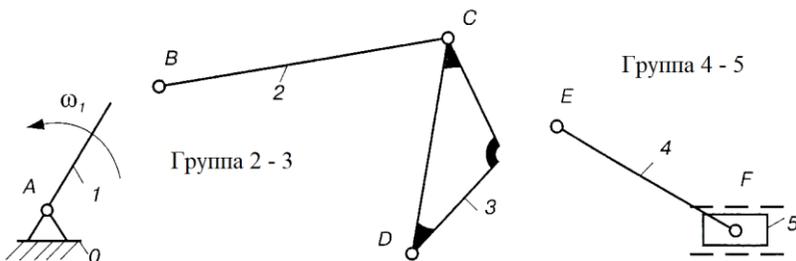


Рисунок 1.2 – Разложение на группы Ассура

Согласно классификации Артоболевского класс структурной группы определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур, а порядок группы – числом внешних элементов пар, которыми группа присоединяется к механизму. Класс механизма определяют по высшему классу группы Ассура, которая входит в его состав. Выделение в механизме структурных групп надо начинать с наиболее удаленной от ведущего звена группы. Сначала необходимо попытаться выделить самую простую группу и, если это не удастся, то необходимо попытаться выделить группы более высокого класса. После выделения первой группы необходимо выделять другие группы, пока не останется механизм первого класса.

Структурный анализ заканчивается составлением формулы строения механизма и определением его класса (*Приложение Е-3*).

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя механизм для исследования.
2. Найти ведущее звено и вращая его изучить характер относительного движения звеньев всего механизма, после чего выбрать положение, при котором хорошо видно расположение всех звеньев.
3. Разработать структурную схему механизма, пользуясь условными обозначениями в соответствии с рис. 1.1. Чертеж схемы выполняется карандашом под линейку.
4. Пронумеровать звенья цифрами, обозначить кинематические пары, определить их класс, заполнить табл. 1.1 в отчете.
5. Определить степень подвижности механизма по формуле (1.1).
6. Выделить ведущее звено (звенья) и стойку, разложить кинематическая цепь на группы Ассура по образцу в *Приложении И*. Рассмотреть каждую группу отдельно и определить ее класс и порядок. Для групп второго класса определить их виды.

7. Составить формулу строения механизма и определить класс механизма.

8. Оформить отчет о выполненной работе в соответствии с образцом, сделать выводы по работе.

Контрольные вопросы

1. Что такое звено механизма, какие виды звеньев бывают?
2. Понятие кинематической пары, классификация пар.
3. Для чего выполняют структурный анализ механизма?
4. Как определяется степень подвижности механизма, что она показывает?

Образец оформления бланка отчета

Лабораторная работа № 1

Структурный анализ плоских механизмов

Цель работы: _____

Структурная схема механизма № ____

Таблица 1.1 - Кинематические пары механизма

Обозначение								
Номера звеньев в паре								
Класс пары								

$k = \dots$ – общее количество звеньев механизма;

$n = \dots$ – количество подвижных звеньев механизма;

$p_5 = \dots$ – количество пар пятого класса;

$p_4 = \dots$ – количество пар четвертого класса.

Степень подвижности плоского механизма:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = \dots$$

Разложение механизма на группы Ассура

Формула строения механизма ...

Класс механизма ...

Выполнил _____
«___» _____ 201__ г.

Принял _____
«___» _____ 201__ г.

Лабораторная работа № 2
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДОМ
ПЛАНОВ

Цель работы: освоить методику проведения кинематического анализа плоских механизмов методом планов, закрепить навыки построения планов скоростей и ускорений плоских механизмов.

Теоретические сведения

При кинематическом анализе механизма рассматривается движение звеньев без учета действующих на них сил. Главной задачей кинематического исследования является определение перемещений, скоростей и ускорений отдельных точек и звеньев механизма.

Существуют четыре метода кинематического исследования механизмов: графический, графоаналитических, аналитический и экспериментальный. В данной работе величины и направления скоростей и ускорений точек механизма определяются *методом планов*, который относится к графоаналитическим методам.

План скоростей – графическое изображение (в определенном масштабе) векторов скоростей точек механизма, отложенных из произвольной точки (полюса) в соответствии с положением звеньев. Планы скоростей строятся в соответствии с векторными уравнениями, которые составляются для каждой группы Ассур в порядке их присоединения к ведущему звену. В основе векторных уравнений лежит теорема о разложении сложного движения на два простых переносное и относительное.

Теорема подобия для планов скоростей: план скоростей механизма подобен его положению и повернут по отношению к нему на 90° в сторону мгновенного вращения ведущего звена.

План ускорений – графическое изображение векторов ускорений звеньев механизма, отложенных из произвольной точки (полюса), которую в плане обозначают буквой π . Планы ускорений можно построить только методом векторных уравнений.

Теорема подобия для планов ускорений: план ускорений плоского механизма подобен его положению и повернут в отношении него на некоторый неопределенный угол.

При кинематическом исследовании механизмов движение начального звена принимают равномерным ($\omega = \text{const}$ или $s = \text{const}$), поскольку такие условия чаще всего реализуются на практике. Если вместо угловой скорости задано количество оборотов ведущего звена, то угловую скорость находят по формуле

$$\omega = \frac{\pi}{30}, \left[\frac{rad}{c} \right]. \quad (2.1)$$

Кроме того, все звенья можно считать абсолютно твердыми телами, а связи между ними идеальными, то есть изготовленными абсолютно точно. Такие предположения позволяют упростить методы исследования механизмов, не внося при этом значительных погрешностей в результаты исследования.

Построение планов скоростей и ускорений на примере одного из положений кулисного механизма показано на рис. 2.1.

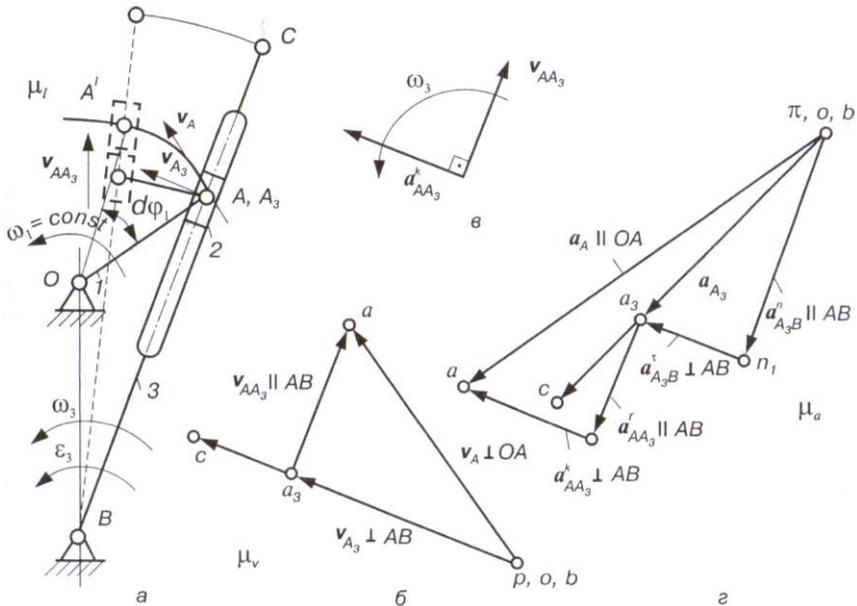


Рисунок 2.1 – Исследование кулисного механизма: *а* – схема механизма, *б* – план скоростей, *в* – план ускорений

Формула строения механизма: I(1) → II(2, 3).

Находим величину скорости точки *A*, которая принадлежит кривошипу 1 и ползуну 2

$$v_A = \omega \cdot l_{OA}. \quad (2.2)$$

Выбираем на плане полюс *p*, от которого откладываем отрезок *pa* произвольной длины. Данный отрезок перпендикулярен кривошипу и сонаправлен с его угловой скоростью. Теперь можно определить масштаб плана скоростей

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa}, \left[\frac{м/с}{мм} \right]. \quad (2.3)$$

Для облегчения дальнейших расчетов рекомендуется длину отрезка на плане брать пропорциональной скорости (например, при $v_A = 2,5$ м/с удобно выбрать $pa = 25$ мм).

Для определения скорости точки A_3 , которая принадлежит кулисе 3 и в данный момент совпадает с точкой A , используем теорему о сложении скоростей: скорость сложного движения точки A состоит из скорости поступательного движения v_{AA_3} ползуна вдоль оси кулисы и скорости вращательного движения точки A_3 вместе с кулисой

$$v_A = v_{A_3} + v_{AA_3}, \quad v_{AA_3} \parallel AB.$$

С другой стороны, скорость точки A_3 можно найти, выбрав в качестве полюса неподвижную точку B

$$v_{A_3} = v_B + v_{A_3B} = v_{A_3B}, \quad v_{A_3B} \perp AB.$$

Проведем через полюс p линию, перпендикулярную AB , а через точку A – линию, параллельную оси кулисы. На пересечении этих двух линий находим точку A_3 , строим векторы скоростей v_{A_3} и v_{AA_3} (рис. 2.1, б). Величины этих скоростей находим через масштаб скоростей

$$v_{A_3} = pa_3 \cdot \mu_v; \quad v_{AA_3} = aa_3 \cdot \mu_v.$$

Скорость точки C , лежащей на кулисе, имеет то же направление, что и скорость точки A_3 , поэтому найти ее можно по пропорции

$$\frac{pc}{pa_3} = \frac{BC}{BA_3} \Rightarrow pc = pa_3 \cdot \frac{BC}{BA_3}.$$

Величина скорости точки C

$$v_C = pc \cdot \mu_v.$$

В последнюю очередь определяем угловые скорости звеньев

$$\omega_3 = \frac{v_{A_3}}{l_{BA_3}}; \quad \omega_2 = \omega_3.$$

Построение плана скоростей завершено.

Планы ускорений строятся в той же последовательности. Сначала находим ускорение точки A кривошипа

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}}. \quad (2.4)$$

Произвольно выбираем полюс плана ускорений π , от которого откладываем отрезок πa и определяем масштаб плана

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a}, \left[\frac{m/c^2}{mm} \right]. \quad (2.5)$$

Для нахождения ускорения точки A_3 используем *теорему о сложении ускорений*: при вращательном переносном движении абсолютное ускорение равно векторной сумме переносного, относительного и кориолисова ускорений

$$\mathbf{a}_A = \mathbf{a}_{A_3} + \mathbf{a}_{AA_3}^{om} + \mathbf{a}_{AA_3}^{kop}. \quad (2.6)$$

Ускорение вращательного движения точки A_3 можно разложить на нормальную и тангенциальную составляющие

$$\mathbf{a}_{A_3} = \mathbf{a}_{A_3B} = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{A_3B}^n + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau = \frac{\omega_3^2}{l_{A_3B}} + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau.$$

Ускорение Кориолиса при плоском движении находим по формуле

$$\mathbf{a}_{AA_3}^{kop} = 2\omega_3 v_{AA_3}, \quad (2.7)$$

а для определения его направления поворачиваем вектор относительной скорости v_{AA_3} на 90° в сторону угловой скорости ω_3 . Окончательно для ускорения точки A получаем

$$\mathbf{a}_A = \frac{\omega_3^2}{l_{A_3B}} + \mathbf{a}_{A_3B}^\tau + \mathbf{a}_{AA_3}^{om} + \mathbf{a}_{AA_3}^{kop}.$$

Находим первое слагаемое и в масштабе откладываем на плане ускорений в направлении точки B отрезок πn_1 , поскольку нормальное ускорение является центростремительным. Касательное ускорение всегда перпендикулярно нормальному, поэтому через точку n_1 проведем линию-направление касательного ускорения.

Поскольку нам известна величина и направление ускорения Кориолиса, то приложим отрезок ka концом к точке a

$$\mathbf{ka} = \frac{\mathbf{a}_{AA_3}^{kop}}{\mu_a},$$

а через начало этого вектора проведем линию-направление относительного ускорения до пересечения с направлением тангенциальной составляющей ускорения. Таким образом, мы получили точку A_3 , которая позволяет определить величины относительного, тангенциального и переносного ускорений, а также полного ускорения точки A_3

$$a_{A_3} = \pi a_3 \cdot \mu_a; \quad a_{A_3B}^r = n_1 a_3 \cdot \mu_a; \quad a_{A_3}^{om} = k a_3 \cdot \mu_a.$$

Положение точки C на плане ускорений получаем методом подобия

$$\frac{\pi c}{\pi a_3} = \frac{BC}{BA_3} \Rightarrow \pi c = \pi a_3 \cdot \frac{BC}{BA_3}.$$

Ускорение точки C и модуль углового ускорения звеньев 2 и 3

$$a_C = \pi c \cdot \mu_a \text{ и } \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{A_3B}^r}{l_{A_3B}},$$

а чтобы определить его направление, вектор тангенциальной составляющей ускорения перенесем в точку A_3 и будем наблюдать вращение звена 3 вокруг точки B . В данном случае угловое ускорение будет направлено против часовой стрелки. Построение завершено.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя механизм для исследования и исходные данные для расчета. Выбрать масштабный коэффициент и начертить кинематическую схему механизма.

2. Провести полный структурный анализ механизма согласно алгоритму, описанному в лабораторной работе № 1.

3. Выбрать масштабный коэффициент скорости и построить вектор скорости ведущего звена.

4. По порядку присоединения групп Ассурова составить для каждой из них векторные уравнения скоростей. В соответствии с этими уравнениями построить планы скоростей для каждой группы.

5. Определить угловые скорости звеньев механизма и их направления. Нанести направления угловых скоростей на звенья схемы механизма.

6. Выбрать масштабный коэффициент и построить план ускорений ведущего звена.

7. По порядку присоединения групп Ассурова составить для каждой из них векторные уравнения ускорений. В соответствии с этими уравнениями начертить векторы ускорений всех точек звеньев групп Ассурова и определить их направление. Примеры определения скоростей и ускорений простейших механизмов методом планов представлены в *Приложении Л–М*.

8. Определить угловые ускорения звеньев и их направления. Нанести направления угловых ускорений звеньев на схему механизма.

Задание к лабораторной работе № 2

OA CM	AB CM	AC CM	CE CM	\sim Бор.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	60	40	60	$\eta_{1, \text{мм}}$	100	150	200	200	250	300	350	400	400	
				α°	30	60	100	135	200	225	260	300	345	10

OA CM	AB CM	BC CM	DH CM	CH CM	\sim Бор.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	35	25	28	90	60	100	200	300	400	500	500	250	350	450	500
					α°	0	30	45	50	135	110	225	260	300	345

OA CM	OB CM	DC CM	\sim Бор.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	40	80	$\eta_{1, \text{мм}}$	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200
			α°	0	30	60	110	135	180	225	290	315	345

OA CM	AB CM	AC CM	CE CM	DE CM	K CM	\sim Бор.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	80	50	30	30	80	60	80	100	120	140	160	180	200	250	300	
						α°	10	45	80	135	160	200	225	250	290	345

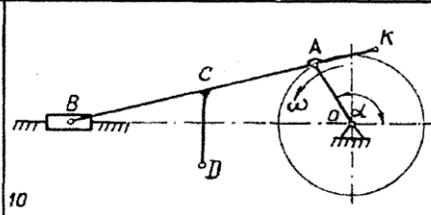
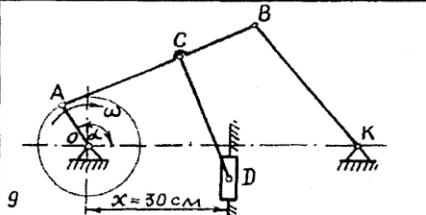
OA CM	AB CM	BC CM	CD CM	\sim Бор.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	60	30	70	60	90	120	150	180	210	270	300	300	120	
				α°	10	30	60	85	120	165	190	210	260	315

OA CM	AB CM	BC CM	AC CM	CD CM	\sim Бор.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	70	65	15	30	60	90	120	150	180	210	270	290	300	120	
					α°	10	30	60	80	120	165	190	210	260	315

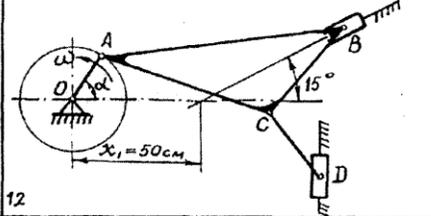
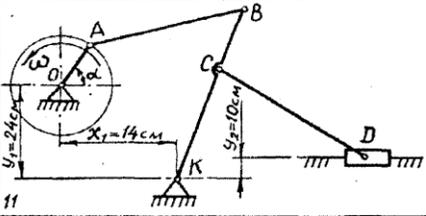
OA CM	AB CM	KB CM	BC CM	AD CM	DE CM	\sim Бор.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	60	30	70	40	70	80	90	120	150	180	210	240	270	300	160	
						α°	10	30	60	95	135	170	225	255	280	315

OA CM	AB CM	BC CM	AC CM	CD CM	\sim Бор.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15	70	60	15	30	60	90	120	150	180	210	270	290	300	120	
					α°	10	30	60	80	120	165	190	210	260	315

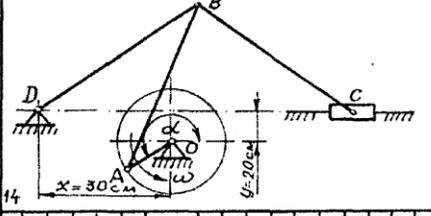
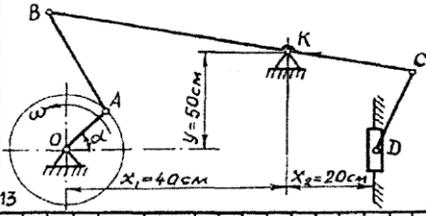
OA	AB	BE	AC	CD	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	OA	AB	BC	CD	AK	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
CM	CM	CM	CM	CM		$\frac{\pi \cdot \omega}{\text{МАН}}$	100	100	150	150	180	180	210	210	270	300	CM	CM	CM	CM		CM	$\frac{\pi \cdot \omega}{\text{МАН}}$	90	90	120	120	150	150	180	180	210	240
15	50	50	30	50		α°	0	30	60	80	135	170	225	280	315	345	15	90	45	30		45	α°	15	30	60	85	135	175	225	290	315	345



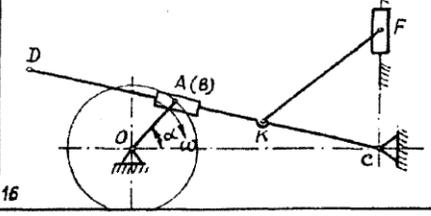
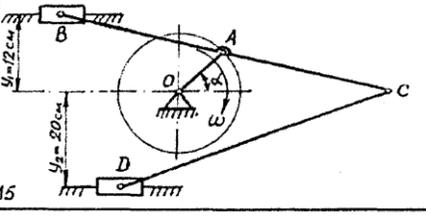
OA	AB	BC	CD	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	OA	AB	AC	BC	CD	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
CM	CM	CM	CM		$\frac{\pi \cdot \omega}{\text{МАН}}$	90	90	120	120	150	150	180	180	210	210	CM	CM	CM	CM		CM	$\frac{\pi \cdot \omega}{\text{МАН}}$	90	150	210	240	300	340	90	150	210	240
10	25	36	24		50	α°	10	30	60	80	120	160	210	240	315	15	80	50	50		25	α°	315	250	235	210	160	120	95	60	30	10



