

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Сборник лабораторных работ

Издание содержит тематику, задания и методику выполнения лабораторных работ по учебной дисциплине «Теория механизмов и машин». Способствует усвоению и закреплению знаний, развитию навыков самостоятельной работы студентов в процессе лабораторных занятий.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Требования к отчету	4
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.....	5
Составление кинематической схемы механизма. Структурный анализ и классификация механизма.....	5
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.....	11
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3.....	17
Определение основных параметров зубчатых колес с помощью инструментов	17
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4.....	22
Построение эвольвентных профилей зубьев методом обката.....	22
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5.....	26
Определение центра тяжести и момента инерции звена способом физического маятника	26
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6.....	30
Определение коэффициента трения скольжения с помощью наклонной плоскости.....	30
Лабораторная работа № 7	33
Кинематический анализ кулачковых механизмов	33
Лабораторная работа № 8	37
Синтез кулачкового механизма.....	37
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	45

ВВЕДЕНИЕ

Целью проведения лабораторных работ является закрепление теоретического материала по дисциплине и развитие навыков самостоятельной работы.

Для достижения поставленных целей необходимо решить следующие задачи:

- Научить студентов использовать теоретические знания при практическом выполнении лабораторных работ;
- Развить навыки пользования лабораторным оборудованием, инструментом и литературным источником.

В результате студент должен знать и уметь использовать следующее:

- основы определения основных параметров машин и механизмов;
- основы синтеза механизмов по заданным параметрам.

Перед началом работы необходимо получить все необходимое для ее выполнения, а именно:

- объекты исследования (учебные модели, детали);
- измерительные средства;
- описание лабораторной работы.

После окончания лабораторной работы необходимо сдать преподавателю объекты исследования и измерительные средства. Привести в порядок свое рабочее место.

Требования к отчету

Отчет о лабораторной работе должен состоять из следующих разделов:

- цель работы;
- обеспечивающие средства;
- теоретическая часть;
- практическая часть;
- выводы по работе.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

Составление кинематической схемы механизма. Структурный анализ и классификация механизма

Трудоемкость: 4 часа

Цель работы: овладение методикой составления кинематических схем и проведения структурного анализа механизмов.

Задачи работы:

1. Составление кинематической схемы механизма.
2. Классификация кинематических пар.
3. Степень подвижности механизма.
4. Группы Асура (кинематические группы).
5. Классификация групп Л. В. Асура и механизмов (класс и порядок).
6. Строения механизма.
7. Пассивные связи и лишние степени свободы.

Обеспечивающие средства: модели механизмов, чертежные и измерительные инструменты.

Теоретическая часть

Общие положения

Механизм состоит из отдельных звеньев, относительное движение которых ограничено. Подвижное соединение двух звеньев, взаимно ограничивающее их относительное движение, называется кинематической парой. Точки, линия или поверхность, по которым звенья входят во взаимное соприкосновение, называется элементом кинематической пары. Если элементом пары является точка или линия, то она относится к высшей, а если поверхность – к низшей.

В зависимости от числа условий связи, т. е. от количества ограничений, накладываемых на относительное движение звеньев, кинематические пары подразделяются на пять классов. К первому классу относятся кинематические пары, накладывающие одно условие связи, ко второму – два и т. д. Твердое тело в пространстве обладает шестью степенями свободы. Следовательно, число условий связи, накладываемых кинематической парой, будет равняться разности между числом 6 и числом степеней свободы, которым обладает каждое звено в относительном движении:

$$S = 6 - W.$$

Кинематической цепью называется система звеньев, связанных между собой кинематическими парами. Простой кинематической цепью называется цепь, в которой каждое звено входит не более чем в две кинематические пары. Сложной кинематической цепью называется цепь, в которой имеется хотя бы одно звено, входящее более чем в две кинематические пары. Простые и сложные кинематические цепи в свою очередь делятся на замкнутые и незамкнутые.

Механизмом называется кинематическая цепь, в которой одно звено обращено в стойку (неподвижное), а движение ведомых звеньев вполне определяется заданным движением ведущих. Ведущим называется звено, для которого сумма элементарных работ всех внешних сил, приложенных к нему, является положительной, а ведомым – отрицательной или равной нулю.

Число степеней свободы кинематической цепи определяется относительно звена, принятого за неподвижное. Для общего случая формула подвижности или структурная формула кинематической цепи имеет вид:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

где n – число подвижных звеньев кинематической цепи;

p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – числа кинематических пар (соответственно пятого, четвертого и т. д. класса).

Для плоских механизмов общего вида структурная формула имеет вид:

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

Эта формула носит название формулы Чебышева. Согласно формуле плоские механизмы могут быть образованы звеньями, входящими только в кинематические пары IV и V классов.

Степень подвижности механизма определяется числом ведущих звеньев. Ведущее звено всегда имеет лишь одну степень свободы.

Классификация плоских механизмов с низшими парами

Рациональная структурная классификация плоских механизмов предложена Л. В. Ассуром. Она основана на принципе, сущность которого сводится к тому, что степень подвижности исходной кинематической цепи не меняется от присоединения к ней другой цепи с нулевой подвижностью (группы Ассура), отвечающей условию:

$$W = 3n - 2p_5 = 0$$

или

$$p_5 = \frac{3}{2}n.$$

Этому условию удовлетворяют только следующие сочетания чисел звеньев и кинематических пар:

Таблица 1

n	2	4	6	8	10	12
p_5	3	6	9	12	15	18

Начальное звено и стойка, образующие кинематическую пару V класса, условно называют механизмом I класса 1 порядка (рис. 1).

Образование любого плоского механизма может быть представлено как последовательное присоединение к механизму I класса группы Ассура, удовлетворяющей условию $W = 0$.

Простейшее сочетание чисел звеньев и пар будет $n = 2$, $p_5 = 3$. В общем виде группа Ассура с таким сочетанием показана на рис. 2 и называется группой II класса второго порядка или двухповодковой группой.

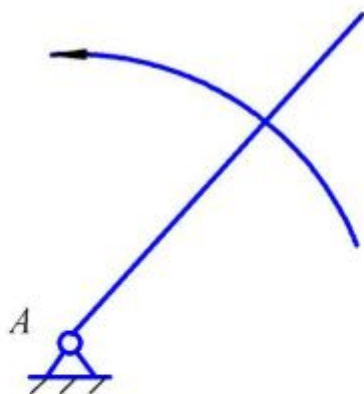


Рис. 1. Схема механизма I класса

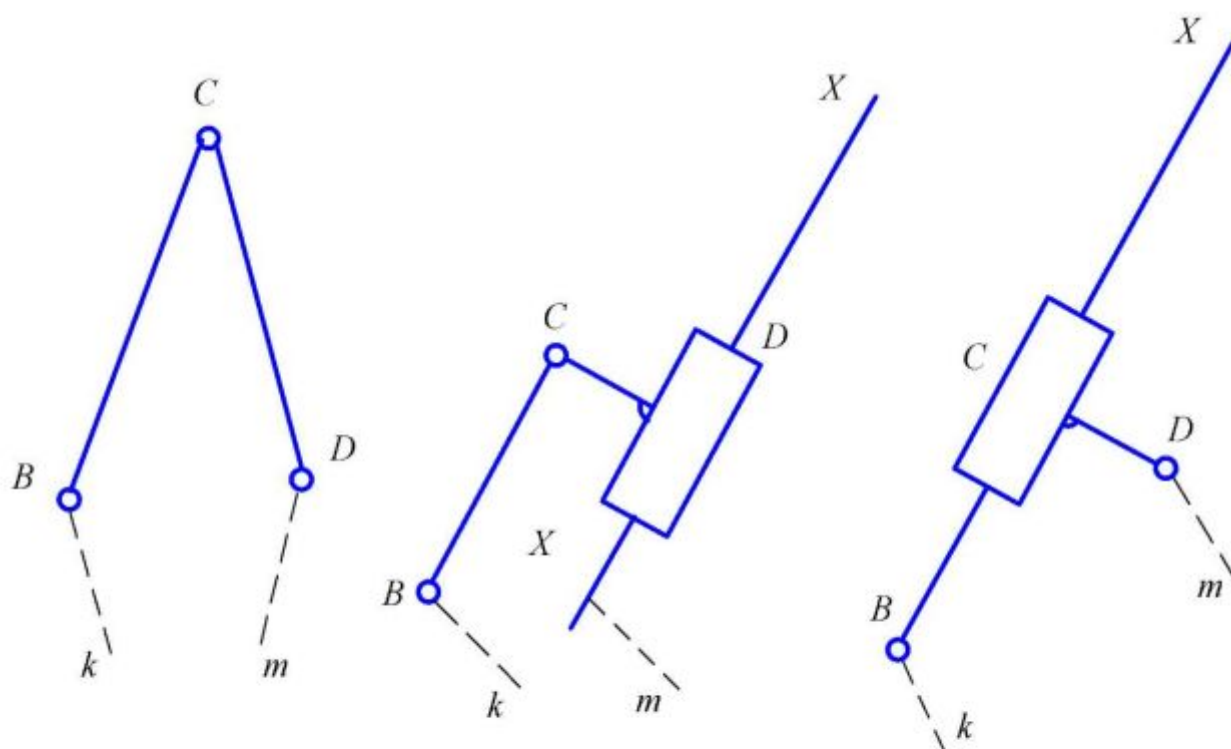
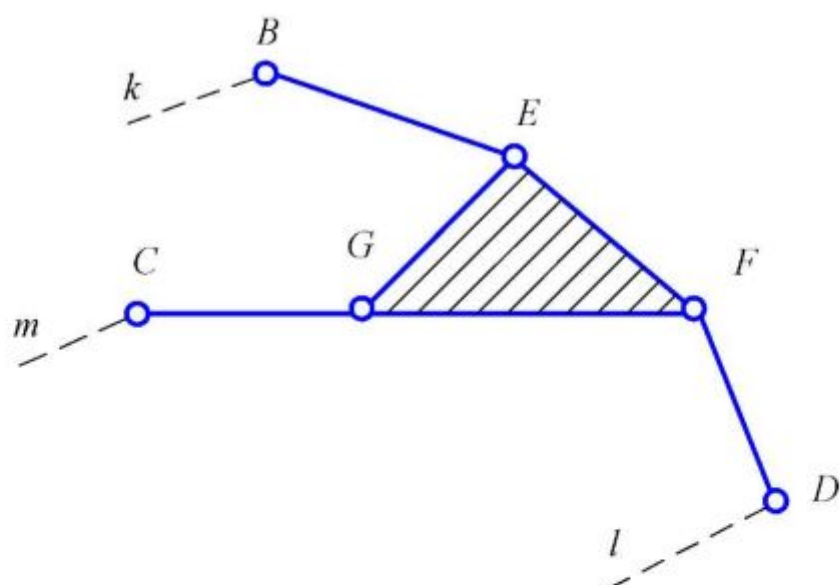


