

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

МЕХАНИЗМЫ МАШИН И ПРИБОРОВ

Учебно-методическое пособие
для выполнения лабораторных работ
по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Механика»,
«Техническая механика», «Прикладная механика»,
«Теоретическая и прикладная механика»
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения

Севастополь
СевГУ
2019

УДК 621.01(076.5)

ББК 30.12-04я73

М55

Р е ц е н з е н т:

А.О. Харченко - к.т.н., профессор,
профессор кафедры «Технологии машиностроения»

Составители: А.В. Неменко, А.М. Поляков, В.И. Пахалюк, М.И. Калинин

М55 Механизмы машин и приборов : учеб.-метод. пособие для выполнения лабораторных работ по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Механика», «Техническая механика», «Прикладная механика», «Теоретическая и прикладная механика» для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения / Сост. : А.В. Неменко, А.М. Поляков, В.И. Пахалюк, М.И. Калинин. – Севастополь : СевГУ, 2019. – 64 с.

Цель методических указаний: оказание помощи студентам в изучении дисциплины «Теория механизмов и машин», «Механика», «Техническая механика», «Прикладная механика», «Теоретическая и прикладная механика»

УДК 621.01(076.5)
ББК 30.12-04я73

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Техническая механика и машиноведение», протокол № 5 от 12 апреля 2019 г.

Подписано к печати 25.12.2019 г. Изд. № 55/19. Зак. 55/19. Тираж 100 экз.
Объем 4 п.л. Усл. печ. л. 3,12. Уч.-изд. л. 3,92.
Формат бумаги 60 x 84 1/16

РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»

СОДЕРЖАНИЕ

1. Лабораторная работа № 1 «Структурный анализ плоских рычажных механизмов».....	4
2. Лабораторная работа № 2 «Структурный анализ зубчатых механизмов».....	16
3. Лабораторная работа № 3 «Определение момента инерции шатуна методом физического маятника».....	24
4. Лабораторная работа № 4 «Экспериментальное исследование кулачкового механизма».....	31
5. Лабораторная работа № 5 «Определение параметров зубчатых колес».....	41
6. Лабораторная работа № 6 «Построение эвольвентных профилей зубьев методом огибания».....	50

"СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ"

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: приобрести навыки составления структурных схем механизмов, изучить методы структурного анализа механизмов, выполнить структурный анализ плоского рычажного механизма.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМАХ

К рычажным относятся механизмы, в состав которых входят только низшие кинематические пары¹ (вращательные или поступательные). Благодаря этому рычажные механизмы могут передавать значительно большие усилия по сравнению с любыми другими механизмами в аналогичных условиях, в связи с чем они широко применяются в строгальных и долбежных станках, двигателях внутреннего сгорания, компрессорах, брикетировочных автоматах, ковочных машинах, высадочных автоматах и других машинах.

Рычажные механизмы обладают, как правило, достаточно высоким коэффициентом полезного действия, поскольку низшие кинематические пары лучше смазываются, по сравнению с высшими. Их звенья проще изготовить, чем кулачки, зубчатые колеса, червяки и другие звенья.

Различают плоские и пространственные рычажные механизмы. Точки подвижных звеньев плоских механизмов описывают траектории, лежащие в одной или нескольких параллельных плоскостях. Траектории точек подвижных звеньев пространственных механизмов могут не удовлетворять этому условию.

2. ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Машина – это техническое устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации, создаваемое человеком с целью облегчения или полной замены его физического или умственного труда.

Носителями механических движений в машинах являются механизмы. *Механизм* представляет собой систему подвижно связанных между собой твердых тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких из них в требуемые движения других твердых тел.

Звено механизма – твердое тело, входящее в его состав. Условно неподвижное звено механизма называют *стойкой*.

Кинематическая пара – подвижное соединение двух звеньев, допускающее их вполне определенное относительное движение.

Элемент кинематической пары – совокупность точек, линий или поверхностей звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару. Кинематическая пара называется *высшей*, если ее элементами являются точки или линии и *низшей* – если поверхности.

¹ Низшими называют кинематические пары, в которых контакт звеньев происходит по поверхности

Кинематическая цепь – система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.