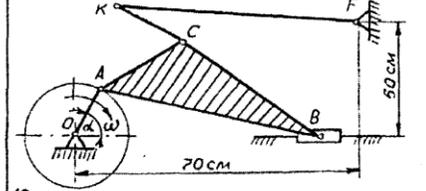
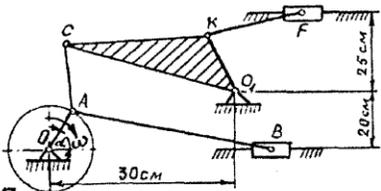
OA	AB	BC	CD	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	OA	AB	BC	CD	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10				
CM	CM	CM	CM		$\frac{\pi \cdot \omega}{\text{МАН}}$	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360	CM	CM		CM	CM	$\frac{\pi \cdot \omega}{\text{МАН}}$	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360	
15	40	50	25		40	α°	0	30	60	85	135	170	225	280	315	345	10	55		35	30	α°	10	30	60	85	120	150	180	210	240	270	300



OA	AB	AC	CD	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	OA	AB	BC	CD	KF	N бар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
CM	CM	CM	CM		$\frac{\pi \cdot \omega}{\text{МАН}}$	60	90	120	180	210	240	270	300	330	360	CM	CM	CM	CM		CM	$\frac{\pi \cdot \omega}{\text{МАН}}$	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
10	25	25	40		α°	10	30	60	85	120	150	175	210	260	315	15	100	30	60		50	α°	315	275	240	210	175	150	120	75	40	15

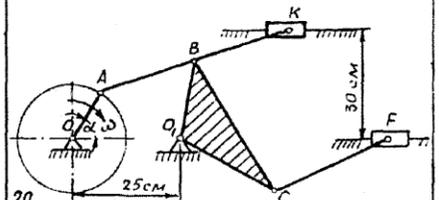
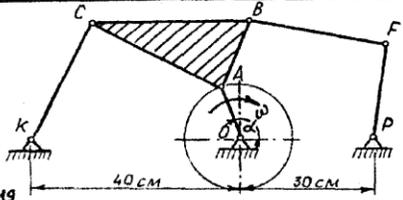


DA	AC	AB	CO	CK	KF	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DA	AC	AB	CB	CK	KF	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
15	20	40	35	20	25	α°	10	30	60	110	35	170	225	260	315	345	15	30	80	65	20	60	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345



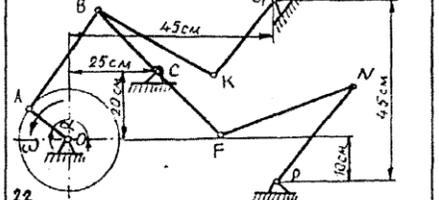
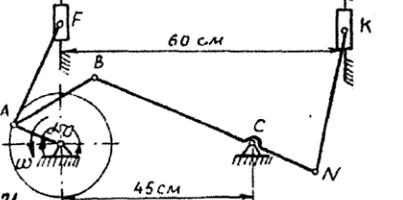
DA	AC	CB	KC	BF	PF	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DA	AB	BC	BC	BK	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	
15	25	30	30	30	25	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345	15	20	25	35	40	30	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345

DA	AB	BC	BC	BK	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DA	AB	BC	BC	BK	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400		
15	25	30	30	30	25	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345	15	20	25	35	40	30	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345



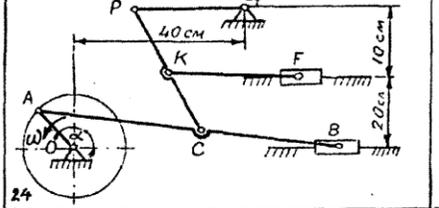
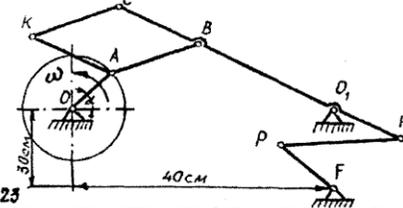
DA	AF	AB	BC	CN	NK	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DA	AB	CF	FN	BK	PV	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240
15	25	30	20	30	30	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345	15	20	20	35	30	30	α°	10	40	70	110	135	170	225	260	315	345

DA	AB	CF	FN	BK	PV	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DA	AB	CF	FN	BK	PV	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240
15	25	30	20	30	30	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345	15	20	20	35	30	30	α°	10	40	70	110	135	170	225	260	315	345



DA	AB	CB	KA	BO	OH	PH	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DA	AC	CB	PK	PQ	KF	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	50	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480										
15	20	25	40	15	25	α°	15	45	75	110	135	170	225	260	315	345	15	30	20	15	25	20	α°	10	40	70	110	135	170	225	260	315	345	

DA	AC	CB	PK	PQ	KF	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	DA	AC	CB	PK	PQ	KF	$\frac{N}{SAP}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	CM	CM	CM	CM	CM	CM	$\frac{Qd}{P_{MIN}}$	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
15	30	20	15	25	20	α°	10	40	70	110	135	170	225	260	315	345	15	30	20	15	25	20	α°	10	40	70	110	135	170	225	260	315	345



Контрольные вопросы

1. Какие задачи решает кинематический анализ механизмов?
2. Назовите методы проведения кинематического анализа.
3. Порядок построения плана скоростей плоского механизма.
4. Сформулируйте теорему о сложении ускорений, как она используется при построении плана ускорений?
5. Какие допущения делают при проведении кинематического анализа?

Образец оформления бланка отчета

Лабораторная работа № 2

Кинематический анализ механизмов методом планов

Цель работы:

Схема № ____

Исходные данные:

Кинематическая схема механизма № ____

Степень подвижности плоского механизма:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = \dots$$

Разложение механизма на группы Ассура:

Формула строения механизма ...

Класс механизма ...

План скоростей

Расчет скоростных параметров звеньев

План ускорений

Расчет параметров ускорения звеньев

Выполнил _____
«___» _____ 201__ г.

Принял _____
«___» _____ 201__ г.

Лабораторная работа № 3
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ МЕТОДОМ
ДИАГРАММ

Цель работы: усвоить методику построения диаграмм положений, скоростей и ускорений плоских механизмов.

Теоретические сведения

Наиболее простыми методами кинематического анализа являются графические методы, которые в большинстве случаев обеспечивают достаточную точность. Кроме того, они значительно упрощают расчеты, экономят время и способствуют уменьшению ошибок в результатах благодаря наглядности исследований. Метод диаграмм как раз и относится к группе графических методов кинематического исследования механизмов.

Большинство машин и механизмов в процессе работы совершают периодическое движение. *Период (цикл) движения* – промежуток времени, по истечении которого механизм возвращается в исходное положение, а его кинематические параметры приобретают начальные значения, после чего движение механизма повторяется по тому же закону. Поэтому для кинематического исследования достаточно одного периода работы механизма. Если ведущее звено осуществляет вращательное движение, то его закон движения задается в виде

$$\varphi = \varphi(t),$$

а в случае поступательного движения этот закон выражают уравнением

$$s = s(t).$$

При этом также должны быть заданы кинематическая схема механизма и размеры всех его звеньев.

Порядок кинематического исследования плоских механизмов методом диаграмм показан на рис. 3.1 на примере кривошипно-шатунного механизма.

Кинематический анализ механизма методом диаграмм начинается с построения плана положений механизма. Поскольку план положений строится в определенном масштабе, то сначала определяют масштабный коэффициент. Построение плана положений начинают с ведущего звена, поэтому формула масштаба

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \left[\frac{м}{мм} \right], \quad (3.1)$$

где OA – длина отрезка на плане, мм; l_{OA} – действительная длина кривошипа, м.

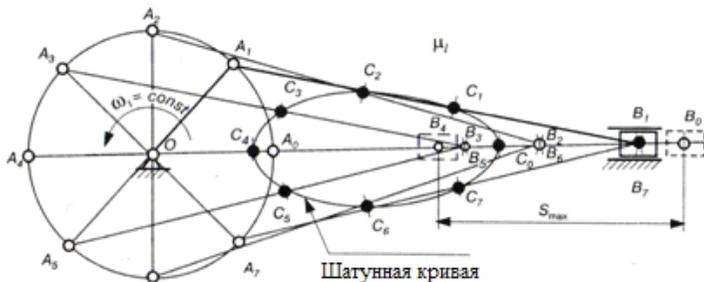


Рисунок 3.1 – План положений кривошипно-шатунного механизма

Кривошип OA совершает вращательное движение вокруг неподвижной точки O , поэтому его траекторией будет окружность радиуса OA . План положений будем строить для восьми положений кривошипа. Для этого разделим траекторию точки A на 8 равных частей. За начальное положение кривошипа обычно выбирают то, которое соответствует одному из крайних положений выходного звена. В данном случае за начальное положение принимаем OA_0 , при котором кривошип и шатун вытягиваются в одну линию. По направлению вращения кривошипа определяем номера следующих положений. Период полного вращения кривошипа

$$T = \frac{60}{n}, \quad (3.2)$$

переход в каждое следующее положение происходит за $T/8$ с. Длину шатуна AB на плане определяем по формуле

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_1} \text{ [мм]}.$$

Положение точки B найдем методом дуговых засечек (*Приложение К*), учитывая, что длина шатуна в процессе движения не меняется. Для этого из полученных точек A_0-A_7 сделаем дуговые засечки радиусом AB , в результате чего получаем точки B_0-B_7 . Соединив соответствующие точки A и B отрезками, получим все положения шатуна и ползуна (рис. 3.1). Построение плана положений завершено.

Построение диаграммы перемещений. При исследовании механизма надо знать изменения длины пройденного звеном пути в зависимости от времени или угла поворота кривошипа. Для этого строится диаграмма перемещений. Чаще всего такую диаграмму строят для выходного звена, поэтому рассматриваем построение диаграммы перемещений ползуна B . По оси абсцисс откладываем период полного

оборота кривошипа (можно и угол поворота), разделенный на 8 интервалов в соответствующем масштабе

$$\mu_t = \frac{T}{l} \left[\frac{c}{MM} \right], \quad (3.3)$$

где l – длина отрезка, изображающего полный цикл по оси ординат.

Линейные перемещения ползуна откладываем по оси ординат в определенном масштабе

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{[S_{\max}]} \left[\frac{M}{MM} \right], \quad (3.4)$$

где S_{\max} – максимальный ход ползуна B , м; $[S_{\max}]$ – отрезок на диаграмме, изображающий этот максимальный ход, мм.

Определив масштаб, переходим к построению диаграммы перемещений. Для каждого промежутка времени (положения кривошипа) измеряем расстояния от начального положения B_0 до данного B_i и откладываем их в выбранном масштабе по оси ординат. Полученные точки соединяем плавной кривой, которая и является диаграммой перемещений (рис. 3.2, *a*).

Построение диаграммы скоростей. Имея диаграмму перемещений любой точки или звена как функцию пути от времени, методами графического дифференцирования можно определить скорости точки (звена) в течение цикла движения по формуле

$$v = \frac{ds}{dt}. \quad (3.5)$$

Наиболее удобным методом построения диаграммы скоростей является метод хорд. Он основан на теореме о конечном приросте функции: если функция и ее первая производная непрерывны, то на любом интервале хорда, стягивающая дугу, параллельна касательной к кривой $s = s(t)$ хотя бы в одной точке, лежащей в середине этого интервала. Поэтому на диаграмме перемещений на каждом интервале проводим хорды (рис. 3.2, *a*). Под диаграммой перемещений строим оси координат, где по оси абсцисс откладываем время в том же масштабе, а по оси ординат скорость звеньев (точек) механизма в масштабе

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t} \left[\frac{M/c}{MM} \right], \quad (3.6)$$

где H_1 – произвольное расстояние от полюса P_1 до начала координат.

На диаграмме скоростей из полюса P_1 последовательно проводим лучи $P11''-P17''$, параллельные соответствующим хордам до пересечения с осью ординат. Из точек пересечения лучи идут параллельно оси абсцисс до пересечения с соответствующим

интервалом времени. Полученные точки соединяются с помощью плавной кривой, которая и является диаграммой скоростей (рис. 3.2, б).

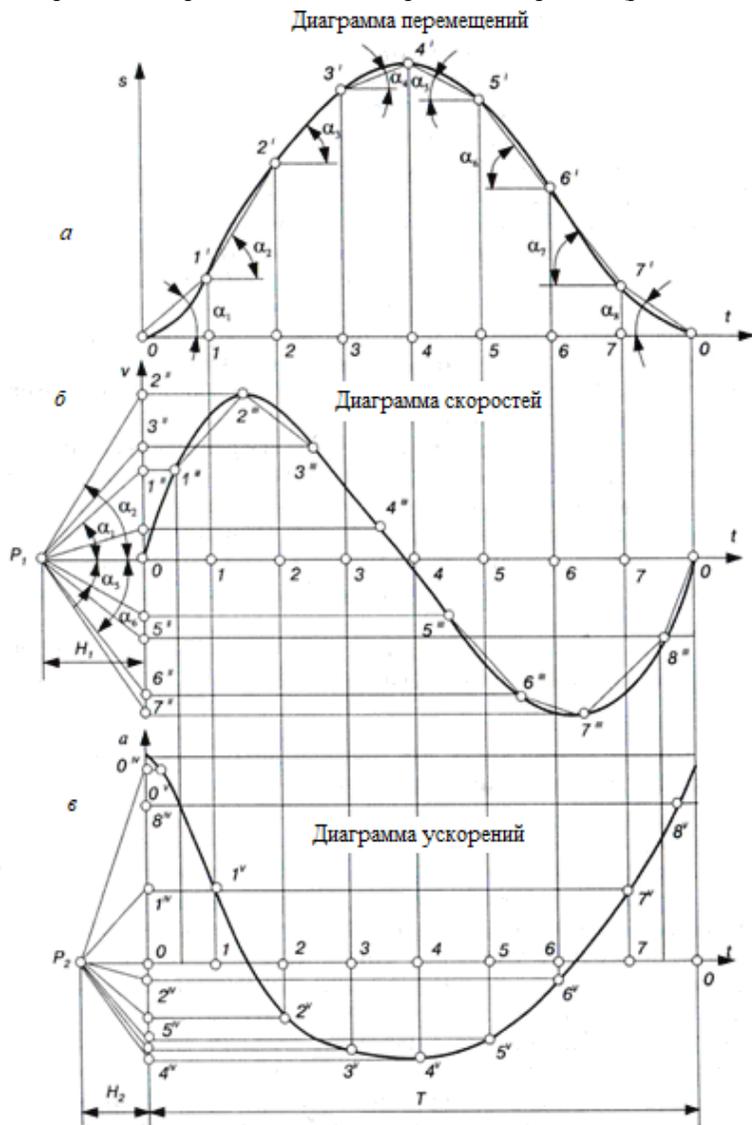


Рисунок 3.2 – Диаграммы перемещений (а), скоростей (б) и ускорений (в) механизма

При графическом дифференцировании следует обратить внимание на точку экстремума дифференцируемой кривой. В этом месте производная равна нулю, то есть крайним точкам соответствует нулевая скорость. Примеры выполнения графического дифференцирования представлены в *Приложениях Н – О*.

Построение диаграммы ускорений. По диаграмме скоростей любой точки (звена) как функции от времени методами того же графического дифференцирования определяем ускорение точки по формуле

$$a = \frac{dv}{dt}. \quad (3.7)$$

Под диаграммой скоростей строим координатные оси: по оси абсцисс откладываем время t в том же масштабе, а по оси ординат – ускорения a звеньев (точек) механизма в масштабе

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \cdot \mu_t} \left[\frac{m/c^2}{mm} \right], \quad (3.8)$$

где H_2 – произвольное расстояние от полюса P_2 до начала координат.

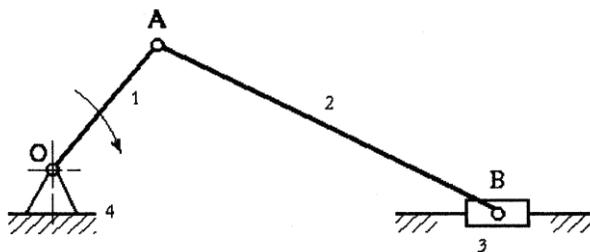
Диаграмму ускорений (рис. 3.2, в) строим в той же последовательности, что и предыдущую диаграмму скоростей. Сравнивая построенные диаграммы, можно отметить следующие закономерности:

- росту ординат диаграммы скоростей соответствуют положительные значения ординат диаграммы ускорений, и наоборот;
- при максимуме диаграммы скоростей диаграмма ускорений проходит через нуль от положительных значений к отрицательным, а при минимуме – от отрицательных к положительным;
- точке перегиба дифференцируемой кривой соответствует максимум или минимум на диаграмме ускорений.

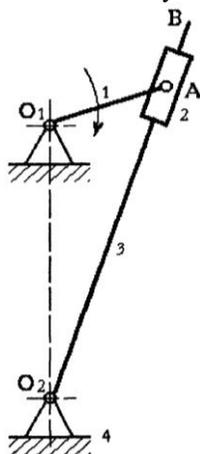
Порядок выполнения работы

1. Получить механизм для исследования, выбрать масштабный коэффициент, построить план положений механизма.
2. В соответствии с представленным в теоретической части образцом построить план положений выходного звена за цикл работы.
3. Определить масштабный коэффициент скорости и методом графического дифференцирования из диаграммы положений построить план скоростей механизма.
4. Определить масштабный коэффициент ускорения и методом графического дифференцирования из диаграммы скоростей построить план ускорений механизма.
5. Оформить отчет по лабораторной работе.