Рис. 2. Схема двухповодковой группы и ее виды

Для сочетания $n = 4$; $p_5 = 6$ группы Ассура показаны: на рис. 3 а) группа III класса, 3 порядка; б) группы IV класса, 2 порядка.

a)



б)

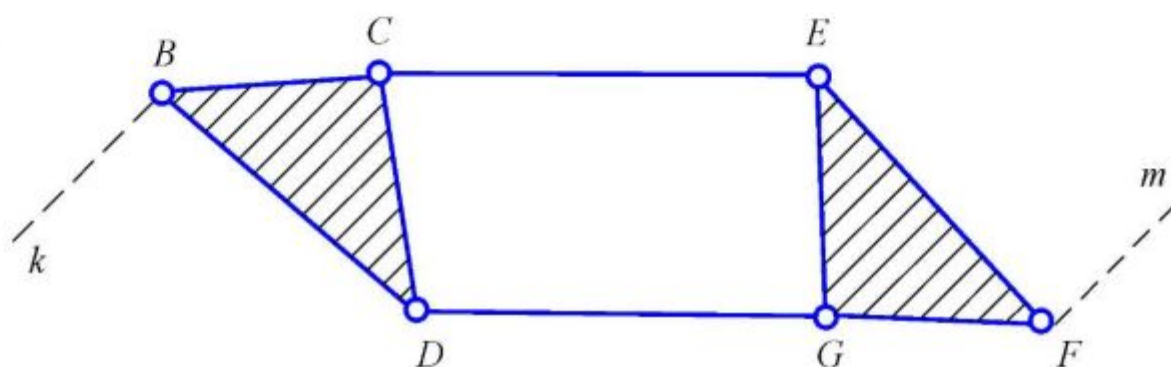


Рис. 3. Схемы кинематических групп

По классификации Артоболевского класс группы Ассура определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур, а порядок группы – число внешних (свободных) кинематических пар.

Класс и порядок механизма определяется по наиболее сложной группе Ассура, входящей в механизм.

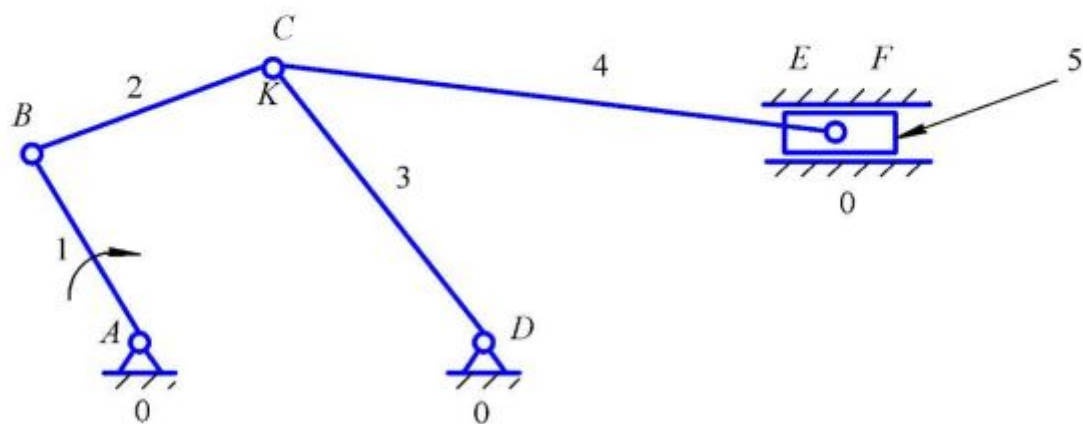


Рис. 4. Кинематическая схема плоского рычажного механизма

Формула строения механизма дает наглядное представление о порядке присоединения кинематических групп (групп Ассура) к ведущему звену и для механизма, изображенного на рис. 4, имеет вид:

$$[0,1] \rightarrow [2,3] \rightarrow [4,5]$$

Некоторые особенности структурного анализа механизмов

В тех случаях, когда в механизме имеются сложные шарниры (вращательные кинематические пары), соединяющие более двух звеньев, то они состоят из нескольких кинематических пар V класса, число которых определяется как разность $m - 1$, где m – число звеньев. При анализе механизмов могут встретиться пассивные связи и лишние степени свободы.

Если степень подвижности механизма, определенная по формуле Чебышева, равна 0, а механизм нормально работает, то кинематическая цепь механизма имеет пассивную связь, не влияющую на кинематику звеньев.

Если же степень подвижности механизма при одном ведущем звене и нормальной работе более единицы, то имеется лишняя степень свободы, связанная, как правило, с наличием роликов, которые можно исключить без кинематического ущерба для механизма.

Замена высших пар низшими

При замене высших пар низшими необходимо соблюсти два условия:

1. Число условий связи заменяющей кинематической цепи должно равняться числу связей заменяемой высшей пары (каждая высшая пара эквивалентна одному звену, входящему в две низшие пары);
2. Относительное движение звеньев, образующих высшую пару, должно оставаться неизменным.

Обобщенный способ получения заменяющего механизма: проводится нормаль в точке касания кривых и на ней отмечаются центры кривизны O_2 и O_3 . Условное звено будет $O_2 O_3$ с шарнирами в точке O_2 и O_3 .

Практическая часть

Содержание работы

Для конкретного многозвенного механизма: составление кинематической схемы, определение степени подвижности, разложение на группы Ассура, определение класса и порядка, написание формулы строения, выявление пассивных связей и лишних степеней свободы.

Технология выполнения работы

1. Ознакомиться с механизмом;

2. Начертить кинематическую схему, обозначив звенья арабскими цифрами, а кинематические пары латинскими буквами;
3. Заполнить таблицу кинематических пар;
4. Определить степень подвижности механизма по формуле Чебышева $W = 3n - 2p_5 - p_4$;
5. Выделить ведущее звено и стойку, а оставшуюся кинематическую цепь разложить на группы Ассура. Заполнить таблицу групп Ассура, определив класс и порядок каждой группы и степень подвижности;
6. Установить класс и порядок механизма;
7. Написать формулу строения механизма (порядок присоединения кинематических групп);
8. При необходимости указать пассивные связи или лишние степени свободы;
9. Составить отчет.

Таблица 2

Наличие и характеристика кинематических пар

№ п/п	Обозначение пары на схеме	Номера звеньев, образующих пару	Наименование пары	Класс пары

Таблица 3

Наличие и характеристика кинематических групп (групп Ассура)

№ п/п	Чертеж и степень подвижности группы	Класс группы	Порядок группы

Контрольные вопросы

1. Определение механизма.
2. Из чего состоит механизм?
3. Определение кинематической пары.
4. Как классифицируются кинематические пары?
5. Как определяют структуру механизма по Л. В. Ассуру?
6. Какова формула группы Ассура?
7. Как определить число степеней свободы плоского механизма?
8. Как влияют дополнительные связи на подвижность механизма?
11. Каковы цели структурного анализа механизма?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

Кинематический анализ зубчатых механизмов

Трудоемкость работы: 4 часа

Цель работы: освоить проведение кинематического исследования зубчатых механизмов аналитическим и опытным методами.

Задачи работы:

1. Составить по модели кинематическую схему зубчатого механизма.
2. Вычислить число степеней свободы зубчатого механизма по П. Л. Чебышеву.
3. Вычислить передаточное отношение зубчатого механизма аналитическим и экспериментальным методом.
4. Определить погрешность экспериментального метода в сравнении с аналитическим.

Обеспечивающие средства: модели зубчатых механизмов, чертежные инструменты, калькулятор.

Теоретическая часть

Передаточное отношение – основной кинематический параметр зубчатых механизмов. Для простого зубчатого механизма, показанного на рис. 1,

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1},$$

где i_{12} – передаточное отношение;

ω_1, ω_2 – угловые скорости ведущего и ведомого звена;

z_1, z_2 – числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес.

Передаточное отношение имеет знак «+» для передач внутреннего зацепления и «-» для передач внешнего зацепления.

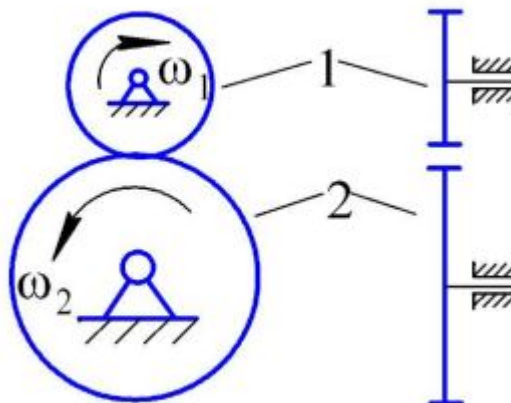


Рис. 1. Простой зубчатый механизм

Зубчатые механизмы с неподвижными осями колес

Вследствие ограничений на величину передаточного отношения, накладываемого ростом габаритов механизма, для получения передаточного отношения $i_{12} \geq 8$ зубчатые механизмы выполняют с количеством зубчатых колес более двух. Такие механизмы называют рядовыми зубчатыми механизмами (рис. 2). Передаточное отношение рядовой передачи с неподвижными осями определяется как произведение передаточных отношений простых зубчатых механизмов. Знак передаточного отношения не влияет на величину общего передаточного отношения. Знак «-» показывает, что вал ведомого звена вращается в направлении, противоположном вращению ведущего звена.