Схема механизма представляет собой его графическое изображение, выполненное с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТ или принятых в специальной литературе, содержащее информацию о числе и расположении элементов (звеньев, групп), а также о виде и классе кинематических пар, соединяющих эти элементы. Если на схеме не указываются размеры звеньев и значения других кинематических параметров, она называется *структурной*. Схема, построенная с соблюдением пропорций между размерами звеньев (выполненная в некотором масштабе), называется *кинематической*.

Степень подвижности механизма (число степеней свободы относительно стойки) – число независимых обобщенных координат механизма.

Степень подвижности пространственных механизмов определяется по формуле Сомова²-Малышева³:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (1.1)$$

Степень подвижности плоских механизмов определяется по формуле Чебышева⁴:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad (1.2)$$

В формулах (1.1) и (1.2): n – число подвижных звеньев; p_5 – число кинематических пар пятого класса; p_4 – число кинематических пар четвертого класса; p_3 – число кинематических пар третьего класса; p_2 – число кинематических пар второго класса; p_1 – число кинематических пар первого класса.

Класс кинематической пары (см. таблицу 1.1) определяется как число ограничений (число условий связи), накладываемых на относительные движения звеньев, образующих эту пару и рассчитывается по формуле

$$S = G - H, \quad (1.3)$$

где G – число степеней свободы твердого тела в трехмерном пространстве ($G=6$); H – число степеней свободы одного из звеньев кинематической пары относительно другого звена этой пары.

Степени подвижности и условия связи, не оказывающие влияния на характер движений звеньев механизма, принято называть лишними степенями подвижности и пассивными связями, соответственно.

² Сомов Павел Иосифович (Осипович) (1852 – 1919) – русский учёный-механик в области кинематики твёрдых и изменяемых тел.

³ Малышев Александр Петрович (1879 – 1962) – русский/советский ученый в области прикладной механики. Являясь продолжателем работ П.Л. Чебышева и П.И. Сомова, исследовал вопросы структуры механизмов. Предложил формулу для определения степени подвижности пространственных механизмов и регулярных кинематических цепей.

⁴ Чебышев Пафнутий Львович (1821 – 1894) – русский математик и механик, основоположник петербургской математической школы, академик Петербургской академии наук (с 1859 года) и ещё 24 академий мира. В области теории механизмов заложил основы теории структуры плоских механизмов. Конструкции ряда оригинальных механизмов были разработаны с использованием созданных П.Л. Чебышевым методов их синтеза.

3. НАИМЕНОВАНИЯ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА

Кривошип – звено рычажного механизма, совершающее вращательное движение на полный оборот вокруг неподвижной оси.

Коромысло – звено рычажного механизма, совершающее вращательное движение на неполный оборот вокруг неподвижной оси, т.е. участвующее в качательном движении.

Шатун – звено рычажного механизма, совершающее сложное плоское движение и образующее вращательные пары только с подвижными звеньями.

Ползун – звено рычажного механизма, совершающее поступательное движение и образующее кинематическую пару со стойкой.

Кулиса – подвижное звено рычажного механизма, образующее с другим подвижным звеном (камнем) поступательную пару. Кулиса может участвовать в поступательном, качательном или вращательном движениях.

Камень – звено рычажного механизма, образующее поступательную пару с кулисой.

4. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В теорию механизмов и машин прочно вошла структурная классификация механизмов по Ассур⁵-Артоболовскому⁶. На основе этой классификации можно установить связь между строением (структурой) каждого механизма и методами, а также последовательностью его кинематического и динамического анализа. Структурная классификация механизмов практически используется для анализа уже готовых кинематических схем.

Группа Ассура – кинематическая цепь, которая после соединения со стойкой обладает нулевой подвижностью и не распадается на более простые кинематические цепи. Для группы Ассура справедливо выражение:

$$W_{cp} = 3n - 2p_5 - p_4 = 0. \quad (1.4)$$

Если высшие кинематические пары четвертого класса в группе Ассура заменить эквивалентными кинематическими цепями с кинематическими парами пятого класса, то выражение (1.4) приводится к виду

$$p_5 = \frac{3}{2} n. \quad (1.5)$$

⁵ Ассур Леонид Владимирович (1878 – 1920) – русский/советский механик и машиновед, труды которого по кинематике и динамике механизмов заложили теоретические основы советской школы по теории механизмов и машин.