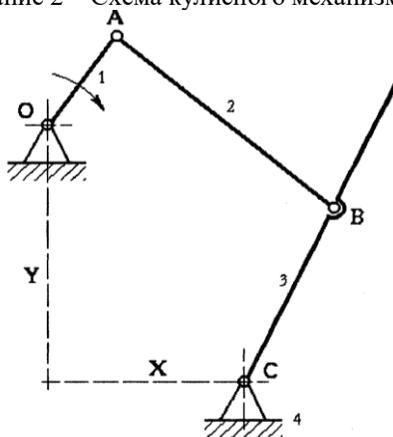
Задания к лабораторной работе № 3



Задание 1 – Схема кривошипно-шатунного механизма



Задание 2 – Схема кулисного механизма



Задание 3 – Схема механизма шарнирного четырехзвенника

Исходные данные к лабораторной работе № 3

Исходные данные к схеме 1

№ вар.	Частота вращения кривошипа, об/мин	Длина кривошипа, м	Длина шатуна, м
1	30	0,20	1,0
2	40	0,18	0,8
3	50	0,16	1,0
4	60	0,15	0,8
5	80	0,14	0,6
6	100	0,13	0,8
7	120	0,12	0,6
8	150	0,11	0,4
9	300	0,10	0,6
10	450	0,09	0,5

Исходные данные к схеме 2

№ вар.	Частота вращения кривошипа, об/мин	Длина кривошипа, м	Длина кулисы, м	Расстояние между центрами O_1O_2 , м
1	220	0,04	0,15	0,08
2	200	0,05	0,20	0,10
3	120	0,06	0,20	0,11
4	160	0,07	0,24	0,13
5	150	0,08	0,13	0,16
6	140	0,09	0,32	0,20
7	130	0,10	0,34	0,18
8	120	0,11	0,35	0,20
9	110	0,12	0,40	0,24
10	100	0,13	0,50	0,30

Исходные данные к схеме 3

№ вар.	Частота вращения кривошипа, об/мин	Длины звеньев, м				
		OA	AB	BC	X	Y
1	100	0,2	0,55	0,45	0,4	0,2
2	130	0,25	0,55	0,45	0,4	0,3
3	120	0,30	0,55	0,45	0,4	0,4
4	140	0,20	0,55	0,45	0,4	0,2
5	150	0,25	0,55	0,45	0,4	0,3
6	160	0,75	0,50	0,45	0,4	0,4
7	170	0,20	0,45	0,50	0,4	0,2
8	180	0,30	0,45	0,50	0,4	0,3
9	190	0,15	0,30	0,50	0,4	0,4
10	200	0,15	0,40	0,50	0,4	0,5

Контрольные вопросы

1. Какие преимущества имеет метод диаграмм по сравнению с другими методами кинематического анализа механизмов?
2. Каким методом строится план положений механизма?
3. В чем заключается сущность методов графического дифференцирования?
4. Какие характерные точки позволяют проверить правильность построения диаграмм методом графического дифференцирования?

Образец оформления бланка отчета

Лабораторная работа № 3 Кинематический анализ механизмов методом диаграмм

Цель работы:

Схема № ____

Исходные данные:

План положений механизма № ____ за цикл работы

Диаграммы перемещений, скоростей и ускорений точек механизма за цикл работы

Расчет масштабных коэффициентов:

Выполнил _____
«__» _____ 201__ г.

Принял _____
«__» _____ 201__ г.

Лабораторная работа № 4
ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗВЕНЬЕВ
МЕХАНИЗМА

Цель работы: экспериментальным путем определить момент инерции звена сложной формы относительно оси, проходящей через центр масс (центральный момент инерции).

Теоретические сведения

Все силы, действующие в машинах и механизмах в процессе работы, можно разделить на два вида:

1. *Движущие силы* – приводят машину или механизм в движение, их направления всегда совпадают или образуют острый угол с направлением скорости точки механизма.

2. *Силы сопротивления* – действуют против движения тела. В свою очередь подразделяются на силы полезного и вредного сопротивления. К полезным относят силы сопротивления, для преодоления которых и создан механизм. Такие силы всегда противоположно направлены по отношению к движению тела или образуют с ним тупой угол. К силам вредного сопротивления относятся силы трения и сопротивления среды, но и эти силы могут выполнять полезную работу (торможение).

Также в механизмах действуют гравитационные силы (вес звеньев), силы реакции (взаимодействие звеньев в точках контакта) и силы инерции. Наиболее сложной и важной задачей является определение сил инерции, которые появляются при изменении скорости по величине или направлению, так как в процессе работы механизма они достигают достаточно больших значений.

Звенья плоского механизма могут осуществлять поступательное, вращательное или плоскопараллельное движение. В случае поступательного движения мерой инертности звена является его масса. Сила инерции в таком случае определяется по формуле

$$\Phi_{ин} = -ma_c, \quad (4.1)$$

где a_c – ускорение центра масс звена. Знак «минус» показывает, что сила инерции противоположна по направлению ускорению центра масс.

При вращательном движении мерой инертности является *момент инерции звена относительно оси O* – сумма произведений масс всех частиц звена на квадраты их расстояния до оси вращения

$$I_0 = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2. \quad (4.2)$$

Момент сил инерции, возникающий при изменении угловой скорости

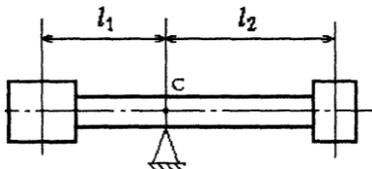
$$M_{ин} = -I_c \varepsilon, \quad (4.3)$$

где I_c – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости движения, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ε – угловое ускорение звена, $\text{рад}/\text{с}^2$.

Все силы инерции любого звена, которое осуществляет плоское движение и имеет плоскость симметрии, параллельную плоскости движения, могут быть сведены к главному вектору сил инерции, приложенному в центре масс, и главному моменту сил инерции.

Описание лабораторной установки

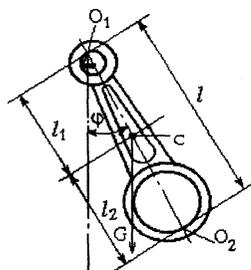
В данной лабораторной работе экспериментальным путем определяется момент инерции шатуна – звена, осуществляющего плоское движение. Сначала определяется положение центра масс C шатуна путем балансирования его на призме (рис. 4.1). Для этого исследуемое звено размещают на призме таким образом, чтобы оно находилось в состоянии равновесия.



Через точку соприкосновения звена с призмой проводят вертикальную линию. Центр масс звена находится на пересечении этой линии с осью шатуна.

Рисунок 4.1 – Определение положения центра масс

Одним из наиболее распространенных методов определения момента инерции является метод физического маятника. Он особенно удобен в случае тел, которые можно поочередно подвешивать за одну из двух точек O_1 и O_2 , размещенных на продольной оси симметрии звена по обе стороны от центра масс (рис. 4.2).



Если пренебречь трением в точках подвеса маятника, то уравнение его движения будет иметь следующий вид

$$I_1 \ddot{\varphi} + mgl_1 \sin \varphi = 0,$$

где I_1 – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через точку O_1 параллельно главной оси; l_1 – расстояние от центра масс до точки O_1 .

Рисунок 4.2 – Определение момента инерции шатуна

Поскольку момент инерции звена определяется при его малых колебаниях ($\varphi \leq 10^\circ$), то с достаточной точностью принимаем

$$\sin \varphi \approx \varphi \Rightarrow \ddot{\varphi} + \frac{mgl_1}{I_1} \varphi = 0.$$

Уравнение гармонических колебаний в общем виде

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0 \Rightarrow k = \sqrt{\frac{mgl_1}{I_1}}, \quad (4.4)$$

где k – угловая частота колебаний. Из теоретической механики известно, что период колебаний определяется по формуле

$$T_1 = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{I_1}{mgl_1}}. \quad (4.5)$$

Из этой формулы находим момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через точку O_1

$$I_1 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} mgl_1. \quad (4.6)$$

Момент инерции шатуна относительно центра масс C определяем с помощью *теоремы Гюйгенса-Штейнера*: момент инерции тела относительно произвольной оси, параллельной центральной, равен сумме момента инерции относительно главной оси и произведения массы звена на квадрат расстояния между осями

$$I_1 = I_C + ml_1^2 \Rightarrow I_C = I_1 - ml_1^2 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} mgl_1 - ml_1^2 = ml_1 \left(\frac{T_1^2 g}{4\pi^2} - l_1 \right). \quad (4.7)$$

Величины массы звена m , расстояния l_1 и периода колебаний T_1 определяют экспериментально. Аналогично находят момент инерции звена относительно центральной оси после изменения точки подвеса маятника

$$I_2 = \frac{T_2^2}{4\pi^2} mgl_2 \Rightarrow I_C = ml_2 \left(\frac{T_2^2 g}{4\pi^2} - l_2 \right). \quad (4.8)$$

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя образец для исследования и определить его массу. Зарисовать эскиз шатуна.

2. Измерить расстояние l между точками подвеса шатуна.

3. Установить шатун на призму таким образом, чтобы он находился в состоянии равновесия. Определить размеры l_1 и l_2 от центра масс до каждой из точек подвеса. Данные измерений занести в табл. 4.1.

4. Подвесить исследуемое звено в точке O_1 , отклонить от вертикали на небольшой угол (до 10°), после чего по секундомеру измерить время t 20-ти полных колебаний. Повторить опыт еще два

раза, не меняя при этом начальный угол отклонения шатуна φ .

5. Определить среднее время 20-ти колебаний, после чего вычислить период колебаний

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3}; \quad T_1 = \frac{t_{cp}}{20}.$$

6. Определить момент инерции относительно оси, проходящей через точку O_1 по формуле (4.2) и центральный момент инерции по формуле (4.3). Данные измерений и расчетов занести в табл. 4.2.

7. Поменять точку подвеса на O_2 и полностью повторить пункты 4 - 6. Данные измерений и расчетов занести в табл. 4.3.

8. Определить средний центральный момент инерции

$$I_C = \frac{I_{C1} + I_{C2}}{2};$$

9. Оформить бланк отчета, сделать выводы по лабораторной работе.

Контрольные вопросы

1. Что служит мерой инертности звена при вращательном движении?
2. В каких единицах измеряется момент инерции звена?
3. Как формулируется теорема Гюйгенса-Штейнера?
4. Опишите экспериментальные методы определения момента инерции.

Образец оформления бланка отчета

Лабораторная работа № 4

Определение механических параметров звеньев механизма

Цель работы:

Шатун № ____

Таблица 4.1 – Результаты измерений

Эскиз	Параметры звена	
		Расстояние между центрами подвеса l , м
	Масса звена m , кг	
	Расстояние от центра масс до точек подвеса:	
	l_1	
	l_2	

Определение периода колебаний в точке подвеса O_1

$$t_{\bar{n}\delta} = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3} = \quad T_1 = \frac{t_{\bar{n}\delta}}{20} =$$

Определение моментов инерции в точке подвеса O_1

$$I_1 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} mgl_1 = \quad I_{C1} = ml_1 \left(\frac{T_1^2 g}{4\pi^2} - l_1 \right) =$$

Таблица 4.2 – Результаты измерений и расчетов

Точка подвеса O_1			
Время 20 полных колебаний t , с	Период колебаний T_1 , с	Момент инерции, I_1 , кг·м ²	Центральный момент инерции I_{C1} , кг·м ²
1			
2			
3			
$t_{cp} =$			

Определение периода колебаний в точке подвеса O_2

$$t_{\bar{n}\delta} = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3} = \quad T_2 = \frac{t_{\bar{n}\delta}}{20} =$$

Определение моментов инерции в точке подвеса O_1

$$I_2 = \frac{T_2^2}{4\pi^2} mgl_2 = \quad I_{C2} = ml_2 \left(\frac{T_2^2 g}{4\pi^2} - l_2 \right) =$$

Таблица 4.3 – Данные измерений и расчетов

Точка подвеса O_1			
Время 20 полных колебаний t , с	Период колебаний T_2 , с	Момент инерции, I_2 , кг·м ²	Центральный момент инерции I_{C2} , кг·м ²
1			
2			
3			
$t_{cp} =$			

Определение среднего центрального момента инерции

$$I_C = \frac{I_{C1} + I_{C2}}{2} =$$

Выполнил _____
«__» _____ 201__ г.

Принял _____
«__» _____ 201__ г.

Лабораторная работа № 5
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ
ТРЕНИЯ ПОКОЯ И ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

Цель работы: изучить порядок определения коэффициентов трения методом наклонной плоскости, определить коэффициенты трения скольжения материалов.

Теоретические сведения

Трение – сопротивление, возникающее при движении или стремлении к движению одного тела по поверхности другого. Это сложное физическое явление, сопровождающееся нагревом трущихся тел, их электризацией, разрушением поверхностей и диффузией.

Возникновение трения вызвано следующими причинами:

- трущиеся поверхности не являются идеально гладкими, а имеют неровности, которые цепляются и оказывают сопротивление движению;
- между трущимися поверхностями действуют силы молекулярного притяжения, для преодоления которых необходимо приложить силу.

Каждая из причин может доминировать в зависимости от условий трения. В технике трение играет как полезную, так и вредную роль. Благодаря ему движутся тела, работают фрикционные, ременные и цепные передачи. С другой стороны, трение является причиной износа деталей машин и механизмов, значительных затрат энергии – около 30% мировых энергетических ресурсов теряется из-за трения.

В зависимости от характера относительного перемещения трущихся поверхностей тел различают три вида трения:

- *трение покоя* – поверхности тел не движутся друг относительно друга;
- *трение скольжения* – одни и те же поверхности одного тела контактируют с различными поверхностями другого тела;
- *трение качения* – различные поверхности одного тела контактируют с различными поверхностями другого тела.

Для уменьшения сил трения используют смазки, которые могут быть твердыми, жидкими или газообразными. В зависимости от состояния трущихся поверхностей выделяют следующие виды трения:

- *сухое трение* – трение без смазочных материалов;
- *жидкостное трение* – поверхности твердых тел разделены смазкой, а трение происходит между отдельными ее слоями;
- *предельное трение* – на трущихся поверхностях имеются тонкие адсорбированные масляные пленки.

– *полусухое и полужидкостное трение* – между ними нет четкой границы. В первом случае большая часть поверхности контакта не покрыта маслом, а во втором – наоборот.

Сила трения – сила, препятствующая движению одного тела по поверхности другого. В зависимости от видов трения различают силы трения покоя, скольжения и качения. Трение является сложным комплексом физических, химических и механических явлений, поэтому учет всех факторов, влияющих на величину сил трения, не представляется возможным. В инженерных расчетах пользуются приближенными законами, установленными Амонтоном и Кулоном:

1. Сила трения при одинаковых прочих условиях не зависит от размеров трущихся поверхностей. Этот закон не выполняется для очень малых площадок контакта.

2. Сила трения покоя может принимать любые значения от нулевого до максимального, равного произведению коэффициента трения покоя на силу нормальной реакции

$$0 \leq F_{mp}^{cn} \leq F_{\max} = f_0 N. \quad (5.1)$$

3. Коэффициент трения покоя зависит от материала и физического состояния трущихся поверхностей (шероховатости, наличия смазки, влажности, температуры). Материалы с высоким коэффициентом трения (кожа, резина, текстолит) называются фрикционными, а с низким (бронза, баббит, серый чугун) – антифрикционными.

4. Сила трения при движении меньше, чем в состоянии покоя. Почти для всех материалов с повышением скорости относительного движения сила трения скольжения уменьшается, исключение – трение кожи по стали или чугуну.

5. Сила трения возрастает с увеличением времени предыдущего контакта трущихся поверхностей. Это можно объяснить деформацией поверхностей и диффузией молекул, а значит увеличением молекулярных связей.

6. Сила трения скольжения зависит от коэффициента трения скольжения и нормальной реакции

$$F_{mp}^{коч} = fN. \quad (5.2)$$

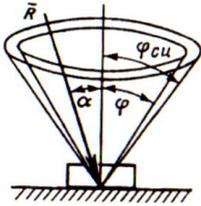
В инженерных расчетах часто не учитывают разницу между коэффициентами трения покоя и трения качения.

Угол трения φ – наибольший угол, на который из-за трения отклоняется от нормали полная реакция R опорной поверхности (рис. 5.1)

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F}{N} = f \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} f. \quad (5.3)$$

Тангенс угла трения равен коэффициенту скольжения (или покоя) материала.

Конус трения – поверхность, которую описывает полная реакция в случае ее вращения вокруг нормальной реакции.



Если коэффициенты трения скольжения и покоя одинаковы по всем направлениям, то конусы круговые (рис. 5.1). Некруговые конусы получаются, если коэффициенты различны в разных направлениях (вдоль и поперек волокон древесины, по направлениям проката стали).

Рисунок 5.1 – Угол и конус трения

Движение тела на наклонной плоскости. Свяжем оси координат с наклонной плоскостью, ось x направим по движению тела, ось y – вверх (рис. 5.2). Поскольку перпендикулярные силы не влияют на характер движения тела, то закон движения будет иметь вид

$$\begin{aligned} \sum F_x = ma_x \Rightarrow ma_x = P_x - F_{mp} = mg \cdot \sin \gamma - fmg \cdot \cos \gamma \Rightarrow \\ a_x = g \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma). \end{aligned}$$

где m – масса тела, γ – угол наклона плоскости к горизонту; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Расстояние, которое пройдет тело при прямолинейном равноускоренном движении

$$s = \frac{at^2}{2} = \frac{gt^2 \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma)}{2} \Rightarrow f = tg\gamma - \frac{2s}{gt^2 \cdot \cos \gamma}. \quad (5.4)$$

Если угол наклона плоскости меньше угла трения ($\gamma < \varphi$), то тело будет находиться в состоянии покоя, пока некая внешняя сила не выведет его из этого состояния. В этом случае плоскость называется *самотормозящейся*.

Граничным условием самоторможения является случай равенства углов трения и наклона плоскости ($\gamma = \varphi$). Тогда тело на наклонной плоскости будет находиться в состоянии покоя или равномерного и прямолинейного движения в зависимости от начальных условий. Если же угол наклона плоскости больше угла трения ($\gamma > \varphi$), то тело любой массы на плоскости будет двигаться равноускоренно независимо от начальных условий.

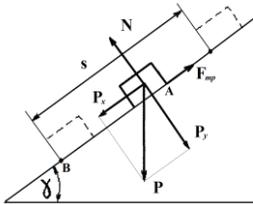


Рисунок 5.2 – Движение тела на наклонной плоскости

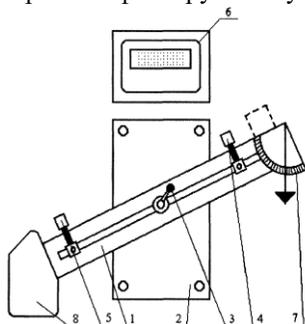
Движение тела по наклонной плоскости характеризуют коэффициентом полезного действия плоскости (КПД): отношением работы сил полезного сопротивления к работе движущих сил

$$\eta = \frac{A_{к.о.}}{A_p} = \frac{tg(\gamma - \varphi)}{tg\gamma}. \quad (5.5)$$

В случае самотормозящейся плоскости $\eta \leq 0$.

Описание лабораторной установки

Установка для экспериментального определения коэффициентов трения (трибометр) состоит из платформы 1 с рабочей поверхностью длины 1,5 м и шириной 0,16 м (рис. 5.3). Угол наклона к горизонту можно изменять от 0 до 75°, отсчет угла осуществляется по шкале 7. Для изменения угла наклона рычаг 3 поворачивают против часовой стрелки до необходимого значения, после чего вращением по часовой стрелке фиксируют нужное положение. Для отсчета времени перемещения образцов вдоль платформы установлены два фотоэлемента, расстояние между которыми можно менять. Фотоэлементы запускают включение электронного секундомера 6.