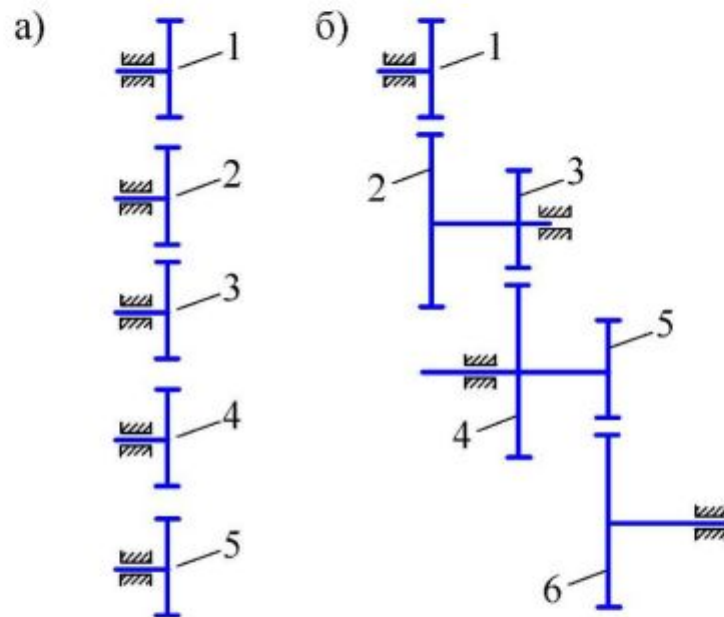


Рис. 2. Рядовой зубчатый механизм с неподвижными осями:

а) с последовательным зацеплением зубчатых колес; б) со ступенчатым зацеплением зубчатых колес

Передаточное отношение каждой пары зубчатых колес определяется по формулам:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1},$$

$$i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = -\frac{z_4}{z_3},$$

$$i_{56} = \frac{\omega_5}{\omega_6} = -\frac{z_6}{z_5},$$

Общее передаточное отношение механизма с последовательным зацеплением колес:

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \cdot i_{45} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) = \frac{z_5}{z_1} \cdot (-1)^m.$$

Общее передаточное отношение механизма со ступенчатым зацеплением колес определяется как произведение передаточных чисел пары зубчатых колес:

$$i_{16} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5}\right) = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot (-1)^m.$$

Зубчатые механизмы с подвижными осями колес

Зубчато-рычажные механизмы, имеющие одно или несколько колес, вращающихся на подвижных осях, подразделяются на планетарные и дифференциальные.

Планетарные механизмы

Планетарные механизмы имеют одно ведущее звено и одно неподвижное колесо. Степень подвижности таких механизмов, подсчитанная по формуле Чебышева $W = 3n - 2p_5 - p_4$, должна равняться единице.

На рис. 3 показан планетарный механизм.

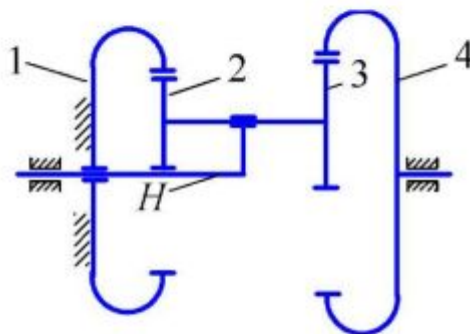


Рис. 3. Планетарный механизм:

1, 4 – опорное колесо (корончатое); 2, 3 – сателлит; H – водило

Для планетарного механизма, изображенного на рис. 3, возможны следующие варианты передачи движения:

Таблица 1

Вариант	1	2	3	4
Ведущее	H	H	1	4
неподвижное	1	4	4	1

Характер передачи движения отображается на символе передаточного отношения:

$$i_{1H}^4,$$

где 4 – неподвижное звено;

1 – ведущее звено;

H – ведомое звено.

Используя метод обращенного движения, за неподвижное звено принимаем водило. Тогда планетарный механизм условно превращается в механизм с неподвижными осями и условное передаточное отношение определяется обычным методом (i_{14}'' или i_{41}''). Истинное передаточное отношение находим математически, используя две ниже приведенные формулы:

$$i_{4H}^1 = 1 - i_{41}^H,$$

$$i_{4H}^1 = \frac{1}{i_{H4}^1}.$$

Дифференциальные механизмы

В дифференциальном механизме два ведущих звена и все колеса подвижные. Степень подвижности таких механизмов, подсчитанная по формуле Чебышева, равна 2. Дифференциальный механизм осуществляет сложение угловых скоростей от двух различных источников или разложение скорости от одного ведущего звена на два ведомых.

Используя метод обращенного движения при неподвижном водиле, имеем:

$$i_{14}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H}.$$

Данная формула позволяет определить угловую скорость одного звена из трех (для двух из них скорости, как правило, задаются). Эта формула пригодна и для планетарных механизмов, при этом угловая скорость неподвижного звена будет равна нулю.

Сложные зубчатые механизмы

Сложные зубчатые механизмы могут состоять из последовательно соединенных механизмов, например, планетарных, и механизмов с последовательным зацеплением зубчатых колес.

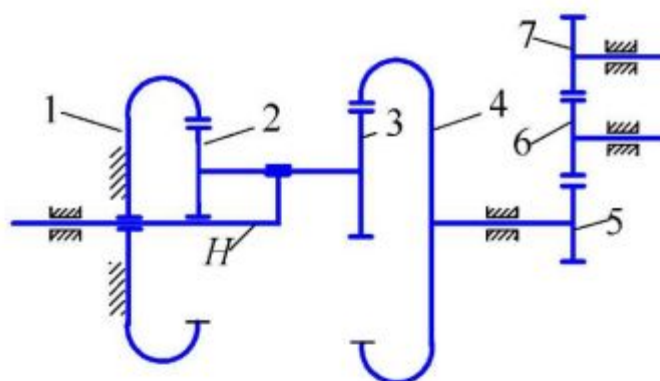


Рис. 4. Сложный зубчатый механизм

В этом случае общее передаточное отношение определяется как произведение передаточных отношений отдельных механизмов:

$$i_0 = i_{H4}^1 \cdot i_{57} = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}} \cdot \frac{z_7}{z_5} = \frac{z_7}{z_5} \cdot \frac{z_2 z_4}{z_2 z_4 - z_1 z_3},$$

$$i_{57} = \frac{z_7}{z_5}, \quad i_{41}^H = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}, \quad i_{4H}^1 = 1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}, \quad i_{H4}^1 = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}}.$$

Опытным путем передаточное отношение определяется следующим образом:

$$i_{1n} = \frac{\varphi_1}{\varphi_n},$$

где φ_1 – угол поворота ведущего зубчатого колеса, φ_n – угол поворота ведомого зубчатого колеса. Углы поворота определяются по указателю на модели или измеряются.

Практическая часть

Содержание работы

Составить структурные схемы, вычислить количество степеней свободы механизма, определить передаточное отношение зубчатых механизмов с подвижными и неподвижными осями расчетным и опытным способами, рассчитать относительную погрешность опытного метода.

Технология выполнения работы

1. Ознакомиться с механизмом.
2. Начертить кинематическую схему механизма.

3. Вычислить количество степеней свободы механизма по формуле П. Л. Чебышева и определить тип механизма.
4. Сосчитать количество зубьев зубчатых колес.
5. Вычислить передаточное отношение зубчатого механизма.
6. Измерить углы поворота ведущего и ведомого зубчатого колеса.
7. Рассчитать передаточное отношение.
8. Вычислить относительную погрешность.
9. Составит отчет.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается кинематический анализ зубчатого механизма?
2. Как аналитически определить передаточное отношение зубчатого механизма?
3. Как на опыте определить передаточное отношение зубчатого механизма?
4. Какое влияние на передаточное отношение оказывают ряды зубчатых механизмов при различных соединениях звеньев?
5. Как влияет на передаточное отношение наличие подвижной оси в зубчатом механизме?
6. Как изменится передаточное число планетарного механизма с ведущим водилом и остановленным опорным колесом, если ведущим звеном будет солнечная шестерня?
7. От чего зависит величина относительной погрешности сравнения двух методов?
10. Почему существуют ограничения на величину передаточного отношения для элементарного зубчатого механизма?
11. В чем заключается сущность метода обращенного движения?
11. Как определяется передаточное отношение сложного зубчатого механизма?
12. Чему равно число степеней свободы рядового зубчатого механизма, дифференциала?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

Определение основных параметров зубчатых колес с помощью инструментов

Трудоемкость работы: 2 часа.

Цель работы: определение основных размеров зубчатых колес.

Задачи работы:

1. Измерение размеров зубчатого колеса.
2. Определение модуля и основных параметров.

Обеспечивающие средства: зубчатое колесо, штангенциркуль, калькулятор, чертежные инструменты.

Теоретическая часть

На рис. 1 и 2 показаны основные параметры зубчатого колеса.

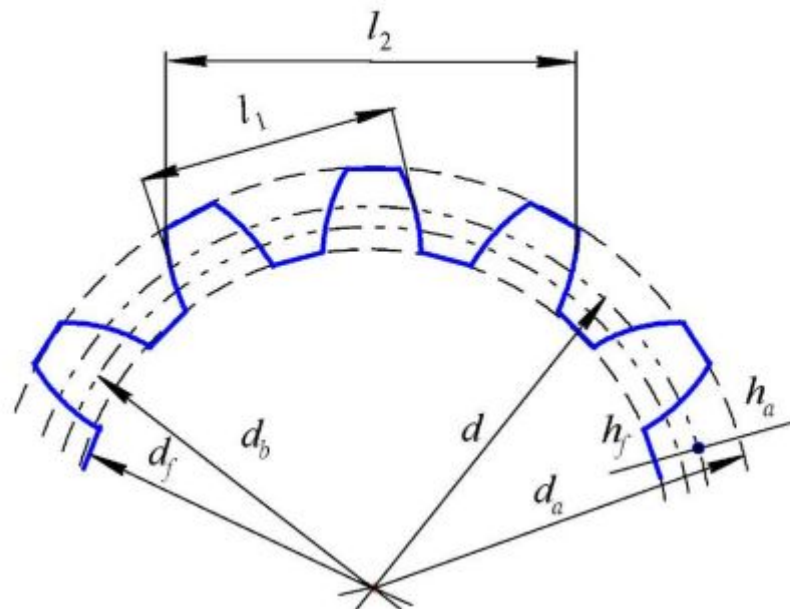


Рис. 1. Зубчатое колесо

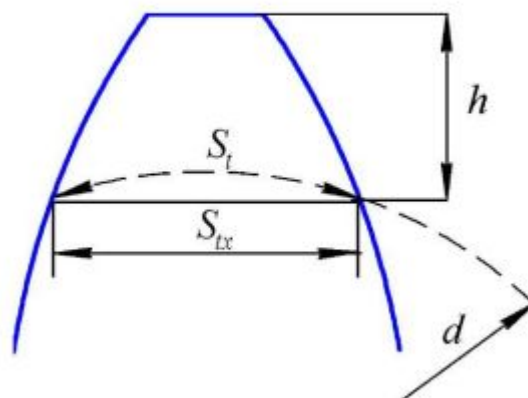


Рис. 2. Зуб колеса

Основные параметры зубчатого колеса:

z – число зубьев;

m_t – модуль зацепления;

d – диаметр делительной окружности;

d_b – диаметр основной окружности;

α – угол зацепления;

P_t – шаг зацепления;

d_a – диаметр окружности выступов (головок);

d_f – диаметр окружности впадин (ножек);

S_t – толщина зуба по дуге делительной окружности;

S_{κ} – толщина зуба по хорде делительной окружности;

h_a – высота головки зуба;

h_f – высота ножки зуба.