⁶ Артоболовский Иван Иванович (1905 – 1977) – советский учёный-механик, специалист в области теории механизмов и машин.

Таблица 1.1 – Кинематические пары механизмов

Класс пары	Число условий связей	Название пары, рисунок	Условное обозначение
I	1	Шар-плоскость 	
II	2	Цилиндр-плоскость 	
III	3	Сферическая 	
III	3	Плоскостная 	
IV	4	Цилиндрическая 	
IV	4	Сферическая с пальцем 	
V	5	Поступательная 	
V	5	Вращательная 	
V	5	Винтовая 	

Так как число кинематических пар и число звеньев в кинематических цепях представляют собой целые числа, то на основании (1.5) можно составить таблицу чисел звеньев и кинематических пар, которые объединяются в группы. Таким образом, в группу Ассура всегда входит четное число звеньев, а количество кинематических пар в 1,5 раза больше этого числа.

n (число подвижных звеньев)	2	4	6	8	
p_5 (число кинематических пар 5-го класса)	3	6	9	12	...

Следовательно, простейшие группы Ассура – двухзвенные. Их условно относят к группам второго класса, второго порядка⁷ и, в зависимости от расположения в них вращательных и поступательных кинематических пар, разделяют на пять видов.

Группа Ассура второго класса, имеющая в своем составе три вращательные кинематические пары (шарниры), условно отнесена к группе первого вида. Последующие виды образуются последовательным замещением вращательных пар поступательными.

Заменой одной крайней вращательной пары поступательной парой образуется группа второго вида. Замена среднего шарнира на поступательную пару образует группу третьего вида.

Группа четвертого вида получается при замене двух крайних вращательных пар на поступательные и, наконец, заменой одной крайней вращательной пары и средней пары на поступательные формируется группа пятого вида.

Для лучшего запоминания и определения вида группы Ассура второго класса при структурном анализе механизмов можно воспользоваться аббревиатурой пар, входящих в ее состав: ВВВ (вращательная-вращательная-вращательная) – группа 1 вида; ВВП (вращательная-вращательная-поступательная) – группа 2 вида; ВПВ (вращательная-поступательная-вращательная) – группа 3 вида; ПВП (поступательная-вращательная-поступательная) – группа 4 вида; ВПП (вращательная-поступательная-поступательная) – группа 5 вида. Некоторые конфигурации групп Ассура второго класса, второго порядка и различных видов показаны на рисунке 1.1.

Классы других групп Ассура (выше второго) определяются в соответствии с классами замкнутых контуров, которые образуются кинематическими парами, входящими в состав групп. А именно, *класс группы Ассура* определяется наивысшим классом замкнутого контура, входящего в ее состав. *Класс контура* – это число кинематических пар, образующих данный контур.

⁷ Порядок группы Ассура – число свободных элементов звеньев, которыми группа Ассура присоединяется к основному механизму.