Лабораторная установка работает от бытовой сети переменного тока, подача напряжения осуществляется включением тумблера на задней стенке прибора.

Лабораторная установка работает от бытовой сети переменного тока, подача напряжения осуществляется включением тумблера на задней стенке прибора.

Рисунок 5.3 – Схема лабораторной установки (трибометра)

Порядок выполнения работы

Определение коэффициента трения покоя:

1. Получить у преподавателя образцы для исследования, установить их на горизонтальную плоскость.

2. Рычагом 3 медленно начать увеличивать угол наклона плоскости до начала движения. Угол, при котором началось движение тела, записать в табл. 5.1.

3. Повторить опыт еще 4 раза, каждый последующий раз устанавливая образец на 0,3 м левее. Результаты занести в табл. 5.1.

Определение коэффициента трения скольжения:

1. По указанию преподавателя установить расстояние между фотоэлементами и поднять плоскость на угол, больше угла трения покоя, определенного в предыдущих опытах.

2. Поочередно установить каждый из образцов перед лучом верхнего датчика и отпустить без начальной скорости.

3. Повторить опыт еще 4 раза для каждого образца. Результаты измерений времени занести в табл. 5.2.

4. Определить коэффициенты трения скольжения для всех пар материалов по формуле (5.3), результаты расчетов занести в табл. 5.3. Сравнить полученные результаты с табличными.

Контрольные вопросы

1. Какие факторы влияют на величину силы трения?
2. Какие виды трения существуют?
3. От чего зависит величина коэффициентов трения покоя и трения скольжения?
4. Что называется углом трения, чему он равен?
5. Какое применение получили силы трения на практике?

Образец оформления бланка отчета

Лабораторная работа № 5

Экспериментальное определение коэффициентов трения покоя и трения скольжения

Цель работы:

Расчетная схема и схема трибометра:

Таблица 5.1 – Определение коэффициента трения покоя

Материал платформы Ст. 3.		Материал образцов		
		Ст. 3 -	Ст. 3 -	Ст. 3 -
Угол наклона платформы к горизонту, градусы	1 измер.			
	2 измер.			
	3 измер.			
	4 измер.			
	5 измер.			
	Среднее значение			
Коэффициент трения покоя f_0				

Определение коэффициента трения скольжения

Угол наклона платформы $\gamma =$

Лабораторна работа № 6
ГРАФИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель раоти: изучить основные виды кулачковых механизмов, их классификацию и принцип действия, освоить методику проведения графического синтеза.

Теоретические сведения

Кулачковые – механизмы, в состав которых входит высшая кинематическая пара, одним из элементов которой является поверхность переменной кривизны. Именно этот элемент пары и называется кулачком.

Кулачковые механизмы относятся к большому классу механизмов прерывистого движения, которые в пределах рабочего цикла реализуют остановку выходного звена заданной продолжительности при непрерывном движении входного звена. Кроме кулачковых механизмов к этому классу также относятся храповые, мальтийские, рычажные, кулачково-рычажные и другие механизмы. Однако из всех механизмов прерывистого движения кулачковые получили наибольшее распространение.

Простейший кулачковый механизм (рис. 6.1, а) состоит из стойки 0, кулачка 1 и толкателя 2. Чаще всего входным звеном является кулачок, а выходным – толкатель, причем закон движения толкателя определяется профилем кулачка.

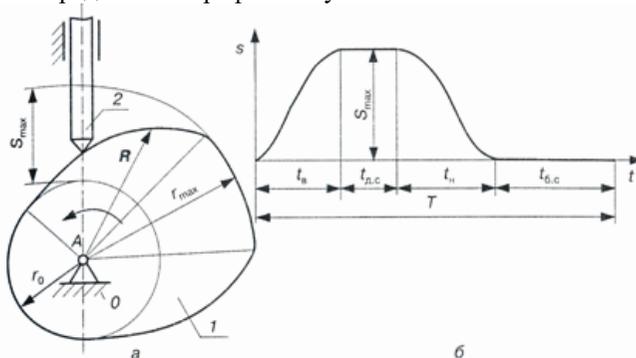


Рисунок 6.1 – Кулачковый механизм: а – схема, б – диаграмма движения толкателя

При увеличении радиуса кулачка R толкатель удаляется от центра вращения A , а при его уменьшении – приближается к центру вращения. Если профиль кулачка является дугой окружности, то

толкатель будет неподвижным, находясь в дальнем или ближнем стоянии. Законом движения выходного звена кулачкового механизма называют зависимость от времени перемещения толкателя, его скорости или ускорения (рис. 6.1, б). Характерными участками закона движения являются: $t_в$ – период удаления толкателя; $t_н$ – период его приближения; $t_{д.с.}$ и $t_{б.с.}$ – периоды дальнего и ближнего стояния.

Преимущества кулачковых механизмов: с их помощью можно обеспечить любой закон движения толкателя, поскольку профиль кулачка может иметь различную форму. Благодаря этому качеству кулачковые механизмы широко используются в машинах-автоматах, где обеспечивается согласованное движение нескольких выходных звеньев, они являются наиболее распространенными после зубчатых механизмов благодаря большому количеству возможных законов движения выходного звена.

Недостатки кулачковых механизмов: наличие высшей кинематической пары, в которой контакт происходит в точке или по линии. Это приводит к большим удельным давлениям в месте контакта и, как следствие, быстрому износу соприкасающихся деталей. Наиболее опасен износ кулачка, который является достаточно сложной деталью и обеспечивает закон движения выходного звена. Также к недостаткам следует отнести необходимость обеспечения постоянного замыкания звеньев, образующих кинематическую пару.

По конструкции кулачковые механизмы делятся на:

- *плоские* (рис. 6.2) – наиболее распространенные, все точки звеньев такого механизма движутся в параллельных плоскостях;
- *пространственные* (рис. 6.3) – точки звеньев механизма движутся в разных плоскостях.

По виду движения кулачка и выходного звена кулачковые механизмы классифицируются следующим образом:

- механизмы, превращающие вращательное движение кулачка в возвратно-поступательное движение толкателя (рис. 6.2, а-д и 6.3, а-г);
- механизмы, превращающие вращательное движение кулачка в колебательное движение коромысла (рис. 6.2, е-и и 6.3, б и д);
- механизмы, превращающие возвратно-поступательное движение кулачка в возвратно-поступательное движение толкателя (рис. 6.2, е);
- механизмы, превращающие колебательное движение кулачка в возвратно-поступательное движение выходного звена (рис. 6.2, и);
- механизмы, превращающие вращательное движение кулачка в сложное движение выходного звена (рис. 6.2, з);
- механизмы, превращающие вращательное движение кулачка в одностороннее вращательное движение выходного звена (рис. 6.3, е);

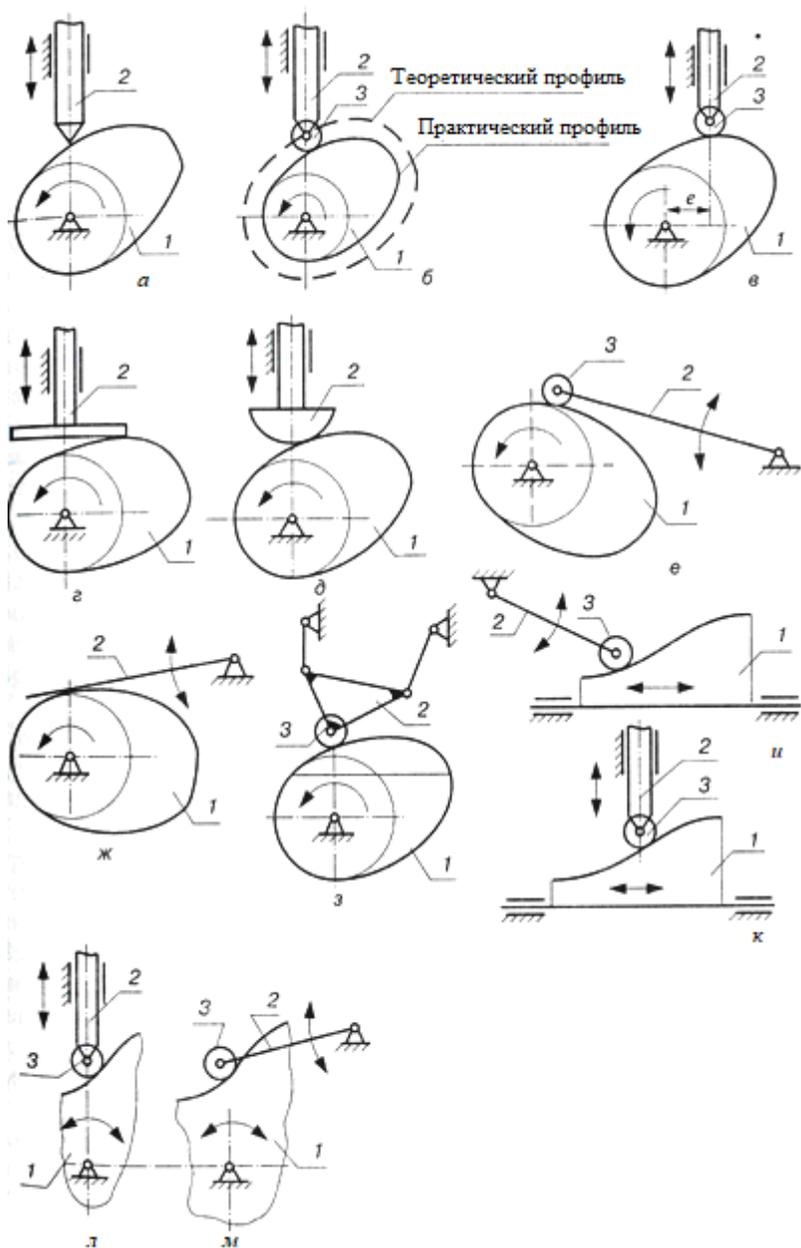


Рисунок 6.2 – Основные типы плоских кулачковых механизмов

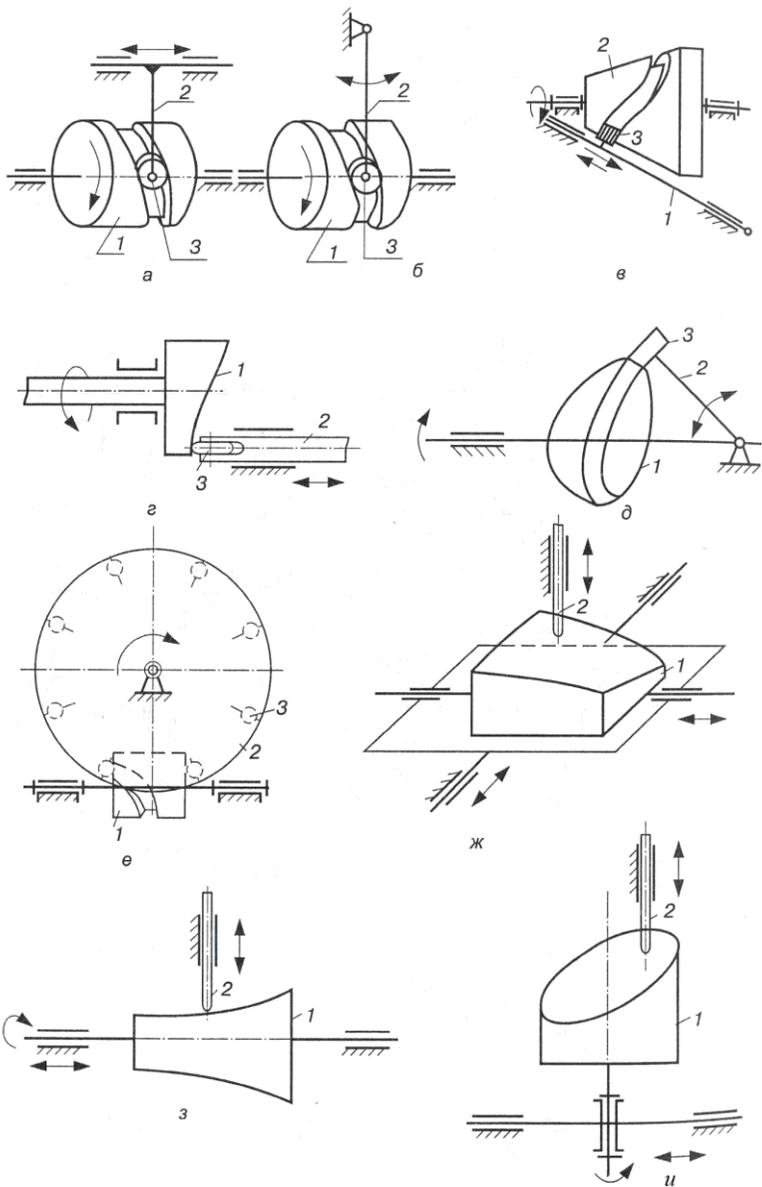


Рисунок 6.3 – Основные типы пространственных кулачковых механизмов

– механизмы, превращающие сложное движение кулачка в возвратно-поступательное или колебательное движение выходного звена (рис. 6.3, *ж, з, и*).

Выходное звено кулачковых механизмов может быть:

– заостренным (рис. 6.2, *а*) – используется достаточно редко только при малых скоростях и незначительных нагрузках, так как имеет малую износостойкость;

– цилиндрическим или сферическим (рис. 6.2, *д*) – используются чаще, но также не обеспечивает высокой износостойкости из-за трения в высшей кинематической паре;

– плоским (рис. 6.2, *з, е*) – имеет такие же характеристики, что и цилиндрическое.

На практике для устранения трения в высшей паре используют промежуточный ролик (рис. 6.2, *б, в, е, з - м*).

Пространственные кулачковые механизмы могут иметь две степени подвижности (рис. 6.3, *е - з*). Используются они в основном в вычислительных устройствах для механического исследования функции двух переменных. Необходимый тип кулачкового механизма определяют в зависимости от задачи синтеза, то есть от необходимого закона движения выходного звена.

Синтез кулачковых механизмов – задача, которая сводится к построению профиля кулачка по заданному закону движения выходного звена. Выбор закона движения выходного звена является важнейшим этапом проектирования кулачковых механизмов.

К кулачковым механизмам предъявляются следующие требования: обеспечение необходимого закона движения выходного звена, плавность движения и минимальные динамические нагрузки. Полное представление о динамике ведомого звена дает лишь график его ускорения за цикл работы.

После выбора закона движения ведомого звена исходными данными для построения профиля кулачкового механизма являются: кинематическая схема механизма, закон движения ведущего звена (чаще всего $\omega_1 = \text{const}$), рабочий угол φ_p и максимальный ход толкателя $h_{\text{max}}(s_{\text{max}})$. Эти данные задаются исходя из анализа условий того процесса, для которого предназначен кулачковый механизм.

Построение профиля кулачка с роликовым толкателем поступательного перемещения:

1. Задается или выбирается закон изменения ускорения, схема механизма, максимальный ход толкателя и рабочий угол кулачка.

2. Строится график зависимости

$$a = f(\varphi)$$

в произвольном масштабе по оси ординат и с масштабным коэффициентом μ_φ по оси абсцисс (рис. 6.4, а).

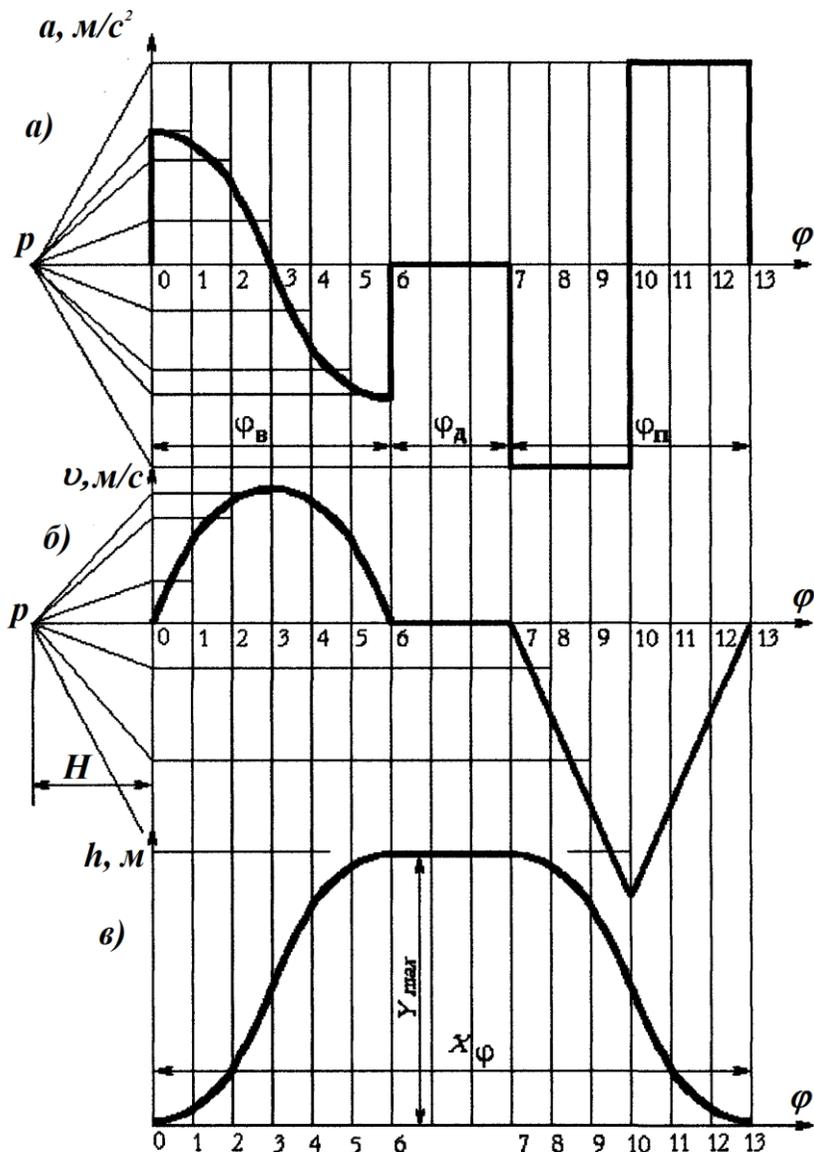


Рисунок 6.4 – Определение законов движения выходного звена

3. Графически интегрируем построенный график для получения зависимости скорости выходного звена от угла поворота $v = f(\varphi)$ (рис. 6.4, б).

4. Графическим интегрированием из графика скорости $v = f(\varphi)$ получается график зависимости перемещения выходного звена от угла поворота $h = f(\varphi)$ (рис. 6.4, в). Графическое интегрирование выполняется методом секущих хорд в порядке, обратном методу графического дифференцирования.