Модуль зацепления колеса с эвольвентным профилем зуба может быть определен на основании следующего свойства эвольвентного зацепления: «Нормаль, проведенная в любой точке соприкасающихся эвольвентных профилей, является касательной к основной окружности». Если измерить расстояние между зубьями по нормали, то это будет шаг зацепления P_t^b по основной окружности. Для этого необходимо штангенциркулем измерить расстояние ℓ_1 и ℓ_2 . При этом, чтобы измерение происходило по нормали, число зубьев n для ℓ_1 должно соответствовать значению табл. 1, в зависимости от общего числа зубьев z .

Таблица 1

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72
n	2	2	4	5	6	7	8

При измерении ℓ_2 штангенциркулем охватывается на один зуб больше: $n+1$.

Шаг зацепления по основной окружности:

$$P_t^b = \ell_2 - \ell_1.$$

Модуль зацепления определяется по формуле:

$$m_t = \frac{P_t^b}{\pi \cdot \cos \alpha}, \text{ мм,}$$

где α – угол зацепления, равный 20° .

Полученное значение модуля необходимо уточнить, округляя до ближайшего стандартного значения (табл. 2).

Таблица 2

Стандарт нормальных модулей по ГОСТ 1597

Величина модуля, мм	Интервал, мм
от 0,3 до 0,8	0,1
от 1,0 до 4,5	0,25
от 4,5 до 7,0	0,5
от 7,0 до 16,0	1,0
от 18 до 30	2,0
от 33 до 45	3,0
от 45 и выше	5,0

Правильность определения модуля проверяется формулой:

$$m_t = \frac{d_a}{Z + 2}, \text{ мм},$$

где d_a – диаметр окружности выступов, который измеряется штангенциркулем непосредственно при четном числе z или косвенно при нечетном числе z .

При несовпадении значений модуля, полученных по формулам, необходимо повторить замеры

Для колес, нарезанных с нулевым сдвигом, основные параметры определяются по следующим формулам:

диаметр делительной окружности:

$$d = m_t \cdot z;$$

диаметр основной окружности:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha;$$

диаметр окружности выступов (головки):

$$d_a = m_t(z + 2);$$

диаметр окружности впадин (ножек):

$$d_f = m_t(z - 2,5);$$

высота головки зуба:

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

высота ножки зуба:

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

шаг зацепления:

$$P_t = \pi \cdot m_t;$$

толщина зуба по дуге делительной окружности:

$$S_t = \frac{P_t}{2} = \frac{\pi \cdot m_t}{2};$$

толщина зуба по хорде делительной окружности:

$$S_{tx} = d \cdot \sin \frac{S_t \cdot 57,3}{d}.$$

Величину S_{tx} можно непосредственно измерить штангенциркулем (рис. 2). Для этого предварительно вычисляют величину:

$$h = \frac{d_a - d \cos \frac{S_t \cdot 57,3}{d}}{2}.$$

Практическая часть

Содержание работы

Измерение и расчет основных параметров цилиндрических зубчатых колес эвольвентного профиля.

Технология выполнения работы

1. Нарисовать зубчатое колесо с указанием основных параметров.
2. Подсчитать число зубьев колеса z .
3. Измерить штангенциркулем величины ℓ_1 и ℓ_2 и определить шаг P_t^b по основной окружности.
4. Вычислить величину модуля зацепления m_t и округлить ее до ближайшего стандартного значения по табл. 2.

5. Измерить величину d_a окружности выступов, провести поверочный расчет модуля, и на основе его установить значение угла зацепления.
6. По формулам вычислить величины $d, d_b, d_a, d_f, h_a, h_f, P_t, S_t, S_{\Sigma}$.
7. Вычислить h и штангенциркулем замерить величину S_{Σ} . Сравнить ее с расчетной величиной.
8. Замерить d_a и d_f , сравнить их с расчетными величинами.
9. Составить отчет.

Контрольные вопросы

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

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

Построение эвольвентных профилей зубьев методом обката

Трудоемкость работы: 4 часа

Цель работы: корригирование модели зубчатого колеса на модели станочного зацепления

Задачи работы:

1. Построение профиля зубьев на модели станочного зацепления с подрезанием.
2. Вычисление коэффициента смещения, необходимого для устранения подрезания, для данной модели.
3. Построение профиля зубьев на модели станочного зацепления с нулевым, положительным и отрицательным сдвигом и сдвигом, устраняющим подрезание.

Обеспечивающие средства: модель станочного зацепления, чертежные инструменты, калькулятор.

Теоретическая часть

Нарезание эвольвентных профилей методом обката или огибания является наиболее распространенным способом производства зубчатых колес. Режущим инструментом в этом случае может быть зубчатая рейка, червячная фреза или долбяк в форме шестерни. При обкатке режущий инструмент и заготовка движутся относительно друг друга так же, как при зацеплении зубчатой рейки с колесом. Для нарезания эвольвентных колес с крупным модулем более приспособлены зубострогальные станки с инструментом в виде рейки. Положительными свойствами инструментальной рейки является простота режущей кромки (прямая линия) и возможность одним инструментом нарезать профили с разными параметрами.

Основные понятия

Модульная прямая рейки – средняя прямая, на которой толщина зуба равна ширине впадины.

Делительная прямая рейки – прямая, касающаяся делительной окружности колеса.

Делительная окружность колеса – окружность, на которой шаг зацепления равен шагу рейки.

Если делительная окружность колеса касается модульной прямой рейки, то профиль зуба будет нулевым (нормальным), не корригированным.

Корригированными или исправленными называются зубчатые колеса, нарезанные смешанной рейкой с целью уменьшения габаритов и улучшения качества зацепления: устранения подреза ножки зуба, увеличения коэффициента перекрытия, уменьшения износа, повышения прочности зуба.

Расстояние x между модульной и делительной прямыми называется сдвигом рейки, положительным ($+x$) в направлении от центра колеса и отрицательным ($-x$) в направлении к центру.

Коэффициентом сдвига называется отношение

$$\xi = \frac{x}{m_t}.$$

Величина коэффициента сдвига, необходимая для устранения подреза ножки зуба, определяется формулой:

$$\xi_0 = \frac{2f - z \cdot \sin^2 \alpha}{2},$$

где $f = \frac{h_a}{m_t}$ – коэффициент высоты головки зуба;

z – число зубьев колеса;

α – угол профиля рейки.

При $f = 1$ и $\alpha = 20^\circ$ формула приобретает вид:

$$\xi = \frac{17 - z}{17}.$$

Практическая часть

Содержание работы

Построение профиля зубьев эвольвентного зацепления методом обката путем вычерчивания их на бумаге с помощью прибора.

Технология выполнения работы

1. Записать данные прибора: № ...; модуль $m_t = \dots$ мм; диаметр делительной окружности $d = \dots$ мм; $\alpha = 20^\circ$.
2. Разделить бумажный круг на четыре сектора. Закрепить круг на приборе.
3. В каждом секторе вычертить зубья в четырех вариантах:
 - для нормального колеса ($x = 0$);
 - для колеса со сдвигом, устраняющим подрезание ножки зуба (x_0);
 - для колеса с положительным сдвигом в пределах 8–10 мм;
 - для колеса с отрицательным сдвигом в пределах 8–10 мм.
4. Рассчитать величины параметров зубчатых колес по формулам, приведенным в табл. 1.

5. По делительной окружности измерить толщину зубьев (по хорде) и сравнить с расчетными величинами.

6. Заполнить табл. 1.

7. Составить отчет.

Таблица 1

Величины параметров колес

№ п/п	Наименов. параметров	Норм. колесо $x = 0$		Исправленные колеса			
		Расчетная формула	Велич. парам.	Расчетная формула	Велич. парам.		
1.	Число зубьев	$z = \frac{d}{m_t}$			x_0	$+x$	$-x$
2.	Сдвиг рейки	$x_0 = m_t \frac{17 - z}{17}$					
3.	Диаметр ос- новной ок- ружности	$d_b = d \cdot \cos \alpha$					
4.	Диаметр ок- ружности но- жек	$d_t = m_t(z - 2,5)$		$d_f =$ $= m_t(z - 2,5) + 2x$			
5.	Диаметр ок- ружности го- ловок	$d_a = m_t(z + 2)$		$d_a =$ $= m_t(z + 2) + 2$			
6.	Шаг зацепле- ния	$P_t = \pi \cdot m_t$					
7.	Толщина зуба по дуге дели- тельной ок- ружности	$S_t = \frac{\pi \cdot m_t}{2}$		$S_t = \frac{\pi \cdot m_t}{2} +$ $+ 2x \operatorname{tg} \alpha_p$			
8.	Толщина зуба по хорде де- лительной ок- ружности	$S_{tx} =$ $= d \cdot \sin \frac{S_t \cdot 57,3}{d}$		$S_{tx} =$ $= d \cdot \sin \frac{S_t \cdot 57,3}{d}$			
9.	Результаты замеров тол- щины зуба по хорде дели- тельной ок- ружности						

Контрольные вопросы

1. Какие существуют способы изготовления зубчатых колес?
2. Почему метод обката наиболее распространен?

3. Какие варианты исполнения зубчатых колес (относительно расположения режущего инструмента) существуют в машиностроении?
4. Почему возникает подрезание зуба?
5. Как устранить подрезание зуба?
6. С какими целями производится корригирование зацепления?
7. Какой сдвиг – положительный или отрицательный – увеличивает прочность зуба?
8. Для какой цели используется отрицательное смещение инструмента?
9. Как изменяется радиус кривизны эвольвенты при положительной коррекции?
10. Какие диаметры зубчатых колес изменяются при корригировании?
11. Какой диаметр зубчатых колес не изменяется при корригировании?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

Определение центра тяжести и момента инерции звена способом физического маятника

Трудоемкость работы: 2 часа

Цель работы: определение расположения центра тяжести детали и моментов инерции.