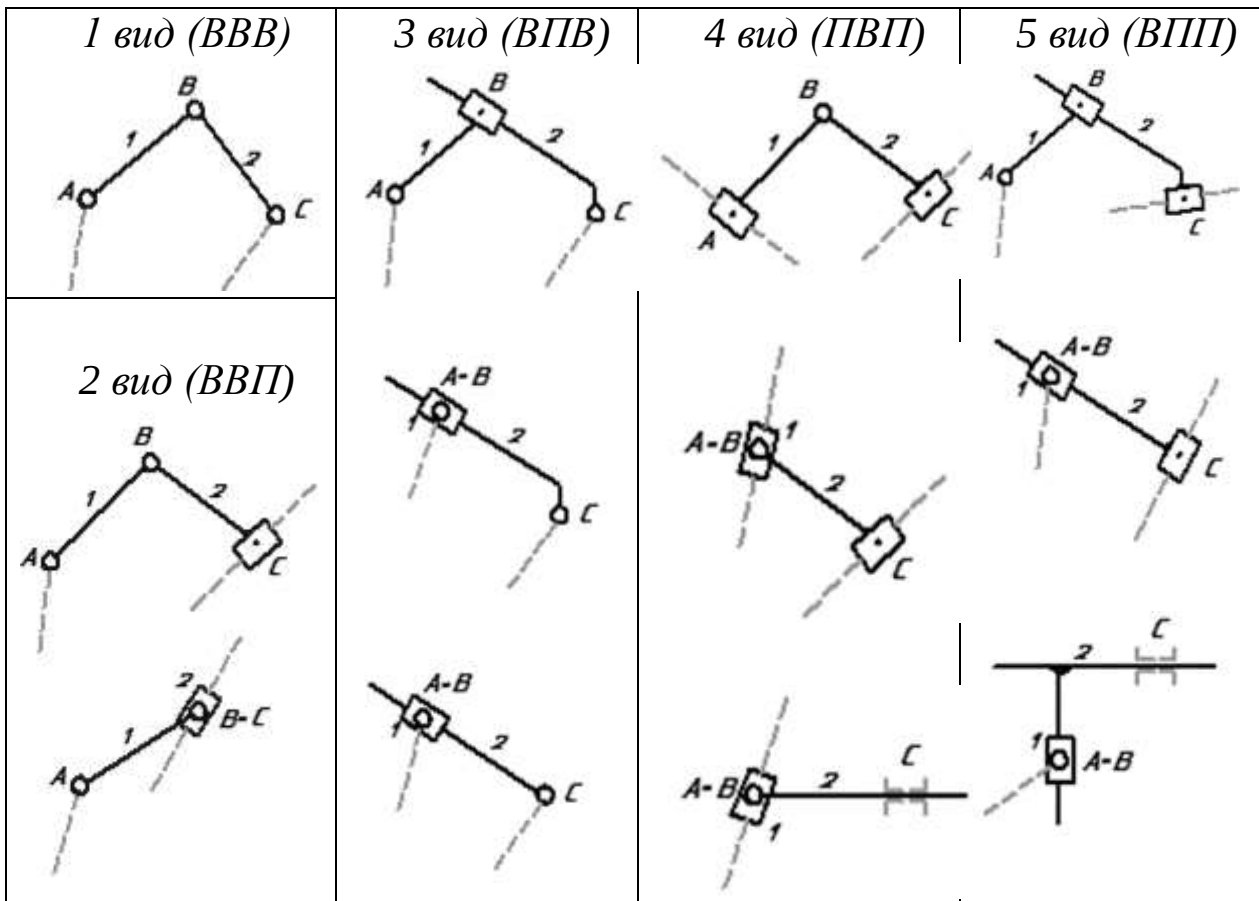


Рисунок 1.1 – Группы Ассура 2-го класса 2-го порядка

Некоторые варианты конфигураций групп Ассура третьего класса, третьего порядка показаны на рисунке 1.2, а группа Ассура четвертого класса, второго порядка – на рисунке 1.3.

Заменяющий механизм – механизм, в котором высшие кинематические пары условно заменены кинематическими цепями с низшими кинематическими парами.

Начальным называется такой механизм, который образует со стойкой одну кинематическую пару (вращательную или поступательную). Структурные схемы начальных механизмов двух видов показаны на рисунке 1.4.

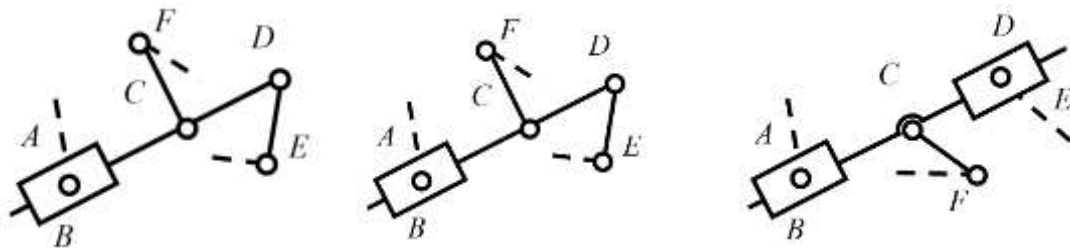


Рисунок 1.2 – Группы Ассура 3-го класса 3-го порядка

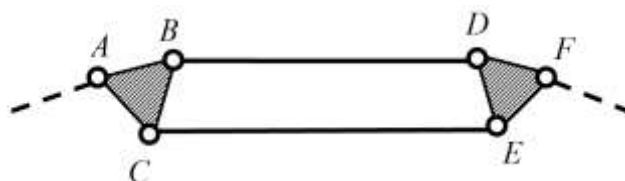


Рисунок 1.3 – Группа Ассура 4-го класса 2-го порядка



а)



б)

Рисунок 1.4 – Начальный механизм: а) – с вращательной кинематической парой;
б) – с поступательной кинематической парой

Класс механизма определяется по наивысшему классу группы Ассура, входящей в его состав. Для того чтобы определить класс механизма, его необходимо условно декомпозировать на структурные группы Ассура и выделить наивысшую по классу группу.