С помощью графического интегрирования решают обратные задачи: переход от графика $a = f(t)$ к графику $v = f(t)$ и переход от графика $v = f(t)$ к графику $s = f(t)$. Рассмотрим на примере обратной задачи метод графического интегрирования. Пусть из графика скорости $v = f(t)$ необходимо получить график перемещений толкателя $s = f(t)$ (рис. 6.5). Ось абсцисс начального графика делят на произвольное количество интервалов (8, 12, 24) и через полученные точки проводят вертикальные линии до пересечения с линией графика. Средние ординаты каждого участка графика $v = f(t)$ переносят на ось ординат графика. Полученные точки соединяют прямыми линиями с произвольной точкой P (полюсом) на продолжении оси абсцисс.

Под графиком $v = f(t)$ строят ось графика $s = f(t)$, ось абсцисс которого разделяют на такое же число участков. Из начала координат нижнего графика проводят отрезок, параллельный лучу $P - O_1$ до пересечения с первой вертикальной линией и т.д. В результате получают ломаную линию $0' - 1' - 2' - 3' \dots n'$, составленную из хорд искомого графика. Соединив концы хорд плавной кривой линией, получим график $s = f(t)$.

Масштабный коэффициент графика $s = f(t)$ находят по формуле

$$\mu_s = H\mu_v\mu_t.$$

Масштабный коэффициент графика μ_h определяют после построения графика перемещений. На этом графике максимальная ордината y_{max} выражает значение заданного хода ведомого звена h_{max}

$$\mu_h = \frac{h_{max}}{y_{max}} \left[\frac{м}{мм} \right]. \quad (6.1)$$

Для определения масштабного коэффициента времени рассчитывают продолжительность одного оборота кулачка

$$\mu_t = \frac{60}{n_1} [с], \quad (6.2)$$

где n_1 – частота вращения кулачка, об/мин.

Время, за которое кулачок повернется на рабочий угол

$$t_p = \frac{\varphi_p}{6n_1},$$

где φ_p – рабочий угол кулачка.

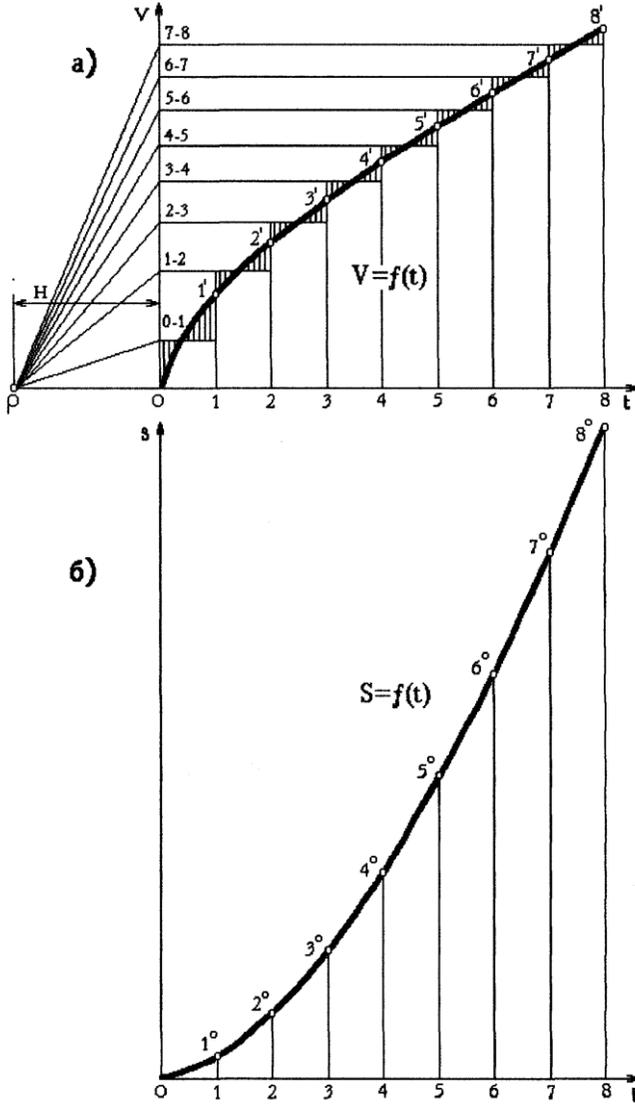


Рисунок 6.5 – Метод графического интегрирования

Масштабный коэффициент времени находят по формуле

$$\mu_t = \frac{t_p}{X_\varphi} = \frac{\varphi_p}{6n_1 X_\varphi} \left[\frac{c}{\text{мм}} \right], \quad (6.3)$$

где X_φ – длина одного интервала на оси абсцисс.

Масштабные коэффициенты скорости и ускорения определяются по следующим формулам

$$\mu_v = \frac{\mu_H}{\mu_t H_v} \left[\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right]; \quad \mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t H_a} \left[\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right], \quad (6.4)$$

где H_v и H_a – соответствующие полюсные расстояния.

5. Определить радиус основной шайбы кулачка r_0 и величину эксцентриситета e графическим способом (рис. 6.6). Для этого на основе построенных в одном масштабе графиков $v = f(\varphi)$ и $h = f(\varphi)$ путем исключения параметра φ строят график $h = f(v)$ в следующей последовательности. Проводят оси координат, по которым в масштабе μ_h откладывают из начала координат перемещения ведомого звена в соответствии с построенным графиком $h = f(\varphi)$. Через полученные точки $0' - 1' - 2' - 3' \dots n'$ проводят прямые, параллельные оси абсцисс.

На этих прямых откладывают отрезки с длинами $v = f(\varphi)$ в масштабе μ_v , причем для фазы удаления эти отрезки откладывают в направлении вращения кулачка, а для фазы возврата – наоборот. Соединив плавной кривой концы отложенных отрезков получают кривую $h = f(v)$. К ней

под углом 60° к оси v проводят касательные. За центр вращения кулачка можно принять любую точку, лежащую внутри заштрихованной области. Если за центр вращения кулачка берут точку пересечения касательных O_1 , то получают минимальное значение r_0 . Расстояние от выбранной точки O_1 оси ординат дает значение эксцентриситета e в масштабе μ_h .

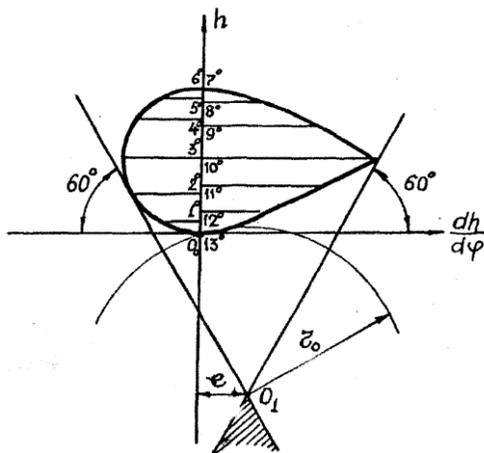
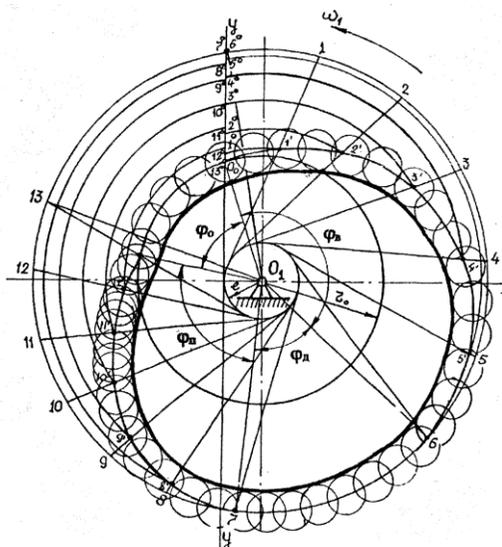


Рисунок 6.6 – Определение радиуса основной шайбы

6. Следующим этапом является построение профиля кулачка (рис. 6.7). Выбирают положение центра вращения кулачка O_1 и в масштабе μ_h описывают круги с радиусами, равными r_0 и e . По касательной к окружности радиуса e проводят линию движения толкателя $y-y$. Точка пересечения O_0 этой прямой с окружностью радиуса r_0 определяет положение центра ролика, соответствующего началу удаления. От точки O_0 по линии $y-y$ откладывают перемещения толкателя в соответствии с графиком $h = f(\varphi)$.

Точка b' определит положение центра ролика, соответствующее концу удаления. От прямой O_1b' в направлении, противоположном вращению кулачка, откладывают фазовые углы φ_b, φ_d и φ_n . Из точки O_1 проводят окружность радиусом $R_{max} = O_1b'$ и делят дуги, которые стягивают фазовые углы φ_b и φ_n на равные части в соответствии с распределением этих углов на графике $h = f(\varphi)$. Через полученные точки 1, 2, 3 ... n проводят касательные к окружности радиуса e . Из



центра O_1 радиусами $O_11', O_12', O_13' \dots O_1n'$ проводят концентрические дуги до пересечения с соответствующими касательными. Точки пересечения радиусами $1', 2', 3' \dots n'$ обозначают положения центра ролика в повернутом механизме. Соединив полученные точки плавной кривой, получают центровой профиль кулачка.

Рисунок 6.7 – Построение профиля кулачка

7. Определение радиуса ролика r . Во избежание пересечения частей профиля кулачка радиус ролика должен быть меньше минимального радиуса кривизны центрвого профиля кулачка

$$r \leq (0,7 \dots 0,8) r_{\min} . \quad (6.5)$$

С другой стороны, не рекомендуется брать радиус ролика больше половины основной шайбы кулачка r_0

$$r \leq (0,4...0,5)r_0. \quad (6.6)$$

Для определения минимального радиуса на изогнутой части центрального профиля кулачка откладывают точку K , в которой кривизна кажется наибольшей. По обе стороны от точки K на одинаковом расстоянии выбирают точки K' и K'' и соединяют их хордами с точкой K . Через середины построенных хорд проводят перпендикуляры к ним. Точка пересечения перпендикуляров M и является центром окружности, проходящей через все три точки, а радиус круга является искомым минимальным радиусом ролика.

Графическое построение профиля кулачка по точности соответствует инженерным расчетам большинства современных машин. Лишь в некоторых случаях, например при расчете автомобильных двигателей, где ускорение толкателя достигает 1000 м/с^2 и более, приходится использовать аналитический метод расчета. Но этот метод очень сложен и применяется только при расчете кулачков самых простых профилей.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя номер схемы для исследования (рис. 6.8–6.13), записать исходные данные (табл. 6.1–6.6) в соответствии с полученной задачей.
2. В произвольном масштабе вычертить график зависимости ускорения от угла поворота $a = f(\varphi)$.
3. Методом графического интегрирования получить зависимость скорости от угла поворота $v = f(\varphi)$.
4. Еще раз графически проинтегрировать полученный график и получить график зависимости перемещения от угла поворота $h = f(\varphi)$.
5. Определить масштабные коэффициенты μ_h , μ_v и μ_a по формулам (6.1)–(6.4).
6. Определить радиус основной шайбы кулачка r_0 и величину его смещения e .
7. Построить профиль кулачка.
8. По представленному ниже примеру оформить отчет по лабораторной работе.

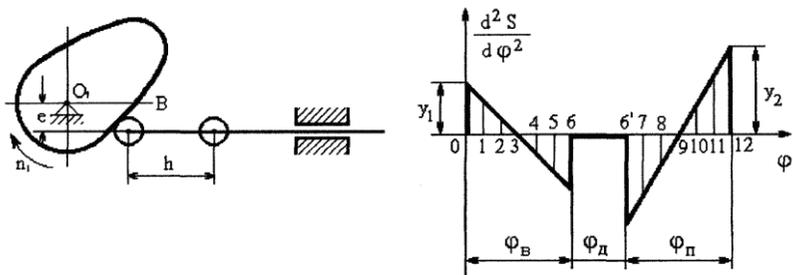


Рисунок 6.8 – Схема 1 к лабораторной работе № 6

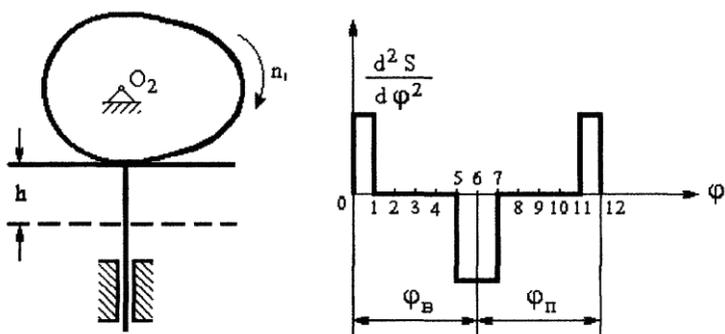


Рисунок 6.9 – Схема 2 к лабораторной работе № 6

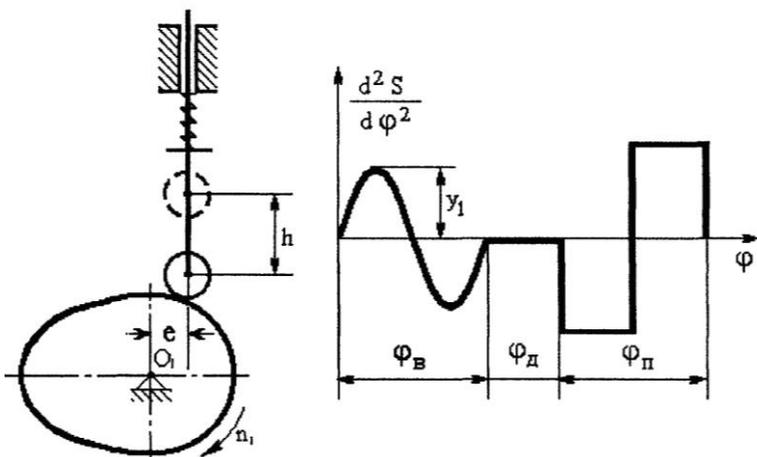


Рисунок 6.10 – Схема 3 к лабораторной работе № 6

Таблица 6.1 – Исходные данные к схеме 1

№ вар.	n_1 , об/мин	h , мм	$\varphi_в$, град	$\varphi_о$, град	$\varphi_п$, град
1	500	48	180	10	110
2	475	38	170	30	100
3	450	36	160	44	96
4	425	32	150	40	90
5	400	28	140	16	84
6	375	26	130	50	80
7	350	30	120	80	84
8	325	50	112	12	176
9	300	43	104	28	168
10	275	36	96	52	152

Таблица 6.2 – Исходные данные к схеме 2

№ вар.	n_1 , об/мин	h , мм	$\varphi_в$, град	$\varphi_о$, град	$\varphi_п$, град
1	120	58	138	0	138
2	125	53	132	0	132
3	130	48	126	0	126
4	135	44	120	0	120
5	200	50	114	0	114
6	125	35	108	0	108
7	115	32	102	0	102
8	145	30	96	0	96
9	150	35	105	0	105
10	170	55	135	0	135

Таблица 6.3 – Исходные данные к схеме 3

№ вар.	n_1 , об/мин	h , мм	$\varphi_в$, град	$\varphi_о$, град	$\varphi_п$, град
1	420	32	108	60	132
2	380	34	112	58	140
3	320	47	116	40	144
4	280	40	120	30	150
5	220	42	124	20	156
6	180	45	128	12	160
7	120	48	132	0	164
8	165	35	136	30	108
9	165	40	140	40	116
10	160	38	144	44	112

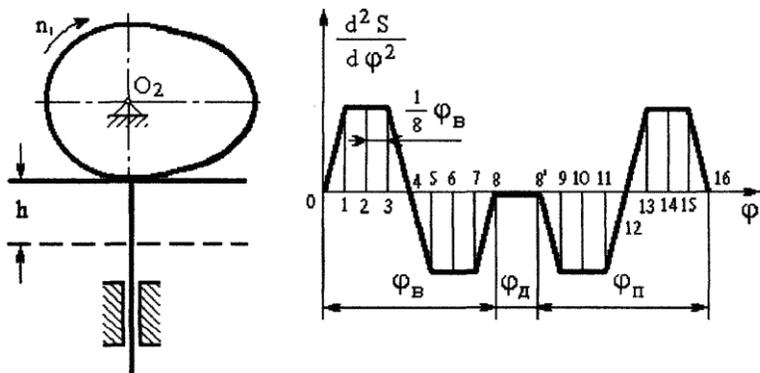


Рисунок 6.11 – Схема 4 к лабораторной работе № 6

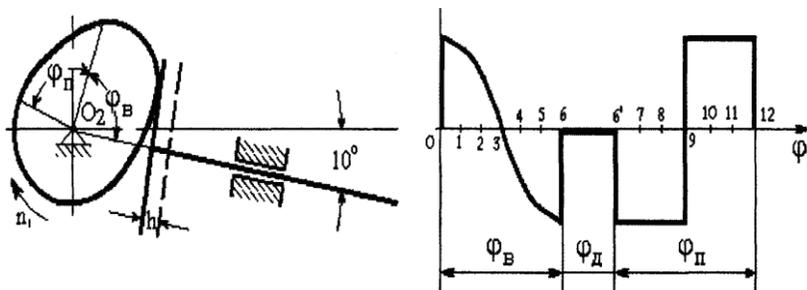


Рисунок 6.12 – Схема 5 к лабораторной работе № 6

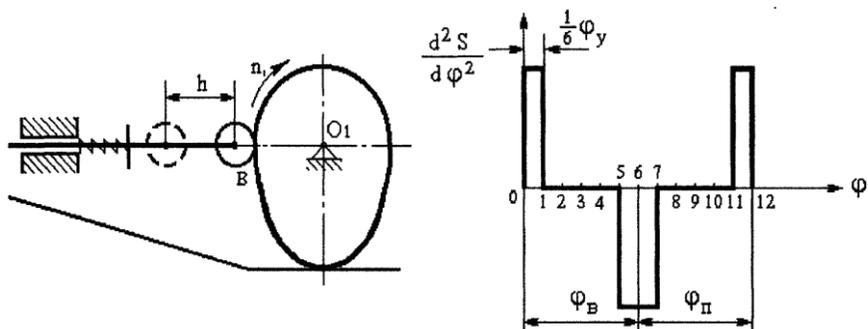


Рисунок 6.13 – Схема 6 к лабораторной работе № 6

Таблица 6.4 – Исходные данные к схеме 4

№ вар.	n_1 , об/мин	h , мм	φ_a , град	φ_o , град	φ_n , град
1	420	32	108	60	132
2	380	34	112	58	140
3	320	47	116	40	144
4	280	40	120	30	150
5	220	42	124	20	156
6	180	45	128	12	160
7	120	48	132	0	164
8	165	35	136	30	108
9	165	40	140	40	116
10	160	38	144	44	112

Таблица 6.5 – Исходные данные к схеме 5

№ вар.	n_1 , об/мин	h , мм	φ_a , град	φ_o , град	φ_n , град
1	260	42	96	78	96
2	245	51	108	66	108
3	230	57	114	42	114
4	190	63	120	30	120
5	215	45	102	36	102
6	750	48	105	30	105
7	675	60	117	36	117
8	200	48	126	48	126
9	180	64	132	30	132
10	150	56	138	30	138

Таблица 6.6 – Исходные данные к схеме 6

№ вар.	n_1 , об/хв	h , мм	φ_a , град	φ_o , град	φ_n , град
1	500	20	78	0	78
2	475	36	108	0	108
3	450	40	114	0	114
4	425	48	126	0	126
5	375	36	84	0	84
6	400	30	90	0	90
7	350	34	96	0	96
8	325	38	102	0	102
9	300	44	120	0	120
10	380	53	132	0	132

Контрольные вопросы

1. Опишите порядок графического интегрирования кинематических графиков.
2. Какие задачи решаются при синтезе кулачковых механизмов?
3. Как рассчитывают масштабные коэффициенты скорости и ускорения?
4. Как классифицируются кулачковые механизмы по движению выходного звена?
5. Пространственная классификация кулачковых механизмов.
6. Назовите преимущества и недостатки кулачковых механизмов.
7. Где и благодаря чему применяются кулачковые механизмы?
8. Какой кинематическая график может дать полное представление относительно динамики движения выходного звена?