Задачи работы:

1. Для шатуна определить моменты инерции относительно осей качения звена.
2. Определение расположения центра тяжести звена.
3. Вычисление момента инерции относительно центра тяжести.

Обеспечивающие средства: детали, установка, секундомер.

Теоретическая часть

Момент инерции тела характеризует инерционные свойства тела при вращательном движении и зависит не только от массы тела, но и от расположения частиц тела относительно оси вращения:

$$J = \sum_{i=1}^{i=n} m_i \cdot r_i^2 = \int_0^m r^2 \cdot dm$$

Для простых, геометрических правильных форм твердых тел, масса которых равномерно распределена по объему, моменты инерции равны:

- цилиндра относительно оси, перпендикулярной плоскостям оснований

$$J = \frac{1}{2} m R^2;$$

- шара

$$J = \frac{2}{5} m R^2;$$

- стержня относительно оси проходящей через середину стержня и перпендикулярно ему

$$J = \frac{1}{12} m \ell^2.$$

Звено механизма, подвешенное на призме и совершающее колебательное движение, представляет собой физический маятник.

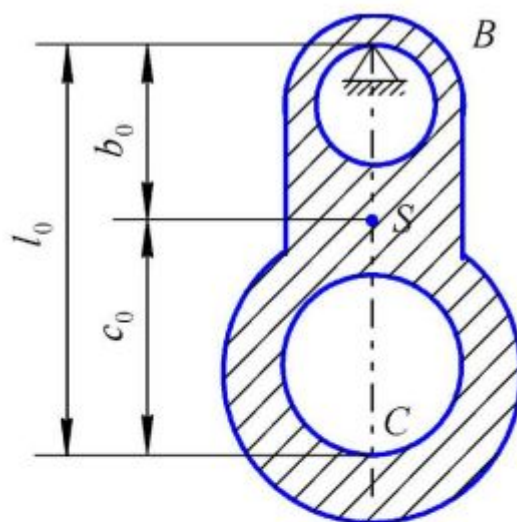


Рис. 1

Период колебаний физического маятника определяется по формуле:

$$\tau_b = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{J_b}{m \cdot g \cdot b_0}}, \text{ сек},$$

где J_b – момент инерции звена относительно оси, проходящей через точку подвеса, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

m – масса звена, кг ;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

b_0 – расстояние от точки подвеса звена до центра тяжести звена, м .

Эта формула справедлива при малых начальных углах отклонения звена $\varphi_0 \leq 15^\circ$.

Момент инерции звена относительно оси, проходящей через т. B:

$$J_b = \frac{\tau_b^2}{4\pi^2} \cdot m \cdot g \cdot b_0, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр тяжести (центр инерции):

$$J_s = J_b - m \cdot b_0^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Центр тяжести звена можно определить путем замера периодов колебания звена при подвешивании его на призму поочередно, на противоположные втулки. Решая совместно систему уравнений

$$J_b = J_s + m \cdot b_0^2,$$

$$J_c = J_s + m \cdot c_0^2$$

и учитывая, что $\ell_0 = b_0 + c_0$, получим формулу:

$$b_0 = \ell_0 \frac{g \cdot \tau_c^2 - 4\pi^2 \cdot \ell_0}{(\tau_b^2 + \tau_c^2) \cdot g - 8\pi^2 \cdot \ell_0}, \text{ м.} \quad (8)$$

Практическая часть

Содержание работы

Определение положения центра тяжести звена и величины момента инерции звена.

Технология выполнения работы

1. Определить массу испытываемого звена путем взвешивания (m).
2. Измерить расстояние между точками подвеса звена (ℓ_0).
3. Подвесить испытываемое звено на призму поочередно за втулку «В» и втулку «С» и определить период полного колебания (двойного размаха) τ_b и τ_c , для чего отклонить звено от вертикали на угол $6^\circ - 10^\circ$ и замерить время 10-ти колебаний. Замеры провести три раза.
4. Вычислить расстояние b_0 от точки В до центра тяжести звена, точки S, по формуле:

$$b_0 = \ell_0 \frac{g \cdot \tau_c^2 - 4\pi^2 \cdot \ell_0}{(\tau_b^2 + \tau_c^2) \cdot g - 8\pi^2 \cdot \ell_0}, \text{ м.}$$

5. Вычислить момент инерции звена относительно оси, проходящей через т. В, по формуле:

$$J_b = \frac{\tau_b^2}{4\pi^2} \cdot m \cdot g \cdot b_0, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

6. Вычислить момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр тяжести:

$$J_s = J_b - m \cdot b_0^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

7. Начертить схему звена, установки и заполнить таблицу.

Таблица 1

№ п/п	$10\tau_b$	$10\tau_c$	τ_b	τ_c	b_0	J_b	J_s
1							
2							
3							
Сред. знач.							

8. Оформить отчет.

Контрольные вопросы

1. Что такое центр тяжести?
2. Как определить расположение центра тяжести плоской геометрической фигуры?
3. Что такое момент инерции тела?
4. От чего зависит величина момента инерции звена?
5. Как рассчитать момент инерции звена относительно центра тяжести?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

Определение коэффициента трения скольжения с помощью наклонной плоскости

Трудоемкость работы: 2 часа.

Цель работы: определение коэффициентов трения скольжения для различных материалов контактирующих тел с помощью наклонной плоскости.

Задачи работы:

1. Определения времени спуска детали по наклонной плоскости для различных материалов.
2. Расчет коэффициента трения.

Обеспечивающие средства: наклонная плоскость с изменяемым углом установки, образцы материалов, секундомер.

Теоретическая часть

Силы трения определяются сопротивлением относительному движению звеньев в кинематических парах.

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

Согласно закону Кулона

$$F = f \cdot N,$$

где F – сила трения скольжения;

f - коэффициент трения скольжения;

N - сила нормального давления.

Различают:

f – коэффициент кинетического трения (трения движения),

f_0 – коэффициент статического трения (трения покоя).

Коэффициент трения покоя всегда больше коэффициента трения движения:

$$f_0 = \operatorname{tg} \alpha_0,$$

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

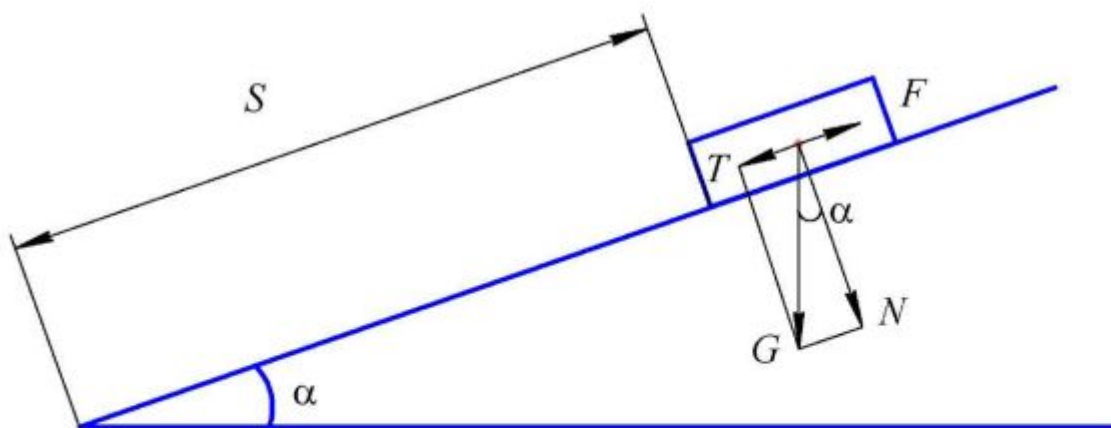


Рис. 1. Тело на наклонной плоскости

Рассмотрим движение тела по наклонной плоскости при $\alpha > \alpha_0$.
Сила, под влиянием которой тело движется, равна:

$$P = T - F.$$

Составляющие этого уравнения:

$$F = f \cdot N = f \cdot G \cdot \cos \alpha = f \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha;$$

$$T = G \cdot \sin \alpha = m \cdot g \cdot \sin \alpha;$$

$$P = m \cdot a, \quad S = \frac{at^2}{2}, \quad a = \frac{2S}{t^2};$$

$$P = m \cdot \frac{2S}{t^2}.$$

После подстановки составляющих

$$m \cdot \frac{2S}{t^2} = m \cdot g \cdot \sin \alpha - fm \cdot g \cdot \cos \alpha,$$

$$f = \frac{\sin \alpha - \frac{2S}{g \cdot t^2}}{\cos \alpha},$$

где t – время, за которое тело проходит путь S .

Практическая часть

Содержание работы

Определение коэффициента трения скольжения покоя и трения скольжения движения для звеньев из различных материалов (сталь – сталь, сталь – дерево, оргстекло – сталь и т. д.).

Технология выполнения работы

1. Установить тело (звено) заданного материала на наклонную плоскость.
2. Постепенно увеличивать угол наклона плоскости до момента начала движения тела. Записать угол наклона α_0 и вычислить коэффициент трения покоя по формуле:

$$f_0 = \operatorname{tg} \alpha_0.$$

3. Поднять плоскость до угла наклона $\alpha > \alpha_0$. Установить тело на верхний край плоскости (см. рис. 1). Освободить тело и замерить время движения его по плоскости на расстояние S . Опыт повторить три раза и вычислить среднее значение $t_{\text{ср}}$. Вычислить коэффициент трения движения по формуле:

$$f = \frac{\sin \alpha - \frac{2S}{g \cdot t_{\text{ср}}^2}}{\cos \alpha}.$$

4. Результаты опытов оформить в виде табл. 1.

Таблица 1

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

5. Оформить отчет.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение трению.
2. Какие виды трения вам известны?
3. От каких факторов зависит сила трения при внешнем трении?
4. Какие законы трения вам известны?
5. Что такое трение покоя?
6. Что такое трение скольжения?
7. Как связаны между собой трение покоя и трение скольжения?
8. Что такое коэффициент трения?
9. В каком случае тело находится в равновесии на наклонной плоскости?
10. Другие методы определения коэффициента трения.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

Кинематический анализ кулачковых механизмов

Трудоемкость: 2 часа.

Цель работы: определение перемещений, аналогов скоростей и ускорений толкателя кулачкового механизма.

Задачи работы:

1. Разработка расчетной схемы по модели кулачкового механизма.
2. Определение значений мгновенных аналогов скоростей и ускорений толкателя методом графического дифференцирования.

Обеспечивающие средства: модели кулачковых механизмов, чертежные инструменты.