Класс механизма определяется для установления его сложности по отношению ко всем механизмам второго класса и последующего выбора методов кинематического и динамического анализа.

5. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

5.1. Ознакомиться с устройством исследуемого механизма. Медленно проворачивая входное звено механизма, выяснить характер абсолютного (относительно стойки) и относительного движения других звеньев. Определить экспериментально степень подвижности механизма.

5.2. С помощью условных графических обозначений элементов механизмов и машин (Приложение А1) изобразить структурную схему механизма⁸.

5.3. Установить, какие звенья входят во вращательные и поступательные кинематические пары, определить названия звеньев по характеру их движения относительно стойки и вид кинематических пар (низшие вращательные или низшие поступательные).

5.4. На структурной схеме обозначить звенья арабскими цифрами, кинематические пары – прописными буквами латинского алфавита. Заполнить таблицы звеньев и кинематических пар механизма (см. раздел 6, таблицы 1 и 2).

5.5. По структурной формуле Чебышева П.Л. определить степень подвижности механизма, и установить входное (начальное) звено – звено, которому задается движение. Выявить пассивные звенья и пассивные связи (при наличии).

5.6. Условно декомпозировать механизм на структурные группы Ассура, изобразить начальный механизм и группы Ассура (отдельно).

5.7. Определить класс механизма.

5.8. Сделать вывод по работе.

⁸ Примеры структурных схем некоторых механизмов приведены в Приложении Б.1.

6. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЁТА О ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель работы: построение структурной схемы рычажного механизма с помощью условных обозначений элементов кинематических схем и изучение методов структурного анализа рычажных механизмов.

Выполнение работы

1. Изображение механизма

Рисунок 1 – Структурная схема рычажного механизма

2. Таблица 1 – Название звеньев механизма

№ звена	0	1	2	3	4	5	6	7
Наименование звена								
Характер движения звена относительно стойки								

3. Таблица 2 – Кинематические пары механизма

Обозначение пары	A	B	C	D	E	F	G	I	H	J
Звенья, составляющие кинематическую пару										
Вид пары (нижние вращательные или нижние поступательные)										
Класс пары										

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Н. контр.				
Утв.				

ЛР 0.....

Структурный анализ рычажного механизма

Лит. Лист. Листов

кафедра ТМ и М

4. Степень подвижности механизма по формуле Чкбышева П.Л.

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

где n - число подвижных звеньев;

p_5 - число кинематических пар 5-го класса;

p_4 - число кинематических пар 4-го класса.

5. Наименование пассивных звеньев (при наличии) -

6. Начальный механизм 1-го класса (изображение)

7. Изображение группы Ассур с указанием их класса, порядка и вида

8. Класс механизма –

Вывод:

					ЛР 0.....	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		2

7. СПИСОК КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. Дайте определения: машины; механизма; звена механизма; кинематической пары; элемента кинематической пары; кинематической цепи; структурной группы звеньев. Приведите примеры.
2. Как определяется класс кинематической пары?
3. Какие кинематические пары называют высшими, какие – низшими? Приведите примеры.
4. Приведите примеры силового и геометрического замыкания кинематических пар.
5. Что называют степенью подвижности механизма?
6. Приведите и обоснуйте формулы Чебышева и Сомова-Малышева. Укажите цель их применения.
7. С какой целью определяется класс механизма?