Образец оформления бланка отчета Лабораторная работа № 6

Графический синтез кулачковых механизмов

Цель работы:

Исходные данные:

Краткое теоретическое обоснование темы и особенностей ее реализации

Графики ускорения, скорости и перемещения точки ведомого звена кулачкового механизма

Графическое определение радиуса основной шайбы кулачка и величины его сечения

Построение профиля кулачка

Расчет масштабных коэффициентов

Выводы:

Выполнил _____
« ___ » _____ 201__ г.

Принял _____
Дата « ___ » _____ 201__ г.

Лабораторная работа № 7
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ С
НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ

Цель работы: изучить основные виды зубчатых передач, их классификацию и принцип действия, освоить методику проведения кинематического анализа.

Теоретические сведения

Зубчатыми называют механизмы, в которых преобразование и передача движения происходит механическим зацеплением с помощью зубчатых колес. Два колеса (или колесо и рейка) образуют простейшую зубчатую передачу. В передаче колесо с меньшим количеством зубьев называют *шестерней*, а с большим – *колесом*. В случае одинакового количества зубьев шестерней называется ведущее зубчатое колесо. Если в состав зубчатого механизма входят только два колеса и стойка, то он является простым, при большем количестве колес – сложным.

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную группу механических передач благодаря широкому диапазону рабочих параметров. Они передают окружные усилия от мН до МН, моменты до 10^7 Н·м, мощность от милливатт до десятков тысяч киловатт, имеют круговые скорости от 2 м/мин до 140 м/с, диаметры от доли миллиметра до 10 м. К преимуществам зубчатых передач можно отнести постоянное передаточное число, малые габариты, надежность в работе. К недостаткам зубчатых передач относят требования высокой точности изготовления, шум при работе на высоких скоростях, возможность появления вибраций и ударных нагрузок, невозможность плавного регулирования передаточного числа.

Все зубчатые передачи делятся на два больших класса: с неподвижными и подвижными осями. В данной работе рассматривается первый класс зубчатых механизмов. Передачи с неподвижными осями, в зависимости от размещения осей валов, между которыми осуществляется передача вращательного движения, делятся на три типа:

1. *Цилиндрические передачи с параллельными осями* – плоский зубчатый механизм, имеющий различные типы колес:

– *колеса с прямыми зубьями* (рис. 7.1, а) – самый простой и наиболее распространенный вид колес. Просты в изготовлении, но работают только при небольших круговых скоростях ($v \leq 3 \dots 6$ м/с) и нагрузках. Зубья входят в контакт сразу по всей длине, поэтому даже небольшие неточности в изготовлении или сборке нарушают плавность работы передачи, приводят к значительному шуму;

– *колеса с косыми зубьями* (рис. 7.1, б) – характеризуются высокой плавностью зацепления, большей несущей способностью и меньшим шумом при работе благодаря тому, что зубцы входят в зацепление постепенно, а в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев. Однако в косозубых передачах на колеса и на опоры валов действуют осевые силы;

– *шеvronные* (рис. 7.1, в) – колеса, конструкция которых позволяет избавиться от осевых сил, взаимно уравнивающих внутри колеса. Производство таких колес значительно сложнее и дороже косозубых, поэтому используются они в очень ответственных узлах;

– *внутреннее и реечное зацепление* (рис. 7.1, г и д) – разновидности цилиндрических передач, в первом случае зубья нарезаются на внутренней поверхности колеса, во втором колесо имеет диаметр, стремящийся к бесконечности. Реечное зацепление превращает поступательное движение во вращательное и наоборот.

2. *Конические передачи* между валами, оси которых пересекаются (чаще всего под углом 90°). В таких передачах используются следующие конические зубчатые колеса:

– *колеса с прямыми зубьями* (рис. 7.1, е);

– *колеса с косыми зубьями* (рис. 7.1, ж);

– *колеса с круговым зубом* (рис. 7.1, з) – получили широкое распространение. Их линии зуба – дуга окружности, эвольвента или циклоидная кривая, поэтому нарезать такие колеса легче, чем косозубые.

3. *Пространственные передачи*, оси которых скрещиваются. В основе колес лежат гиперболоиды вращения, образующие которых – прямые линии. Колеса таких передач имеют такие разновидности:

– *гиперболоидные колеса* (рис. 7.1, к) – сложны в изготовлении, поэтому на практике используются их упрощенные варианты;

– *гипоидные колеса* (рис. 7.1, л) – часть из гиперболоида вырезается на удалении от горловины;

– *геликоидные колеса* (рис. 7.1, м) – вырезается часть горловины гиперболоида;

– *передача червячная цилиндрическая* (рис. 7.1, н) – состоит из цилиндрического червяка и червячного колеса. Благодаря очень большому углу наклона зубьев на червяке зуб несколько раз успевает обвить его тело. Колесо почти не отличается от обычного косозубого;

– *передача червячная глобоидная* (рис. 7.1, о) – такая же, как и предыдущая, но червяк имеет глобоидную форму.

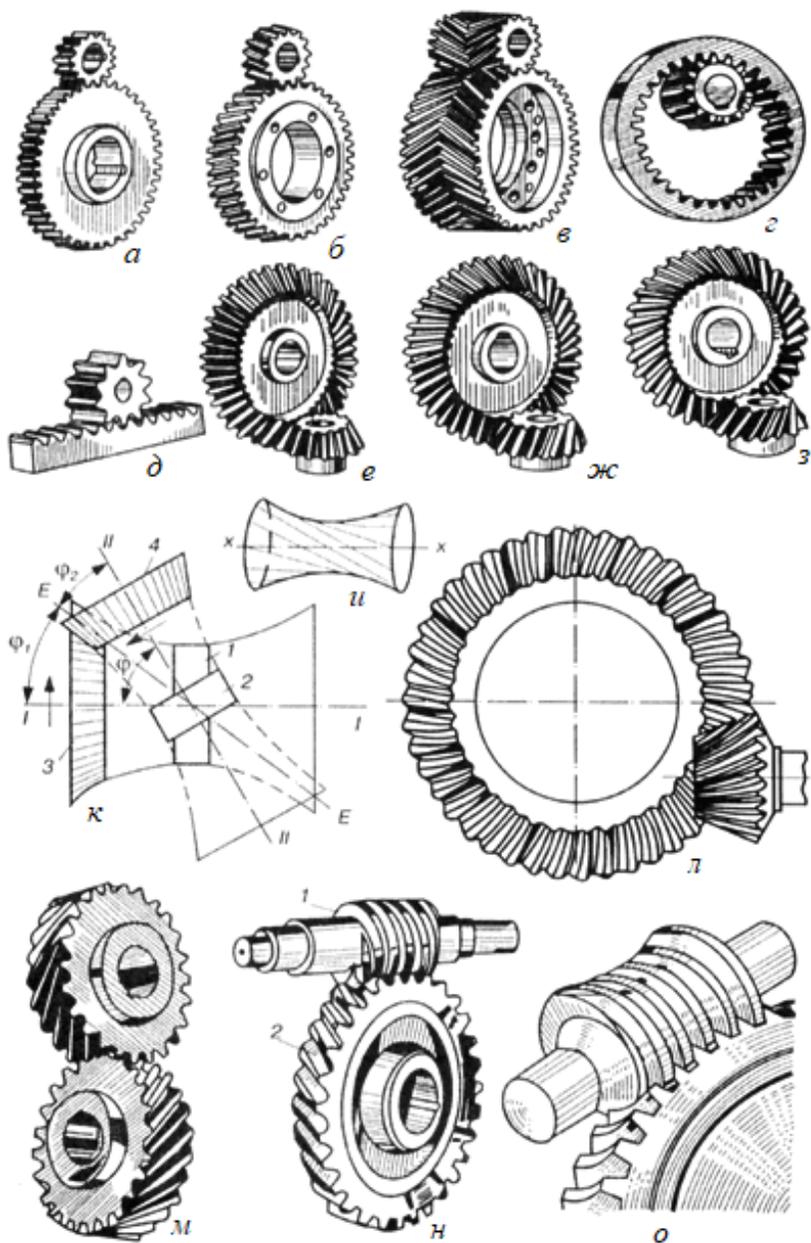


Рисунок 7.1 – Виды зубчатых передач

Основной характеристикой зубчатых передач является их *передаточное отношение* – отношение угловой скорости входного звена к угловой скорости выходного звена

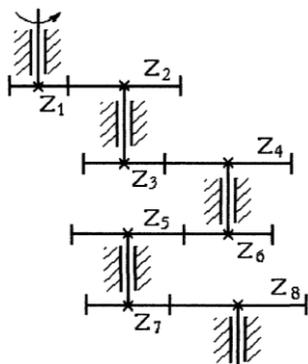
$$u_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (7.1)$$

где d , r и z – диаметр, радиус и количество зубьев соответствующего зубчатого колеса.

Если зубчатые механизмы уменьшают частоту вращения, то они называются *редукторами*, а если увеличивают – то *мультипликаторами*.

На практике часто возникает необходимость обеспечения больших передаточных чисел или значительных межосевых расстояний. В этом случае используют сложные зубчатые механизмы, образованные несколькими зубчатыми передачами. Все сложные механизмы делятся на два типа: ступенчатые и паразитные.

Ступенчатые – механизмы, в которых каждое колесо входит только в одно зубчатое зацепление. Передаточное число ступенчатой зубчатой передачи с неподвижными осями – произведение передаточных чисел отдельных ступеней, взятых с соответствующим знаком:



$$u_{1-n} = (-1)^k \cdot u_{1,2} \cdot u_{3,4} \cdot \dots \cdot u_{(n-1),n}, \quad (7.2)$$

где n – количество зубчатых колес, k – количество внешних зацеплений. Передачи с внутренним зацеплением направление вращения не изменяют.

Знак «минус» в ответе указывает на то, что выходное колесо вращается в противоположном относительно входного колеса направлении. Например, для четырехступенчатого механизма с цилиндрическими колесами (рис. 7.2)

$$u_{1-8} = u_{1,2} \cdot u_{3,4} \cdot u_{5,6} \cdot u_{7,8}.$$

Рисунок 7.2 – Схема ступенчатого механизма

Паразитные – механизмы, в которых некоторые колеса входят в два и более зубчатых зацепления. В рядовом механизме (рис. 7.3) все колеса кроме входного и выходного являются паразитными.

В паразитных механизмах величина передаточного числа зависит только от количества зубьев на входном и выходном колесах, паразитные колеса не влияют на передаточное число

$$u_{1,n} = (-1)^k \cdot \frac{z_2 \cdot z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3} = -\frac{z_4}{z_1}, \quad (7.3)$$

где $k = 3$ – количество внешних зацеплений.

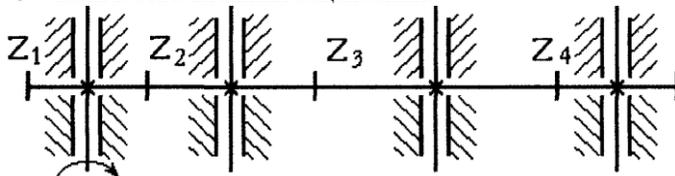


Рисунок 7.3 – Механизм с паразитными колесами

Однако паразитные колеса выполняют очень важные функции: обеспечивают необходимое направление вращения выходного вала, позволяют передать крутящий момент малыми колесами на довольно большие расстояния, значительно уменьшают массу и габариты зубчатой передачи.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя для исследования механизм с паразитными колесами, пронумеровать все колеса, составить его структурную схему.

2. Подсчитать число низших (P_3) и высших (P_4) кинематических пар, определить степень подвижности механизма по формуле Чебышева, используя алгоритм, представленный в лабораторной работе 1.

3. Подсчитать количество зубьев каждого колеса, разбить механизм на ступени, определить передаточное число каждой ступени отдельно, найти передаточное число всего механизма по формуле (7.3).

4. Данные измерений и расчетов занести в табл. 7.1.

5. Экспериментально определить передаточное число данного механизма, подсчитав количество оборотов входного колеса, соответствующее 10 оборотам выходного.

6. Получить у преподавателя ступенчатый механизм и для него полностью повторить пункты 1 - 5 предыдущего исследования.

7. Данные измерений и расчетов занести в табл. 7.2.

6. Оформить отчет по лабораторной работе согласно приведенному ниже образцу.

Контрольные вопросы

1. Приведите классификацию зубчатых механизмов с неподвижными осями, укажите их преимущества и недостатки, область применения.
2. Что называется передаточным числом передачи, как его определяют?
3. Какие сложные зубчатые механизмы существуют, для каких целей их используют?
4. В чем состоит отличие редуктора от мультипликатора?
5. Какие важные функции выполняют паразитные колеса?
6. Какое из механических зацеплений не изменяет направления вращения ведомого колеса?
7. Для каких целей используется реечная передача?

Образец оформления бланка отчета

Лабораторная работа № 7

Кинематический анализ зубчатых механизмов с неподвижными осями

Цель работы:

1. Механизм с паразитными колесами.

Схема № ____

Структурная схема механизма № ____

Таблица 7.1 – Исследование механизма с паразитными колесами

Номер колеса	Число зубьев z	Кинематическая пара	Класс пары	Номер ступени	Передаточное число
1					
2					
...					
m					

Степень подвижности механизма

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

Расчет передаточных чисел ступеней:

Передаточное число механизма:

Экспериментально определенное передаточное число: $u_{\text{экс}} =$

2. Ступенчатый механизм.

Схема № _____
Структурная схема механизма № _____

Таблица 7.1 – Исследование ступенчатого механизма

Номер колеса	Число зубьев z	Кинематическая пара	Класс пары	№ ступени	Передаточное число
1					
2					
...					
m					

Степень подвижности механизма $W = 3n - 2P_5 - P_4 =$

Расчет передаточных чисел ступеней:

Передаточное число механизма:

Экспериментально определенное передаточное число: $u_{\text{экс}} =$

Вывод: (сравнение теоретических и экспериментальных передаточных чисел механизма с неподвижными осями).

Выполнил _____
«__» _____ 201__ г.

Принял _____
«__» _____ 201__ г.

Лабораторная работа № 8
**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ С
 ПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ**

Цель работы: ознакомиться с основными видами зубчатых передач с подвижными осями, их классификацией и принципом действия, изучить методику проведения кинематического анализа.

Теоретические сведения

Менее распространенными являются передачи с подвижными осями, способные небольшим количеством зубчатых колес обеспечить очень большие передаточные числа. Однако многие из них имеют низкий КПД и непригодны к использованию из-за самоторможения. Это особенно характерно для передач с цилиндрическими колесами, поэтому на практике чаще используют конические передачи с более высоким КПД. К передачам с подвижными осями относятся дифференциальные и планетарные механизмы.

Дифференциальный механизм (дифференциал) – механизм с подвижными осями, внешний вид которого и кинематическая схема в двух проекциях показаны на рис. 8.1. Колесо с неподвижной осью вращения O_1 называется солнечным или центральным, колесо O_2 с подвижной осью – сателлитом, а звено H , на котором размещена ось сателлита – водилом.

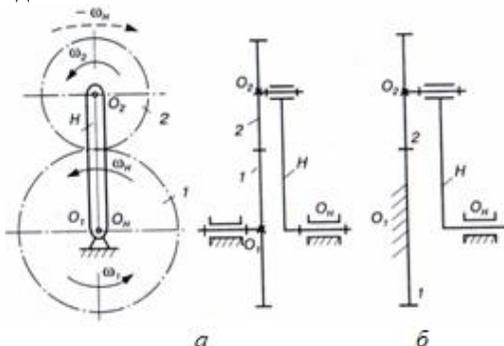


Рисунок 8.1 – Дифференциальный (а) и планетарный (б) зубчатые механизмы

Степень подвижности планетарного механизма

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2,$$

то есть для определенности движения такого механизма необходимо задать закон движения каких-то двух звеньев (две обобщенных координаты).

Для определения передаточного числа дифференциального механизма с количеством колес m пользуются формулой Уиллиса

$$u_{1,m}^{(H)} = (-1)^k \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} \cdot \dots \cdot \frac{z_m}{z_{m-1}'}, \quad (8.1)$$

где верхний индекс в скобках при передаточном числе указывает, при каком неподвижном звене оно определено.

Формула Уиллиса устанавливает математическую зависимость между угловыми скоростями звеньев механизма и числом зубьев колес. Дифференциальные механизмы широко используются в автомобилях, счетных и сельскохозяйственных машинах и т.д.

Планетарный механизм – частный случай дифференциального механизма, у которого центральное колесо неподвижно (рис. 8.1, б). Степень подвижности планетарного механизма

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1,$$

то есть, в отличие от дифференциальных механизмов, планетарные имеют один степень свободы (одну обобщенную координату). Для планетарных механизмов также справедлива формула Уиллиса, и поскольку центральное колесо неподвижно, то она приобретает вид

$$u_{1,2}^{(H)} = - \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.2)$$

Планетарные механизмы широко используются в зубчатых редукторах в качестве механизмов для реализации сложного движения рабочих органов машин.

На практике иногда встречаются комбинированные зубчатые механизмы, состоящие одновременно из передач с подвижными и неподвижными осями. Кроме того, в их состав могут входить и другие передачи: фрикционные, ременные, цепные. Для определения передаточного отношения таких передач необходимо сначала проанализировать их состав, разбить на ступени, определить передаточные числа каждой ступени, а затем найти общее передаточное отношение комбинированной передачи как произведение передаточных чисел отдельных ступеней.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя для исследования дифференциальный механизм, пронумеровать его колеса и составить структурную схему.