Теоретическая часть

В зависимости от характера движения толкателя кулачковые механизмы подразделяются на три типа:

- кулачковые механизмы, толкатели которых совершают прямолинейное возвратно-поступательное движение; они бывают центральными и внецентренными;
- кулачковые механизмы, толкатели которых совершают колебательное движение; они называются коромысловыми;
- кулачковые механизмы, толкатели которых совершают сложное движение.

Для уменьшения износа элементов высшей кинематической пары толкатель часто снабжается роликом. В этих случаях различают два профиля кулачка: действительный (рабочий) и теоретический (проходящий по центру ролика).

При работе кулачкового механизма различают следующие фазы движения толкателя:

- фазу удаления (рабочий ход);
- фазу дальнего стояния (верхнего выстоя);
- фазу приближения (холостой ход);
- фазу ближнего стояния (нижнего выстоя).

Углы поворота кулачка, соответствующие этим фазам, называются фазовыми углами удаления $\varphi_1(\varphi_y)$, дальнего стояния $\varphi_2(\varphi_{\text{д}})$, приближения $\varphi_3(\varphi_{\text{п}})$, ближнего стояния $\varphi_4(\varphi_{\text{б}})$.

Задачей кинематического анализа является определение для существующего механизма перемещений, скоростей (аналога скоростей) и ускорений (аналога ускорений) толкателя.

Определение перемещений толкателя

Вычерчивается схема кулачкового механизма.

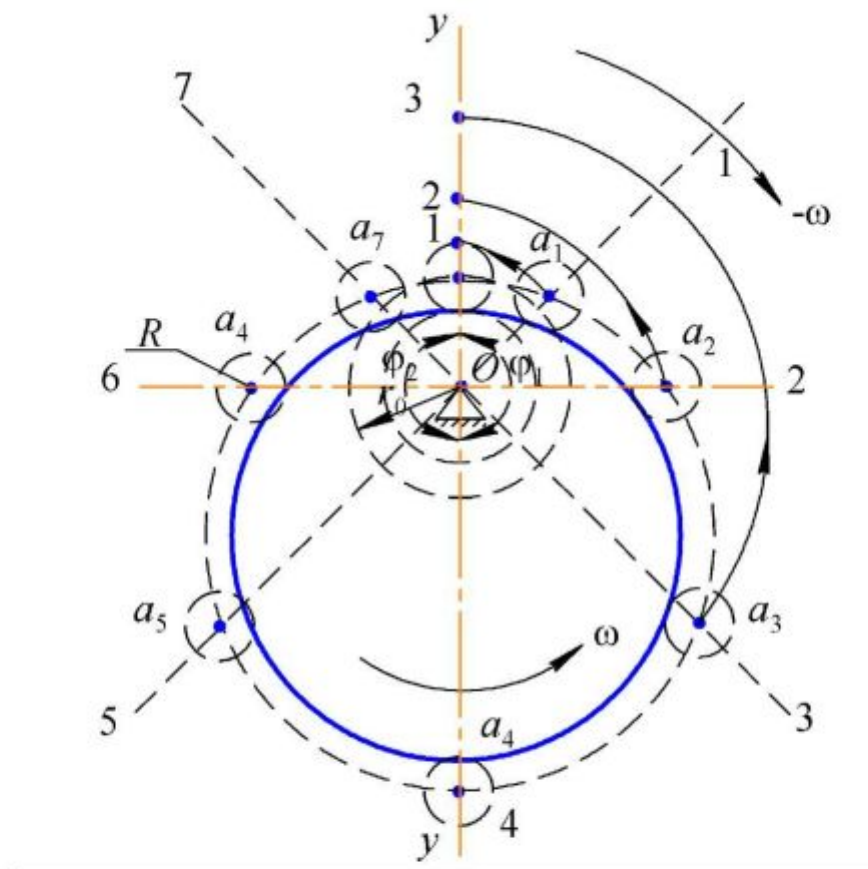


Рис. 1

Пользуясь методом обращения движения и фиксируя положение толкателя в определенные моменты (например, на лучах, проведенных через т. вращения кулачка через углы, равные $\frac{\pi}{4}$, получим точки $a_1; a_2; a_3$ и т. д. на пересечениях лучей с теоретическим профилем кулачка. Эти точки будут соответствовать положениям центра ролика в обращенном движении. Переносим точки $a_1; a_2; a_3$ и т. д. на ось $y-y$ через точку O , получим точки 1; 2; 3 и т. д. Отрезки 0-1; 0-2; 0-3 и т. д. представляют собою путь, проходимый центром ролика при повороте кулачка на угол $0,25\pi; 0,5\pi; 0,75\pi$ и т. д.

Используя эти данные, строим диаграмма зависимости $S = f(\varphi)$ в масштабе K_S . Используя метод графического дифференцирования способом хорд, строим диаграмма аналога скорости $S' = f(\varphi)$ и аналога ускорения $S'' = f(\varphi)$. При этом масштаб перемещения K_S задается, а масштаб угла поворота кулачка определяется по формуле:

$$K_\varphi = \frac{2\pi}{\bar{\ell}}, \text{ рад/мм,}$$

где $\bar{\ell}$ - отрезок оси абсцисс, соответствующий величине 2π , мм. Полюсные расстояния принимаются равными

$$H_{\nu} = H_a = \frac{1}{K_{\varphi}}, \text{ мм.}$$

При этом $K_s = K_{s'} = K_{s''}$. Если H выбираются произвольно, то

$$K_{s'} = \frac{K_s}{K_{\varphi} \cdot H_{\nu}}, \text{ м/мм;}$$

$$K_{s''} = \frac{K_{s'}}{K_s \cdot H_a}, \text{ м/мм.}$$

Практическая часть

Содержание работы

Определение для модели механизма перемещений, скоростей и ускорений толкателя.

Технология выполнения работы

1. Вычертить схему кулачкового механизма, в произвольном масштабе.
2. Пользуясь методом обращения движения, определить перемещения толкателя в точках, соответствующих повороту кулачка на угол $0,25\pi$.
3. Построить диаграмму перемещений $S = f(\varphi)$, приняв масштаб K_s , равный $0,001$ м/мм или $0,002$ м/мм и $\bar{\ell}$ – отрезок по оси абсцисс, соответствующий одному обороту кулачка, в пределах $120\text{--}140$ мм.

4. Определить масштаб угла поворота кулачка $K_{\varphi} = \frac{2\pi}{\bar{\ell}}$ и полюсные расстояния $H_{\nu} = H_a = \frac{1}{K_{\varphi}}$.

5. Методом графического дифференцирования построить диаграммы аналога скорости $S' = f(\varphi)$ и аналога ускорения $S'' = f(\varphi)$.

6. Заполнить таблицу 1 масштабов и таблицу 2 значений перемещений, аналога скоростей и аналога ускорений толкателя, принимая во внимание, что $K_s = K_{s'} = K_{s''}$.

Таблица 1

Наименование параметров	Формула и величина параметров
1. Масштаб перемещений	$K_s = \dots$
2. Масштаб угла поворота кулачка	$K_{\varphi} = \frac{2\pi}{\bar{\ell}} = \dots$
3. Полюсные расстояния	$H_{\nu} = H_a = \frac{1}{K_{\varphi}} = \dots$

Таблица 2

Параметр	Значение параметра при углах							
	$0,25\pi$	$0,5\pi$	$0,75\pi$	π	$1,25\pi$	$1,5\pi$	$1,75\pi$	2π
$S, \text{ м}$								
$S', \text{ м}$								
$S'', \text{ м}$								

Контрольные вопросы

1. Какие типы кулачковых механизмов известны?
2. Как классифицированы толкатели кулачковых механизмов?
3. Каковы цели кинематического анализа кулачковых механизмов?
4. Назовите фазы движения толкателя кулачкового механизма?
5. В чем состоит цель кинематического анализа кулачкового механизма?
6. В какой связи находятся между собой перемещение, скорость и ускорение?
7. В чем преимущество метода хорд перед методом касательных?
8. Как определить масштаб графика производной?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

Синтез кулачкового механизма

Трудоемкость: 4 часа.

Цель работы: Освоение методики синтеза кулачкового механизма по исходным данным.

Задачи работы:

1. Определение аналога перемещений толкателя по заданному графику аналога ускорения толкателя.

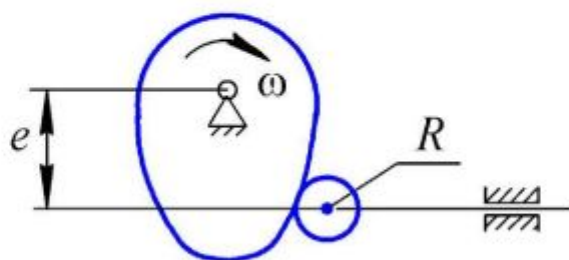
2. Нахождение минимального радиуса кулачка.

3. Профилирование кулачка.

Обеспечивающие средства: прибор для построения профиля кулачка, чертежные инструменты.

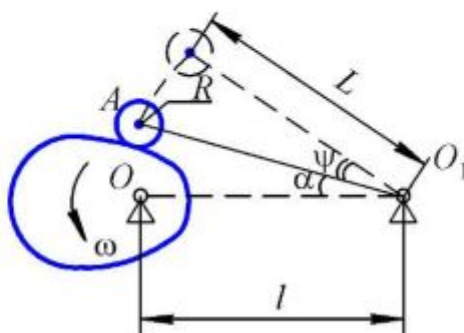
Исходные данные для проектирования профиля кулачка

Схема кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем (вариант 1)



$e = 15\text{ мм}$ – эксцентриситет, $R = 10\text{ мм}$ – радиус ролика, $S_{\max} = 30\text{ мм}$ – максимальное перемещение толкателя, $\mu_{\min} = 60^\circ$ – угол передачи.