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский.- М.: Наука, 1988. – 638 с.
2. Теория механизмов и механика машин: учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова,- 4-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 664 с.
3. Артоболевский И.И. Сборник задач по теории механизмов и машин / И.И. Артоболевский, Б.В. Эдельштейн. - М.: Наука, 1975. – 256 с.
4. ЕСКД ГОСТ 2.770-68. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики. - М.: Изд-во стандартов, 1983. – 26 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А – Справочные данные

Таблица А1. – Обозначения условные графические элементов машин и механизмов в схемах (выписка из ГОСТ 2.770–68; издание: ноябрь 2004 г. с изменением №1, утвержденным в декабре 1981 г. (ИУС 2-82))

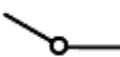
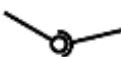
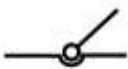
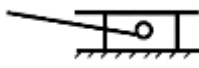
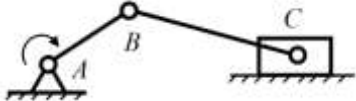
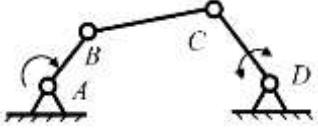
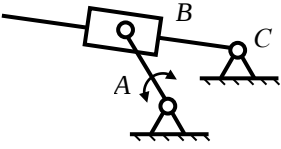
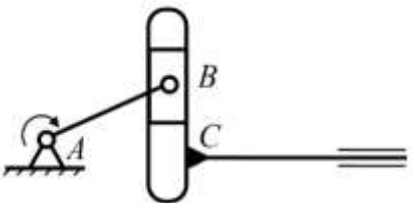
Наименование	Обозначение	
Вал, валик, ось, стержень и т.п.		
Неподвижное закрепление оси, стержня, пальца и т.п.		
Опора для звена: а) неподвижная; б) подвижная.	а) 	б) 
Соединение звеньев: а) жесткое; б) шарнирное; в) шаровым шарниром; г) жесткое с шарнирным присоединением третьего звена.	а) 	
	б) 	в) 
	г) 	
Соединение стержня с неподвижной опорой: а) шарнирное с движением в плоскости чертежа; б) шаровым шарниром.	а) 	б) 
Ползун в неподвижных направляющих		
Качающийся цилиндр в неподвижной опоре		

Таблица А2. – Примеры структурных схем плоских рычажных механизмов

Название механизма	Схема
Кривошипно-ползунный механизм	
Кривошипно-коромысловый механизм	
Кулисный механизм	
Синусный механизм	

"СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ"

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: ознакомиться с условными обозначениями элементов кинематических схем по ГОСТ 2.770–68 (в редакции 2000 г.), определить степень подвижности пространственного зубчатого механизма и изучить его структуру.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМАХ

Передача непрерывного вращательного движения от одного вала механизма к другому с заданным соотношением угловых скоростей часто осуществляется при помощи зубчатых передач, получивших широкое применение как в машиностроении, так и в приборостроении, благодаря их большой надежности и точности воспроизведения заданного закона движения.

В простейшем случае зубчатая передача представляет собой трехзвенный механизм с высшей кинематической парой, оба подвижных звена которого являются зубчатыми колесами. В предельном случае, когда диаметр одного из зубчатых колес стремится к бесконечности, оно вырождается в зубчатую рейку, а зубчатый механизм, в состав которого она входит – в зубчато-реечную передачу – один из видов механических передач, преобразующий вращательное движение ведущей шестерни в поступательное движение зубчатой рейки и, наоборот.

Зубчатые передачи обладают рядом достоинств: малыми размерами при передаче значительной мощности, высоким КПД, большой долговечностью и надежностью, постоянством передаточного числа (при круглых колесах); простотой эксплуатации; возможностью применения в широком диапазоне мощностей, скоростей и передаточных отношений.

Недостатки зубчатых передач: необходимость высокой точности изготовления; шум при значительных окружных скоростях; ограниченность выбора передаточных отношений, так как число зубьев колес всегда должно быть целым. Конструкции зубчатых передач и условия их работы весьма разнообразны, поэтому классифицировать их можно по разным признакам.

По характеру преобразования движения различают передачи для преобразования вращательного движения во вращательное, возвратно-вращательного в возвратно-поступательное и наоборот.

По взаимному расположению осей валов в пространстве различают: 1) передачи с параллельными осями валов (рис.2.1, а, б, в); 2) передачи с пересекающимися осями валов (рис.2.1, г); 3) передачи с перекрещивающимися осями валов (рис.2.1, д, е); передачи с соосно располагаемыми валами (рис.2.1, ж).