2. Подсчитать число низших (P_5) и высших (P_4) кинематических пар, определить степень подвижности механизма по формуле Чебышева по алгоритму, приведенному в лабораторной работе 1.
3. Подсчитать количество зубьев каждого колеса, разбить механизм на ступени, определить передаточное число каждой ступени отдельно, найти передаточное число всего механизма.
4. Данные измерений и расчетов занести в табл. 8.1.
5. Экспериментально проверить передаточное число механизма, подсчитав количество оборотов входного колеса, соответствующее 10 оборотам выходного колеса.
6. Получить у преподавателя планетарный механизм и для него полностью повторить пункты 1– 5 исследования.
7. Данные измерений и расчетов занести в табл. 8.2.
8. Оформить отчет по лабораторной работе согласно приведенному ниже образцу.

Контрольные вопросы

1. Приведите классификацию зубчатых механизмов с подвижными осями, укажите их преимущества и недостатки, область применения.
2. В чем состоит основное отличие планетарного механизма от дифференциального?
3. По какой формуле определяют передаточное число планетарного механизма?

Образец оформления бланка отчета

Лабораторная работа № 8

Кинематический анализ зубчатых механизмов с подвижными осями

Цель работы:

1. Дифференциальный механизм.

Схема № ____

Структурная схема дифференциального механизма № ____

Таблица 8.1 – Исследование дифференциального механизма

Номер колеса	Число зубьев z	Кинематическая пара	Класс пары	№ ступени	Передаточное число
1					
2					
...					
m					

Степень подвижности механизма $W = 3n - 2P_5 - P_4 =$

Расчет передаточных чисел ступеней:

Передаточное число механизма:

Экспериментально определенное передаточное число: $u_{экс} =$

2. Планетарный механизм.

Схема № _____

Структурная схема планетарного механизма № _____

Таблица 8.2 – Исследование планетарного механизма

Номер колеса	Число зубьев z	Кинематическая пара	Класс пары	№ ступени	Передаточное число
1					
2					
...					
m					

Степень подвижности механизма $W = 3n - 2P_5 - P_4 =$

Расчет передаточных чисел ступеней:

Передаточное число механизма:

Экспериментально определенное передаточное число: $u_{экс} =$

Вывод: (сравнение теоретических и экспериментальных передаточных чисел дифференциального и планетарного механизмов).

Выполнил _____

«___» _____ 201__ г.

Принял _____

«___» _____ 201__ г.

ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ЭКЗАМЕНУ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ»

1. Структура дисциплины ТММ, значение теории машин и механизмов в процессе подготовки будущих специалистов.
2. Основные виды механизмов, их функциональная классификация.
3. Кинематические цепи. Группы Ассура и их классификация.
4. Структурные формулы кинематических цепей.
5. Связи и степень подвижности механизма.
6. Основной принцип образования механизмов.
7. Структурный анализ плоских механизмов. Классификация механизмов.
8. Задачи и методы кинематического анализа механизмов.
9. Исследование движения механизмов методами планов скоростей и ускорений.
10. Аналитический метод анализа механизмов.
11. Построение положений звеньев механизма и траекторий отдельных точек.
12. Исследование движения механизмов методом кинематических диаграмм.
13. Графическое дифференцирование и интегрирование.
14. Задачи динамического исследования механизмов.
15. Определение сил инерции.
16. Рычаг М.Е. Жуковского, его применение в инженерных расчетах.
17. Приведение сил и моментов сил.
18. Приведение масс и моментов инерции.
19. Уравнение движения механизма.
20. Режимы движения механизма.
21. Механизм и машина. Силы, действующие в машинах.
22. Силовое исследование двухповодковых групп и ведущего звена механизмов второго класса.
23. Коэффициент полезного действия в машинах и механизмах при различных конструктивных исполнениях.
24. Исследование движения механизмов методом Виттенбауэра.
25. Исследования движения механизмов методом Жуковского.
26. Регулирование движения машин. Коэффициент регулирования скорости.
27. Средняя скорость и коэффициент неравномерности движения машины.

28. Определение момента инерции маховика методом Виттенбауэра.
 29. Регуляторы скорости.
 30. Виды трения в машинах и механизмах, законы трения.
 31. Трение скольжения. Трение в поступательных, винтовых и вращательных парах.
 32. Угол и конус трения. Трение в поступательных и вращательных кинематических парах.
 33. Трение при качении. Трения в роликовых и шариковых подшипниках.
 34. Расчет износа элементов в кинематических парах.
 35. Общие сведения о кулачковых механизмах.
 36. Основные типы и параметры кулачковых механизмов.
 37. Кинематический анализ кулачковых механизмов.
 38. Динамический синтез кулачковых механизмов.
 39. Общие сведения о фрикционных передачах.
 40. Основные параметры фрикционных передач.
 41. Классификация зубчатых передач.
 42. Основная теорема зубчатого зацепления.
 43. Расчет геометрических параметров цилиндрических передач.
 44. Кинематические и геометрические условия существования передачи.
 45. Зацепление Новикова, его основные характеристики.
 46. Общие сведения о многозвенных зубчатых механизмах.
 47. Зубчатые механизмы с неподвижными осями.
 48. Планетарные механизмы, их синтез.
 49. Волновые зубчатые передачи.
 50. Основные задачи синтеза рычажных механизмов.
 51. Синтез механизмов по заданным законам движения звеньев.
 52. Синтез механизмов по заданным положениям звеньев.
 53. Общие сведения о механизмах прерывистого движения.
 54. Задача об уравнивании механизмов.
 55. Определение положения центра масс плоского механизма.
 56. Уравнивание и балансировка вращающихся масс.
- Статическая и динамическая балансировка.
57. Основные понятия и определения теории машин.
 58. Структура машин.
 59. Системы управления машинами по времени и по пути.
 60. Манипуляторы и промышленные роботы.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин : учебник для студентов высших технических учебных заведений / И.И. Артоболевский – М. : Наука, 2011. – 640 с.
2. Чмиль В.П. Теория механизмов и машин : учебно-методическое пособие. Серия: Учебники для вузов. Специальная литература / В.П. Чмиль – СПб. : Альянс, 2012. – 639 с.
3. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин : учебное пособие для бакалавров. Серия: Бакалавр. Базовый курс / Г.А. Тимофеев – М. : Юрайт, 2012. – 351 с.
4. Умнова Н.В. Теория механизмов и машин : учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по машиностроительным направлениям подготовки и специальностям / Н.В. Умнова. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 170 с.
5. Смялягин А.И. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Смялягин – М. : Издательский дом «Инфра-М», 2014. – 263 с.
6. Гончаров П.Э. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / П.Э. Гончаров, М.В. Драпалюк, Р.В. Юдин. – Воронеж : Изд-во Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, 2015. – 171 с.
7. Плешаков В.Н. Теория механизмов и машин: курсовое проектирование / В.Н. Плешаков, В.С. Курасов, Е.Е. Самурганов, Р.Н. Букатин. – Краснодар : Изд-во КубГАУ, 2013. – 99 с.
8. Шматкова А.В. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.В. Шматкова – Иркутск : Изд-во ИрГТУ, 2014. – 168 с.
9. Свечников А.А. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / А.А. Свечников, В.В. Янковский. – Самара : Изд-во Самарского гос. ун-та путей сообщения, 2015. – 78 с.
10. Карелина М.Ю. Теория механизмов и машин : учебное пособие / Под ред. М.Н. Бугольца. – М. : Изд-во МАДИ, 2015. – 80 с.
11. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин : учебник и практикум / Г.А. Тимофеева. – 3-е издание, переработанное и дополненное. – Сер. 60 Бакалавр. Прикладной курс. – М. : Юрайт, 2015. – 429 с.
12. Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин : учебник / А.Н. Евграфов – СПб. : Изд-во Санкт-Петербургского гос. политех. ун-та, 2015. – 248 с.
13. Волокитин Г.Г. Теория механизмов и механика машин :

учеб. пособие для студентов мех. специальностей строит. вузов / Г.Г. Волокитин, В.Ф. Филиппов, Н.И. Кузьменко. – Томск : Изд-во ТГАСУ, 2003. – 360 с.

14. Лачуга Ю.Ф. Теория механизмов и машин. Анализ, синтез, расчет / Ю.Ф. Лачуга, А.М. Баусов, А.Н. Воскресенский, А.М. Абаляхин. – 2-е издание, переработанное и дополненное – М. : Бибком, 2015. – 416 с.

15. Семенов Ю.А. Теория механизмов и машин в примерах и задачах / Ю.Ф. Семенов, Н.С. Семенова – СПб. : Изд-во Санкт-Петербургского политех. ун-та им. Петра Великого, 2015. – 284 с.

16. Белов М.И. Теория механизмов и машин : учебное пособие для студентов высших учебных заведений / М.И. Белов, С.В. Сорокин. – М. : Изд-во МСХА им. К.А. Тимирязева, 2014. – 249 с.

17. Молчанов В.И. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / В.И. Молчанов, В.П. Шарова. – Орел : Изд-во Орловского гос. аграрного ун-та, 2015. – 83 с.

18. Схиртладзе А.Г. Теория механизмов и машин : лабораторный практикум / А.Г. Схиртладзе, А.Н. Соболев, А.Я Некрасов, Ю.И. Бровкина. – М. : Курс, 2016. – 160 с.

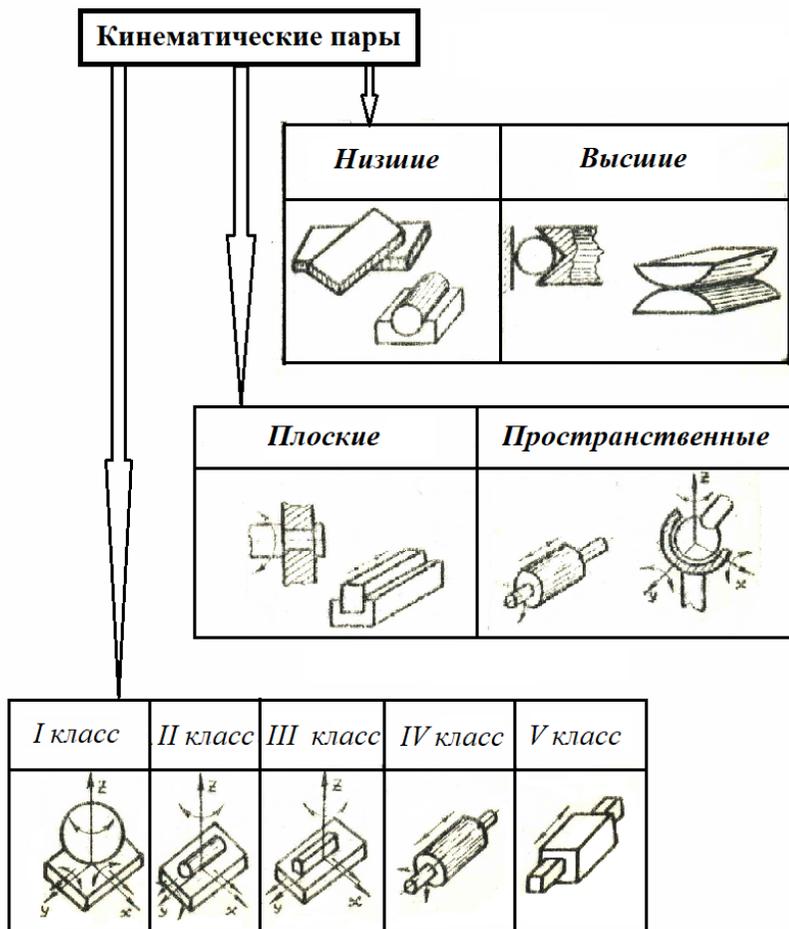
19. Курасов В.С. Теория механизмов и машин : учебное пособие / В.С. Курасов, И.Е. Припоров, Е.Е. Самурганов. – Краснодар : Изд-во КубГАУ, 2016. – 186 с.

20. Бурлаченко О.В. Теория механизмов и машин / О.В. Бурлаченко – Волгоград : Изд-во ВГАСУ, 2013. – 45 с.

21. Капустин А.В. Теория механизмов и машин. Практикум. Учебное пособие / А.В. Капустин – М. : Юрайт, 2016. – 65 с.

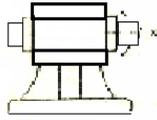
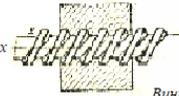
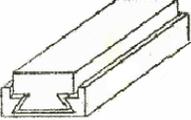
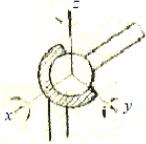
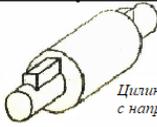
Приложение А

Структурная классификация кинематических пар



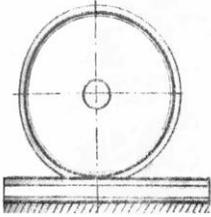
Приложение Б

Виды низших кинематических пар

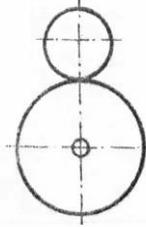
 <p>Плоский ползун с брусочной направляющей</p>	 <p>Плоский ползун с рамочной направляющей</p>	 <p>Вращательная одноподвижная пара</p>
 <p>Плоский ползун</p>	 <p>Клиновидный ползун</p>	 <p>Винтовая одноподвижная пара</p>
 <p>Цилиндрический ползун</p>	 <p>Ползун со складчатой поверхностью</p>	 <p>Сферический шарнир</p>
 <p>Цилиндрический ползун с направляющей</p>		 <p>Цилиндрическая двухподвижная пара</p>

Виды высших кинематических пар

Реечное зацепление



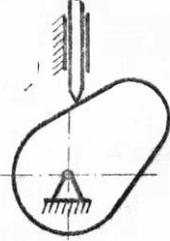
Фрикционная передача



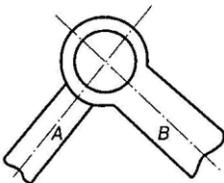
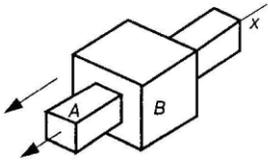
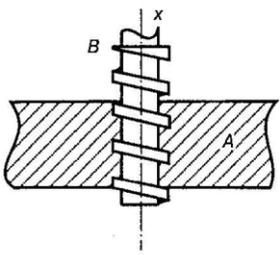
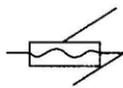
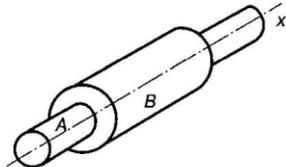
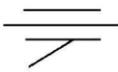
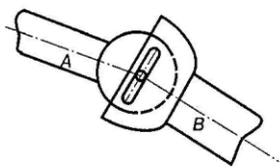
Зубчатое зацепление



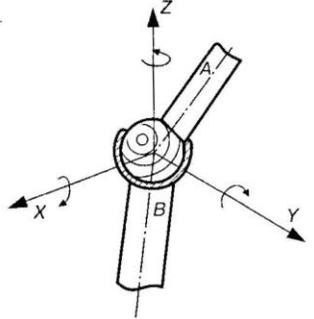
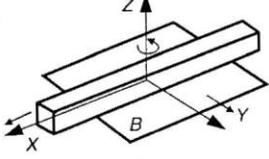
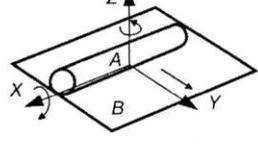
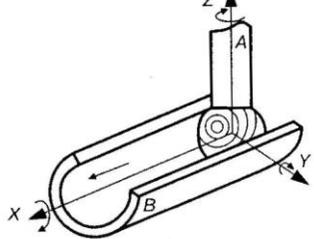
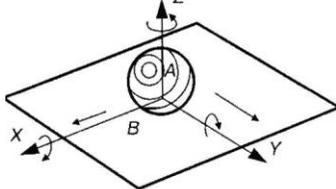
Кулачковый механизм



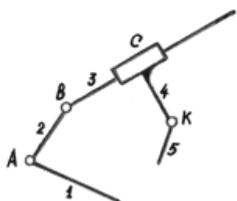
Классификация кинематических пар по количеству связей

Рисунок	Условные обозначения	Название пары	H	S	Класс пары
		Вращательная	1	5	V
		Поступательная	1	5	V
		Винтовая	1	5	V
		Цилиндрическая	2	4	IV
		Сферическая с пальцем	2	4	IV

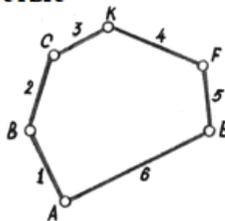
Продолжение Приложения Г

Рисунок	Условные обозначения	Название пары	H	S	Класс пары
		Сферическая	3	3	III
		Плоскостная	3	3	III
		Цилиндр-плоскость	4	2	II
		Шар - цилиндр	4	2	II
		Шар - плоскость	5	1	I

Простые



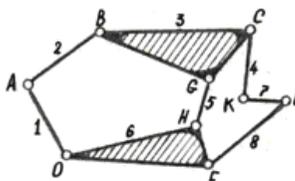
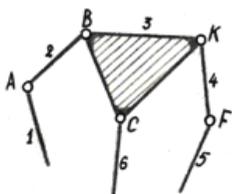
Открытые



Закрытые

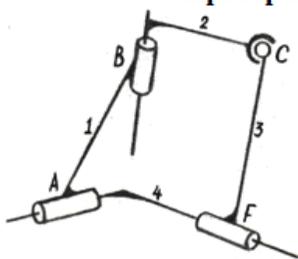
Сложные

Открытые

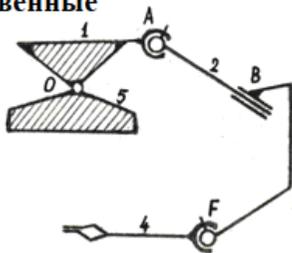


Закрытые

Пространственные



Открытые



Закрытые

Приложение Е

Структурные формулы семейств механизмов

<i>Номер семейства</i>	<i>Структурная формула</i>	<i>Количество связей</i>
0	$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$	0
1	$W = 5n - 4P_5 - 3P_4 - 2P_3 - P_2$	1
2	$W = 4n - 3P_5 - 2P_4 - P_3$	2
3	$W = 3n - 2P_5 - P_4$	3
4	$W = 2n - P_5$	4

Приложение Ж

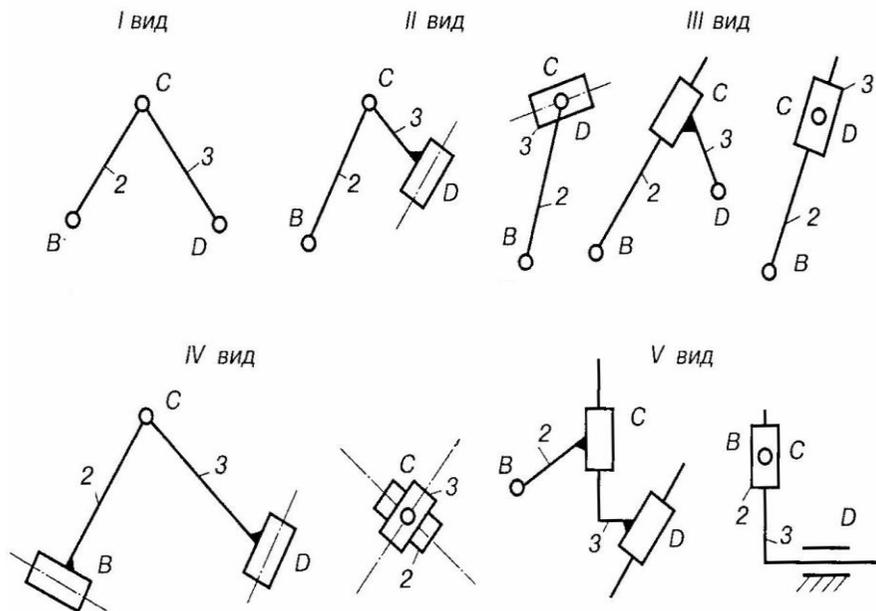
Структурная классификация групп Ассра

Структура	Изображение группы	Контур	Класс	Порядок
$n = 2$ $P_5 = 3$			2	2
$n = 4$ $P_5 = 6$			3	3
			4	2
$n = 6$ $P_5 = 9$			3	4
			4	3
			5	3
			6	3

Продолжение Приложения 7

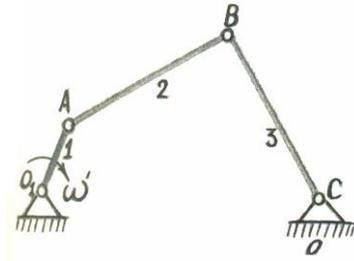
$n = 8$ $P_5 = 12$			3	5
			5	4
			6	4

Приложение 3
Классификация групп Ассур II класса



Примеры структурного анализа механизмов

Механизм шарнирный четырехзвенный



Количество звеньев
 $k = 4$ (0, 1, 2, 3).
 Количество подвижных звеньев
 $n = 3$ (1, 2, 3).
 Количество пар V класса
 $P_5 = 4$ (0-1, 1-2, 2-3, 3-0).
 Количество пар IV класса
 $P_4 = 0$.
 Количество степеней свободы
 $W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$.