Схема кулачкового механизма с качающимся толкателем (коромыслом) (вариант 2)

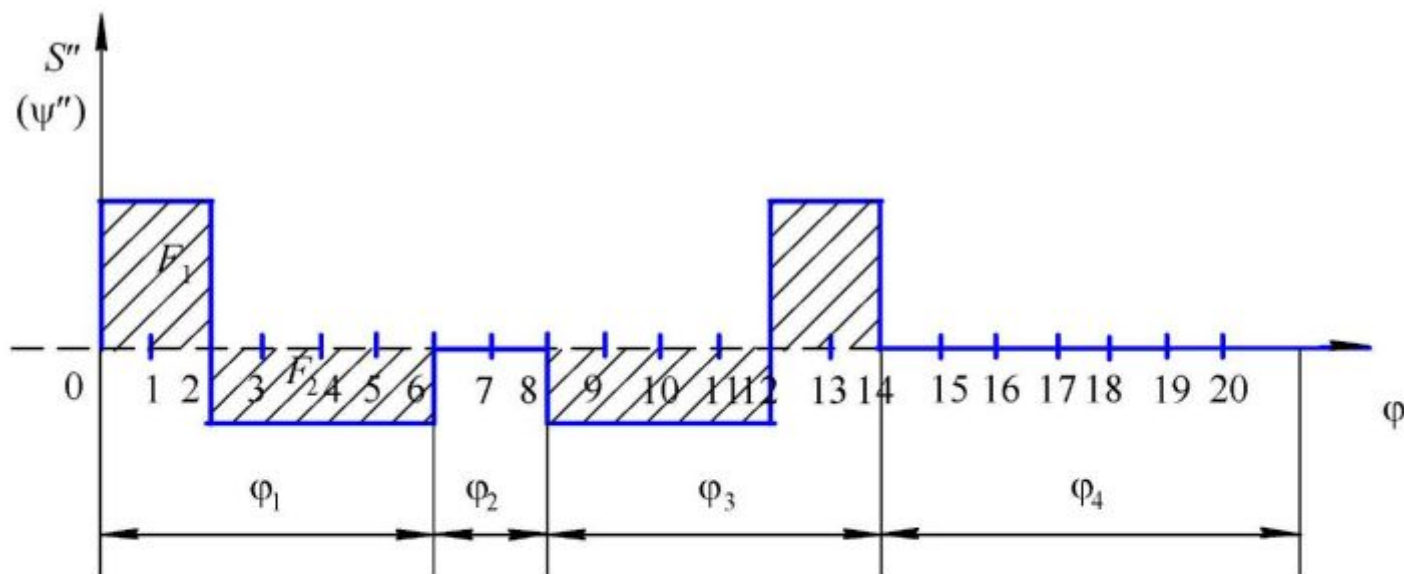


$L = 100\text{мм}$; $\ell = 120\text{мм}$; $\psi_{\max} = 16^\circ$ – max угол отклонения коромысла,
 $\mu_{\min} = 45^\circ$ – угол передачи, $R = 10\text{мм}$.

Фазовые углы

Рабочий ход (удаление)	Выстой верхний	Холостой ход (приближение)	Выстой нижний
$\varphi_1 = 90^\circ$	$\varphi_2 = 30^\circ$	$\varphi_3 = 90^\circ$	$\varphi_4 = 150^\circ$

Закон движения толкателя (коромысла) – график аналога ускорения



Практическая часть

Технология выполнения работы

1. Построить в произвольном масштабе заданный график аналога ускорения. При этом следует соблюдать следующее: площади, ограниченные линией графика выше и ниже оси абсцисс, должны быть равны ($F_1 = F_2$); max ордината – 50-100мм; max абсцисса – $(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) - 140-280\text{мм}$.

2. Определить масштаб φ угла поворота кулачка по формуле:

$$K_\varphi = \frac{\pi \cdot (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)}{180^\circ \cdot \bar{\ell}}, \text{ рад/мм},$$

где $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 90^\circ + 30^\circ + 90^\circ = 210^\circ$;

$\bar{\ell}$ – отрезок по оси абсцисс, соответствующий сумме трех фазных углов, мм.

3. Получить график аналога скорости толкателя (коромысла) методом графического интегрирования графика $S'' = f(\varphi)$. Полусное расстояние принять равным $H_a = \frac{1}{K_\varphi}$.

4. Провести графическое интегрирование графика зависимости $S' = f(\varphi)$ и получить график перемещений толкателя (коромысла) $S = f(\varphi)[\psi = f(\phi)]$. Полусное расстояние H_v принять равным $H_v = H_a = \frac{1}{K_\varphi}$.

5. Определить масштабы графиков:

а) для механизма с толкателем

$$K_s = \frac{S_{\max}}{\bar{S}_{\max}},$$

где $S_{\max}$ – заданный максимальный ход толкателя, м;

$\bar{S}_{\max}$ – максимальная ордината графика, мм.

Масштабы графиков аналогов скоростей и ускорений определяются по формулам:

$$K_{s'} = \frac{K_s}{K_\varphi \cdot H_v}, \quad K_{s''} = \frac{K_{s'}}{K_\varphi \cdot H_\epsilon}.$$

В нашем случае, при $H_v = H_a = \frac{1}{K_\varphi}$:

$$K_{s''} = K_{s'} = K_s.$$

б) для механизма с коромыслом

$$K_\psi = \frac{\Psi_{\max}}{\bar{\Psi}_{\max}}$$

и аналогично:

$$K_{\psi''} = K_{\psi'} = K_\psi,$$

где $\Psi_{\max}$ – заданный максимальный угол отклонения коромысла, град;

$\bar{\Psi}_{\max}$ – максимальная ордината графика, мм.

6. По графику перемещений толкателя (коромысла) с использованием масштабов K_s и K_ψ для каждого положения кулачка определить:

$$S_i = K_s \cdot \bar{S}_i; \quad \psi_i = K_\psi \cdot \bar{\psi}_i.$$

Полученные значения перемещений толкателя и углов поворота коромысла занести в таблицу 2.

Определение минимального радиуса кулачка (шайбы) для механизма с поступательно движущимся толкателем

1. Построить диаграмму $S' = f(S)$ методом графического исключения общей переменной φ из графиков $S = f(\varphi)$ и $S' = f(\varphi)$ (рис. 1).

Для приведения масштаба S' в соответствие с масштабом S использовать угол наклона вспомогательной прямой θ , значение которого вычислить по формуле:

$$\theta = \arctg(K_\varphi \cdot H_\varphi).$$

В нашем случае, когда $H_\varphi = \frac{1}{K_\varphi}$, $\theta = 45^\circ$.

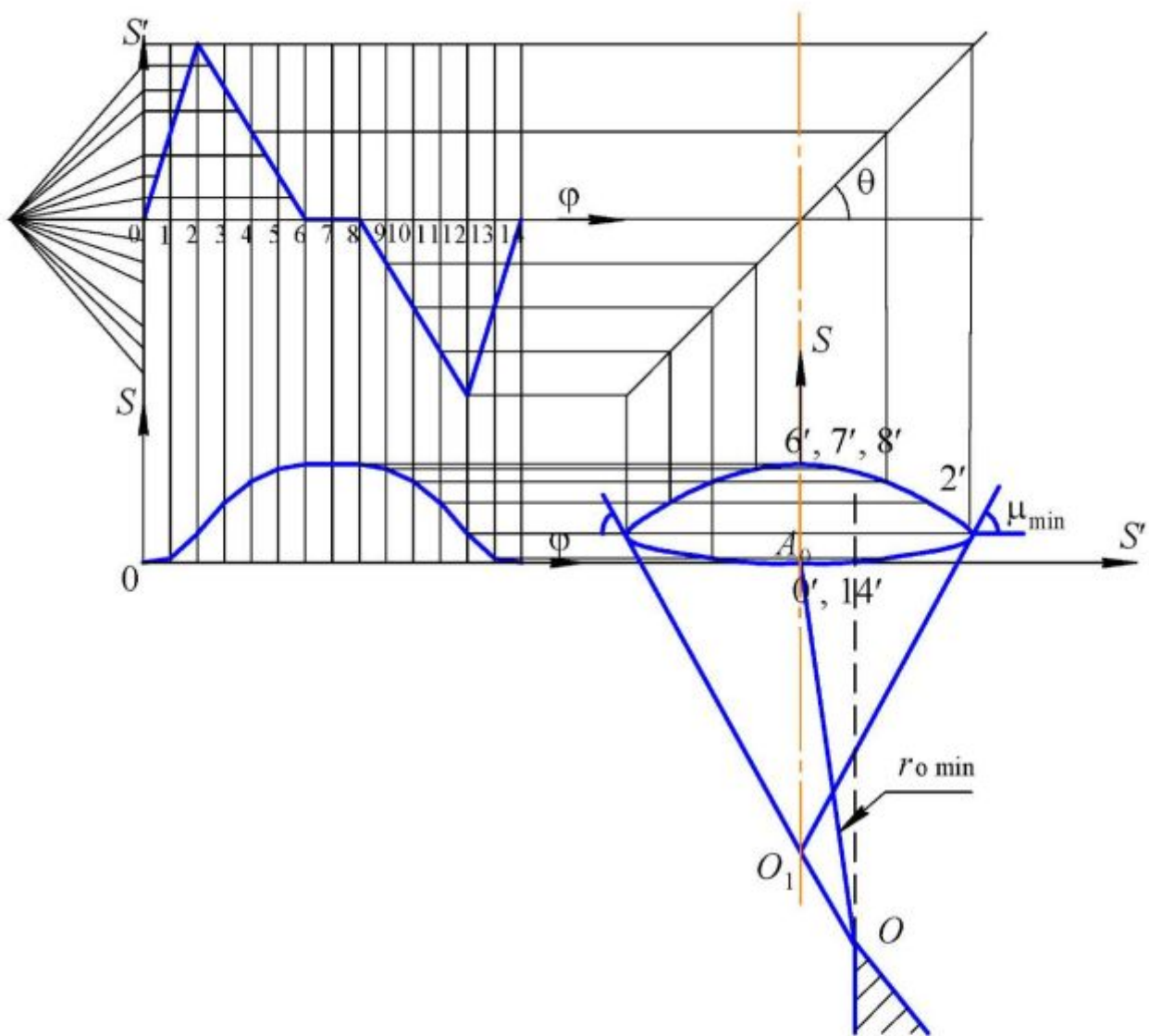


Рис. 1. Определение минимального радиуса кулачка с поступательно движущимся толкателем

2. Для определения области возможных положений центра вращения кулачка через крайние точки диаграммы $S' = f(S)$ провести касательные под углом $\mu_{\min}$ к оси S . В направлении, противоположном действительному, отложить эксцентриситет $\bar{\ell} = \frac{\ell}{K_S}$ и провести вертикальную пунктирную линию до пересечения с более удаленной касательной. Точка O будет соответствовать положению центра вращения кулачка при минимальном радиусе основной шайбы кулачка:

$$r_{0\min} = \bar{r}_{0\min} \cdot K_S = \bar{OA}_0 \cdot K_S.$$

Значение r_0 использовать для заполнения табл. 2.