Разложение на группы Ассура



I класс



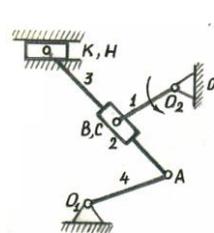
II класс, II порядок, I вид

Структурная формула механизма: I(0, 1) → II(2, 3).

Механизм поперечно-строгального станка

Количество звеньев $k = 6$ (0, 1, 2, 3, 4, 5).

Количество подвижных звеньев $n = 5$ (1, 2, 3, 4, 5).



Количество пар V класса
 $P_5 = 7$ (0-4, 4-3, 5-3, 3-0, 0-1, 1-2, 2-3).

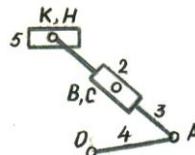
Количество пар IV класса
 $P_4 = 0$.

Количество степеней свободы
 $W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$.

Разложение на группы Ассура



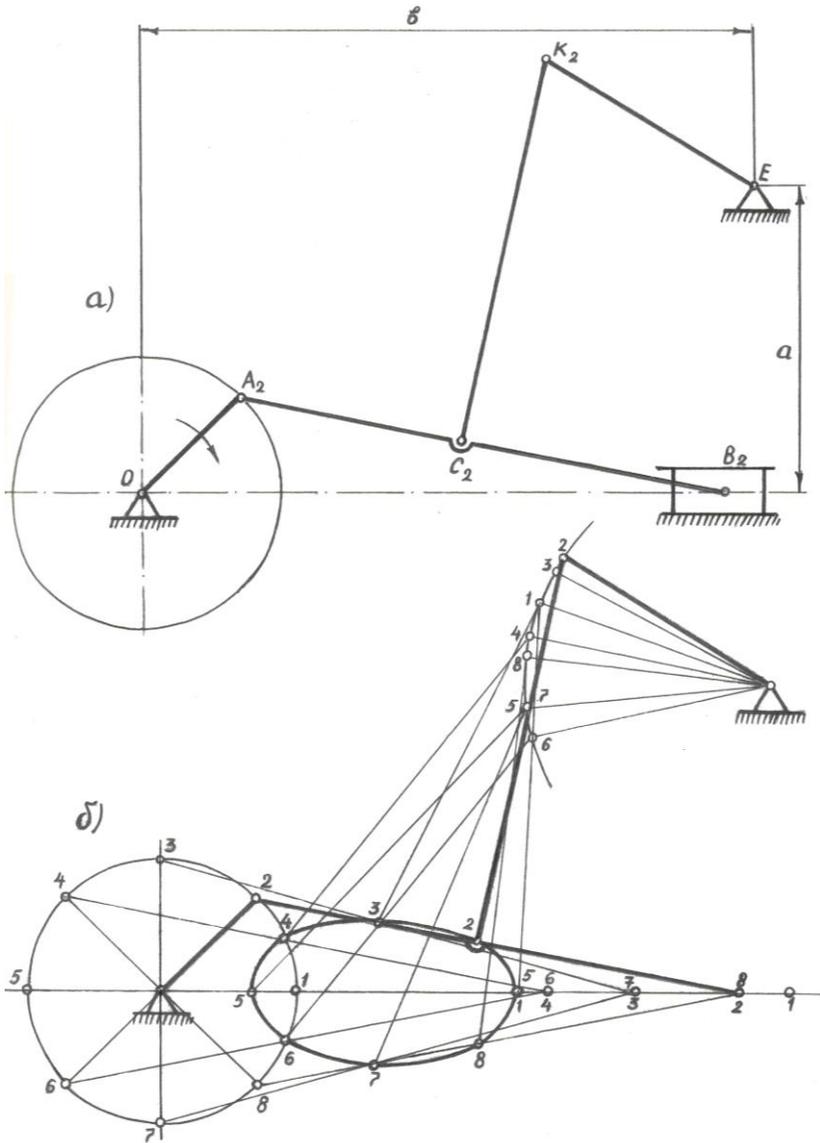
I класс



III класс, III порядок,

Структурная формула механизма: I(0, 1) → II(2, 3, 4, 5).

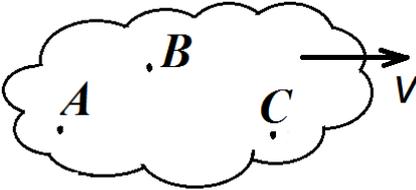
Метод засечек



Приложение Л

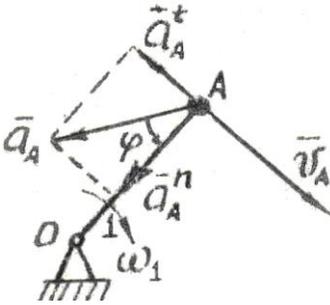
Основные зависимости для определения скоростей и ускорений звеньев кинематических пар

Поступательное движение



$$\begin{aligned} v_A &= v_B = v_C; \\ a_A &= a_B = a_C; \\ v_A &\parallel v_B \parallel v_C; \\ a_A &\parallel a_B \parallel a_C. \end{aligned}$$

Вращательное движение

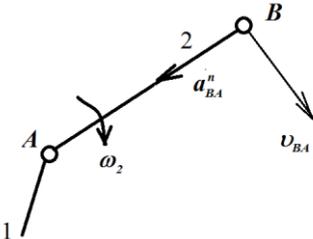


$$\begin{aligned} v_A &= \omega_1 l_{OA}; & a_A &= a_A^n + a_A^\tau; \\ a_A^n &= \omega_1^2 l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}}; \\ a_A^n &\parallel OA; & v_A &\perp OA; \\ a_A^\tau &= \varepsilon l_{OA}; & a_A^n &\perp a_A^\tau. \\ a_A &= l_{OA} \sqrt{\omega_1^4 + \varepsilon^2}; & \operatorname{tg} \varphi &= \frac{a_A^\tau}{a_A^n} = \frac{\varepsilon}{\omega_1^2}. \end{aligned}$$

При постоянной угловой скорости кривошипа

$$\omega_1 = \text{const}, \quad a_A = a_A^n; \quad a_A^\tau = 0;$$

Сложное движение



$$\begin{aligned} v_B &= v_A + v_{BA}; & v_{BA} &\perp AB; \\ a_B &= a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^\tau; \\ a_{BA}^n &= \omega_2^2 l_{AB} = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}}; \\ a_{BA}^n &\parallel AB; & v_{AB} &\perp AB; \\ a_{BA}^\tau &= \varepsilon l_{AB}; & a_{BA}^n &\perp a_{BA}^\tau. \end{aligned}$$

При постоянной угловой скорости звена AB

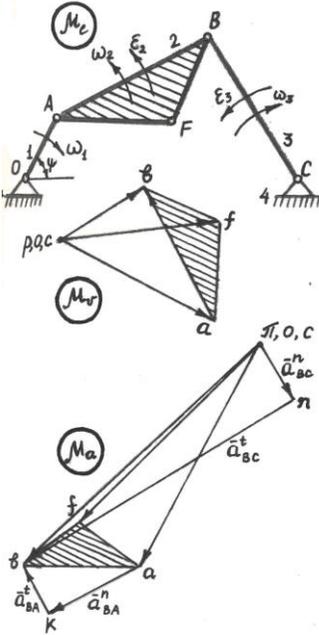
$$\omega_2 = \text{const}, \quad a_{BA} = a_{BA}^n; \quad a_{BA}^\tau = 0.$$

Примеры построения планов скоростей и ускорений

Шарнирный четырехзвенный механизм

I (1,4) → II (2, 3).

Параметры механизма: $l_{OA}, l_{AB}, l_{BC}, l_{DC}, l_{DF}, l_{CF}, \varphi; \omega_1 = \text{const.}$



$$v_A = \omega_1 l_{OA}; \quad v_A \perp OA;$$

$$v_B = v_A + v_{BA}; \quad v_{BA} \perp AB;$$

$$v_B = v_C + v_{BC}; \quad v_{BC} \perp BC;$$

$$v_C = 0 \Rightarrow v_{BA} = ab \cdot \mu_v; \quad v_{BC} = bc \cdot \mu_v.$$

$$v_F = v_A + v_{FA}; \quad v_{FA} \perp AF;$$

$$v_F = v_B + v_{FB}; \quad v_{FB} \perp BF;$$

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}}, \quad \omega_3 = \frac{v_{BC}}{l_{CB}}.$$

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}}; \quad a_A^n \parallel OA;$$

$$a_B = a_A + a_{BA}^n + a_{BA}^\tau;$$

$$a_B = a_C + a_{BC}^n + a_{BC}^\tau;$$

$$a_{BA}^n = \frac{(ab \cdot \mu_v)^2}{l_{AB}}; \quad a_{BC}^n = \frac{(pb \cdot \mu_v)^2}{l_{bc}}.$$

$$a_{BA}^n \parallel BA, \quad a_{BC}^n \parallel BC, \quad a_{BA}^\tau \perp BA, \quad a_{BC}^\tau \perp BC,$$

$$a_{BA}^n \perp a_{BA}^\tau, \quad a_{BC}^n \perp a_{BC}^\tau.$$

На основании принципа подобия

$$\frac{bf}{BF} = \frac{ab}{AB} \Rightarrow bf = \frac{ab \cdot BF}{AB}; \quad \frac{af}{AF} = \frac{ab}{AB} \Rightarrow af = \frac{ab \cdot AF}{AB}.$$

$$a_F = \pi f \cdot \mu_a; \quad a_B = \pi b \cdot \mu_a.$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{kb \cdot \mu_v}{l_{AB}}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^\tau}{l_{BC}} = \frac{nb \cdot \mu_v}{l_{BC}}.$$

$$a_{A_I} = a_{A_I}^n = \omega_1^2 l_{OA_I}; \mathbf{a}_{A_I}^n \parallel OA_I; \mathbf{a}_{A_3} = \mathbf{a}_{A_I} + \mathbf{a}_{A_3 A_I}^k + \mathbf{a}_{A_3 A_I}^n + \mathbf{a}_{A_3 A_I}^\tau;$$

$$a_{A_3 O_I}^n = \frac{v_{A_3}^2}{l_{O_I A_3}}; \mathbf{a}_{A_3 A_I}^\tau \parallel O_I B, \mathbf{a}_{BC}^n \parallel BC, \mathbf{a}_{CCx}^\tau \parallel x, \mathbf{a}_{A_3 O_I}^\tau \perp O_I B,$$

$$a_{C_x} = a_{CCx}^n = 0; \mathbf{a}_{CB}^n \perp \mathbf{a}_{CB}^\tau; a_{A_3} = \pi a_3 \cdot \mu_a = a_3 n_3 \cdot \mu_a.$$

Кривошипно-шатунный механизм

$$I (1,4) \rightarrow II (2,3).$$

Параметры механизма:

$$l_{OA}, l_{AB}, \varphi; \omega_1 = \text{const},$$

B – точка звена 3, B_1 – точка на направляющей x .

$$v_A = \omega_1 l_{OA}; \quad v_A \perp OA;$$

$$v_B = v_A + v_{BA}; \quad v_{BA} \perp AB;$$

$$v_B = v_{Bx} + v_{BBx}; \quad v_{Bx} \perp x;$$

$$v_{Bx} = 0.$$

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot \mu_v}{l_{AB}}.$$

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = \frac{v_A^2}{l_{OA}}; \mathbf{a}_A^n \parallel OA;$$

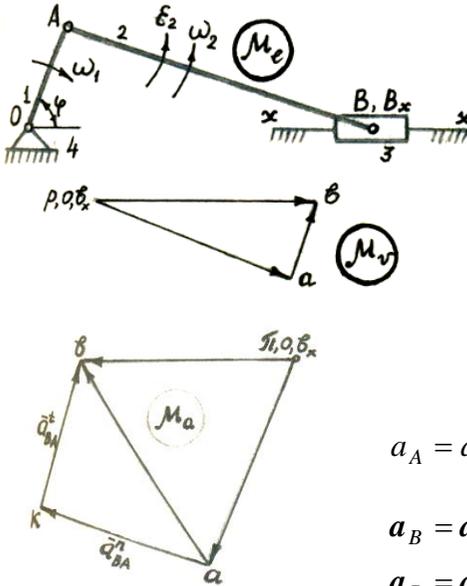
$$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{BA}^n + \mathbf{a}_{BA}^\tau;$$

$$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_{Bx} + \mathbf{a}_{BBx}^n + \mathbf{a}_{BBx}^\tau;$$

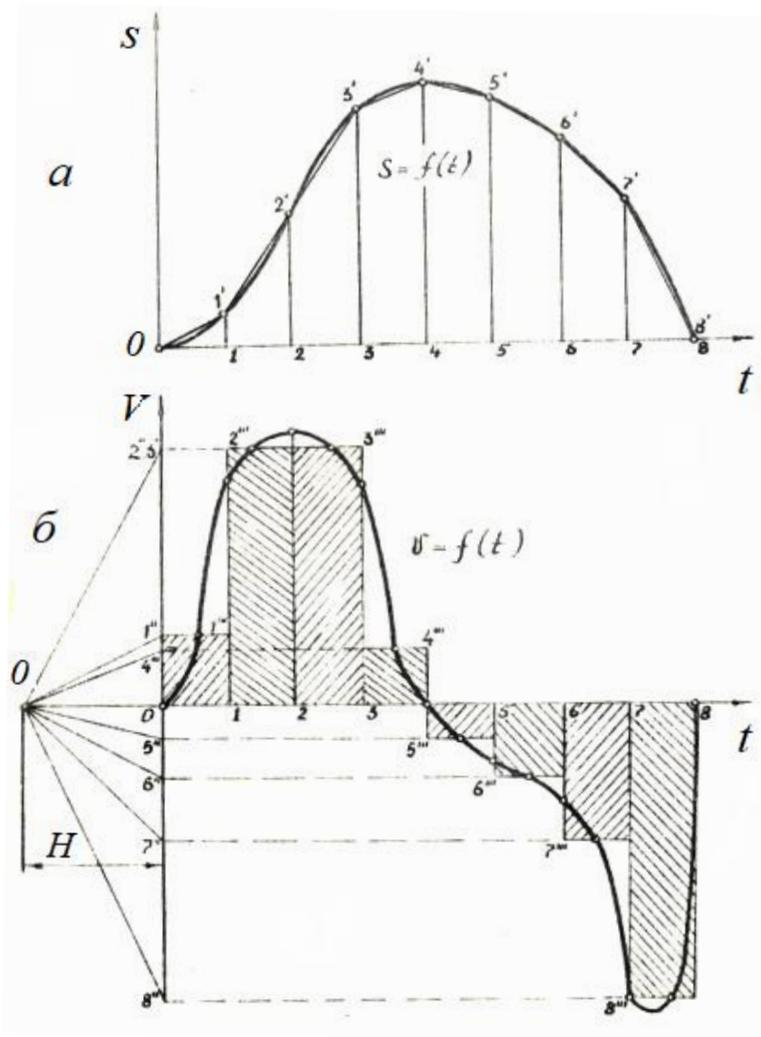
$$a_{BA}^n = \frac{(ab \cdot \mu_v)^2}{l_{AB}}.$$

$$\mathbf{a}_{BA}^n \parallel AB, \quad \mathbf{a}_{BA}^\tau \perp AB, \quad \mathbf{a}_{BA}^n \perp \mathbf{a}_{BA}^\tau, \quad \mathbf{a}_{Bx} = \mathbf{a}_{BBx}^n = 0; \quad \mathbf{a}_{BBx}^\tau \parallel x,$$

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a; \quad a_{BA} = ab \cdot \mu_a; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{kb \cdot \mu_v}{l_{AB}}.$$



Графическое дифференцирование методом хорд



a – начальный график (график перемещений), b – конечный график (график скоростей)

Учебное издание

КАЛАЙДО Александр Витальевич
СЕРДЮКОВА Елена Яковлевна

Теория машин и механизмов

Учебно-методическое пособие
для выполнения лабораторных работ

В авторской редакции

Подп. в печать 21.12.2018 г. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсет. Гарнитура Times New Roman
Печать ризографическая. Усл. печ. л. 5,12.
Тираж 100 экз. Зак. № 142.

Издатель

ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет
имени Тараса Шевченко»

«Книга»

ул. Оборонная, 2, г. Луганск, 91011. Т/ф: (0642) 58-03-20.
e-mail: knitaizd@mail.ru