Определение min радиуса кулачка (шайбы) для механизма с коромыслом
 Построить диаграмму $S' = f(S)$, для чего:

1. Вычислить масштаб диаграммы

$$K_s^k = \frac{K_\psi \cdot L}{57,3},$$

где L – длина коромысла, м;

K_ψ – масштаб угловых перемещений коромысла, град/мм.

2. В масштабе K_s^k вычертить крайние положения коромысла O_1A и траекторию т. A в соответствии с заданным углом качания $\psi_{\max}$.

3. Угол $\psi_{\max}$ разбить на части, пропорциональные значениям ординат диаграммы перемещений $\psi = f(\varphi)$, или же использовать углы ψ , соответствующие положениям кулачка из табл. 2. Пересечения радиальных прямых с траекторией т. A обозначить как точки 1, 2, 3 и т. д. (рис. 2).

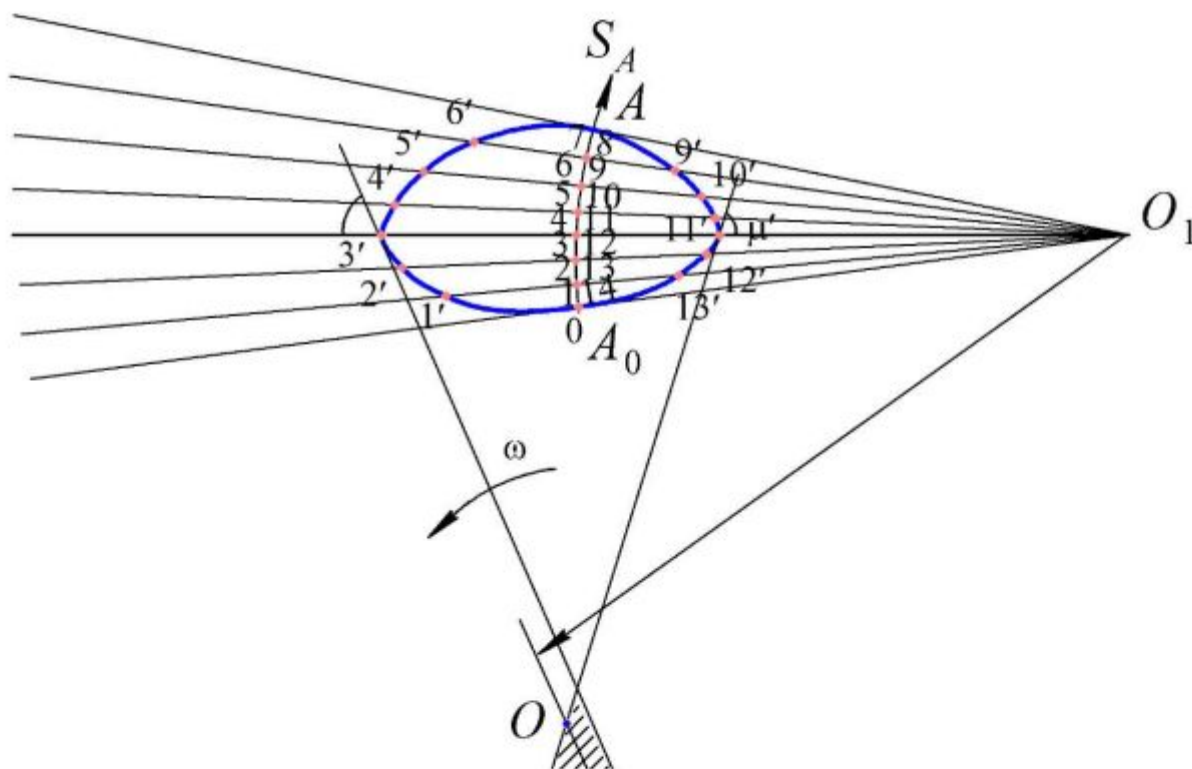


Рис. 2. Определение минимального радиуса кулачка с коромысловым толкателем

На радиальных прямых отложить отрезки $X_1 = \overline{11'}$, $X_2 = \overline{22'}$ и т. д. в сторону действия вектора аналога скорости ψ' , повернутого на 90° в направлении вращения кулачка. Учитывая, что построение диаграммы $S' = f(S)$ произво-

дится в масштабе K_s^k , что $K_\psi = K_{\psi'}$ и, следовательно, $K_s^k = K_{s'}^k$, то значения $\overline{11}' = \overline{\psi_1}$, $\overline{22}' = \overline{\psi_2}$, т. е. величины отрезков X_1 ; X_2 и т. д., можно брать из графика аналога скоростей $\psi' = f(\alpha)$ как ординаты соответствующих положений кулачка.

4. Точки $1', 2', 3'$ и т. д. соединить плавной кривой. Через наиболее удаленные точки (максимальные значения X) провести прямые под углом $\mu_{\min}$ к радиальным прямым. В области, ограниченной прямыми ниже точки их пересечения, и на дуге окружности радиусом ℓ с центром в т. O_1 найти центр вращения кулачка – т. O . $r_0 = \overline{OA_0} \cdot K_s^k$ – минимальный радиус кулачка.

5. Вычислить угол α по формуле $\alpha = \arccos\left(\frac{\ell^2 + L^2 - r_0^2}{2\ell \cdot L}\right)$ и использовать

его значения для заполнения табл. 2.

5. Все вычислениа свести в табл. 1.

Используя данные табл. 2 построить профиль кулачка на приборе по синтезу кулачковых механизмов для 1 и 2 вариантов.

Таблица 1

Наименование показателей	Формула для вычислений	Результат вычислений
1. Масштаб угла поворота кулачка	$K_\varphi = \frac{\pi \cdot (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)}{180^\circ \cdot \ell}$, рад/мм,	
2. Полюсные расстояния	$H_r = H_a = \frac{1}{K_\varphi}$, мм	
3. Масштабы графиков	$K_{s''} = K_{s'} = K_s = \frac{S_{\max}}{S_{\max}}$, м/мм, $K_{\psi'} = K_{\psi''} = K_\psi = \frac{\psi_{\max}}{\psi_{\max}}$, град/мм,	
4. Масштаб диаграммы $S' = f(S)$ для механизма с коромыслом	$K_s^k = \frac{K_\psi \cdot L}{57,3}$, м/мм	
5. Угол α для механизма с коромыслом	$\alpha = \arccos\left(\frac{\ell^2 + L^2 - r_0^2}{2\ell \cdot L}\right)$, град,	

Таблица 2

Фазовые углы	t № полож.	1 вариант		2 вариант	
		S	$r_0 + S$	ψ	$\alpha + \psi$
φ_1	1				
	2				
	3				
	4				
	5				
φ_2	6				
	7				
	8				
	9				
	10				
φ_3	11				
	12				
	13				
φ_4	14				
	15				

Контрольные вопросы

1. Какие задачи необходимо решить при проектировании кулачкового механизма?
2. Приведите пример графика закона движения кулачка, обеспечивающего отсутствие динамических ударов в механизме.
3. Как графическим методом вычислить интеграл?
4. Что такое угол давления в кинематической паре?
5. Как определить угол передачи в кинематической паре?
6. Как практически определить минимальный радиус теоретического профиля кулачка?
7. Что такое теоретический профиль кулачка?
8. Какие углы кулачка определяют перемещение толкателя?
9. Как называют фазные углы кулачка, на которых не происходит перемещение толкателя?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

8.1. Основная литература

Лачуга, Ю. Ф.

Теория механизмов и машин. Кинематика, динамика и расчет [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по направлению 660300 "Агроинженерия" / Ю. Ф. Лачуга, А. Н. Воскресенский, М. Ю. Чернов. - М. : КолосС, 2006. - 304 с. : ил.

8.2. Дополнительная литература

1. **Теория механизмов и машин** [Текст] : руководство по курсовому проектированию для студ. факультетов лесомеханического и механической технологии древесины (спец. 0519, 0902) / М-во высш. и сред. спец. образования РСФСР, Ленингр. лесотехн. акад. ; сост. : Р. И. Гудцев, Э. М. Лаутнер. - Л. : ЛТА, 1974. - 122 с.

2. **Теория механизмов и машин** [Текст] : метод. указ. и задания на курсовое проектирование для студ. спец. 17.04 / сост.: В. А. Виноградов, Р. И. Гудцев, Ю. П. Ефимов. - Л. : ЛТА, 1991. - 37 с. : рис., табл.

3. **Артоболевский, И. И.**

Теория механизмов и машин [Текст] : учеб. для студ. вузов / И. И. Артоболевский. - 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Наука, 1988. - 639 с. : рис., табл.

4. **Теория механизмов и машин** [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по машиностроит. спец. / М. З. Коловский [и др.]. - М. : Академия, 2006. - 560 с.

5. **Теория механизмов и машин** [Текст] : учеб. для студ. вузов / под ред. К. В. Фролова. - М. : Высш. шк., 1987. - 496 с.

6. **Левитская, О. Н.**

Курс теории механизмов и машин [Текст] : учеб. пособие для студ. механ. спец. вузов / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Высш. шк., 1985. - 279 с.

7. **Попов, С. А.**

Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин [Текст] : учеб. пособие для студ. техн. вузов / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев ; под ред. К. В. Фролова. - 5-е изд., перераб. и доп. - М. : Высш. шк., 2004. - 458 с. : ил.

8. **Сергеевич, В. В.**

Расчеты кривошипно-ползунного механизма [Текст] : метод. указ. К курс. Проектированию по теории механизмов и машин для студ. спец. 170400 / В. В. Сергеевич, Ю. П. Ефимов, Э. М. Лаутнер, Т. Г. Бочарова. – Санкт-Петербург : С-Пб ГЛТА, 2004. – 30 с.

9. **Теория механизмов и машин.** Самостоятельная работа студентов [Текст] : метод. указ. для подготовки дипломированных специалистов по спец. : 150405 "Машины и оборудование лесного комплекса", 190603 "Сервис транспортных и технологических машин и оборудования", 190603 "Автомобили и автомобиль-

ное хозяйство", 110301 "Механизация сельского хозяйства", 110302 "Электрификация и автоматизация сельского хозяйства", 250401 "Лесоинженерное дело", 250403 "Технология деревообработки" / Федеральное агентство по образованию, Сыкт. лесн. ин-т - фил. ГОУ ВПО "С.-Петерб. гос. лесотехн. акад. им. С. М. Кирова", Каф. техн. механики ; сост. И. Н. Сухоруков. - Сыктывкар : СЛИ, 2008. - 68 с.