По расположению зубьев относительно образующей обода колес различают передачи: прямозубые (рис.2.2, а), косозубые (рис.2.2, б), шевронные (рис.2.2, в) и с криволинейными (рис.2.2, г) зубьями.

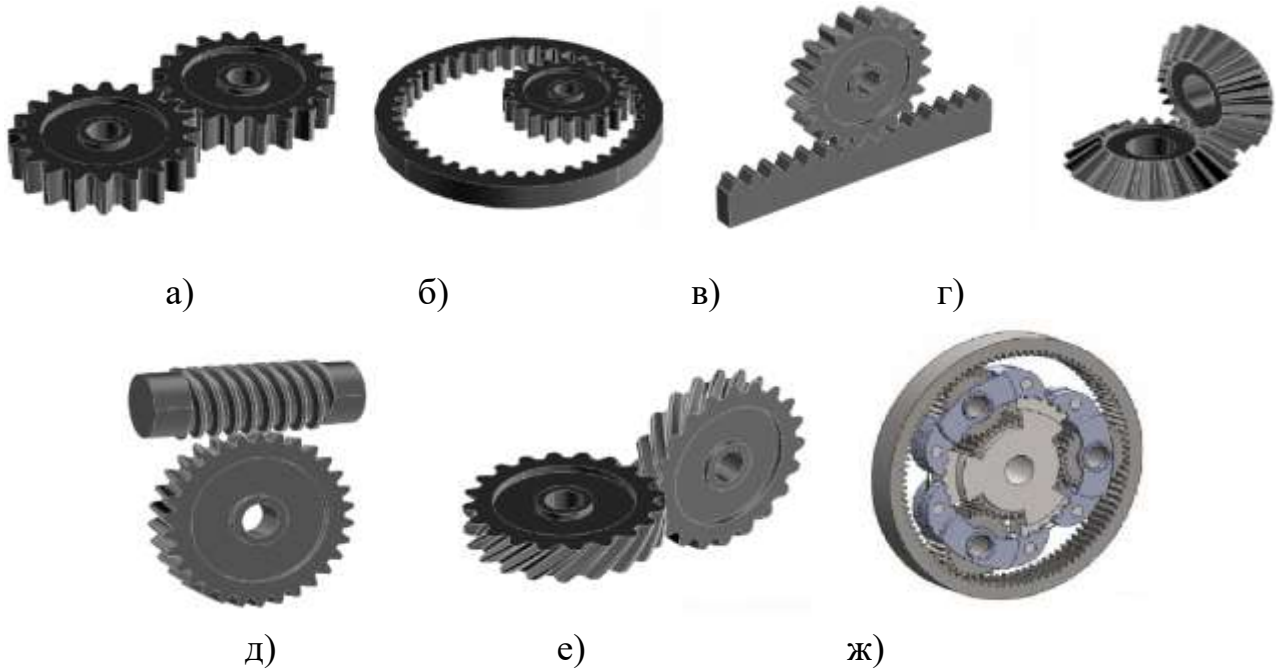


Рисунок 2.1 – Классификация зубчатых передач по расположению осей валов в пространстве: 1) с параллельными в пространстве осями: а) передача с внешним зацеплением зубьев; б) передача с внутренним зацеплением зубьев; в) реечная передача; 2) с пересекающимися в пространстве осями: г) коническая передача; 3) с перекрещивающимися в пространстве осями: д) червячная передача; е) винтовая передача; 4) планетарная передача

Планетарным называют многосвязный механизм, в составе которого имеются подвижные звенья, вращающиеся относительно осей, которые, в свою очередь, вращаются относительно стойки (рис.2.3). Таким образом, эти звенья совершают сложное пространственное движение относительно стойки, повторяя математическую кривую эпициклоиду, и их называют сателлитами (спутниками) 1, т.к. помимо вращения относительно собственной оси, ведомые «водителем» 2, они вращаются и относительно центральных звеньев механизма: «солнечного» 3 и «коронного» 4 колес, образуя некоторое подобие планетной системы. В связи с этим такие механизмы и называют планетарными или эпициклическими.

Планетарные механизмы с одной степенью свободы называют редукторами, а с двумя и более степенями – дифференциалами.

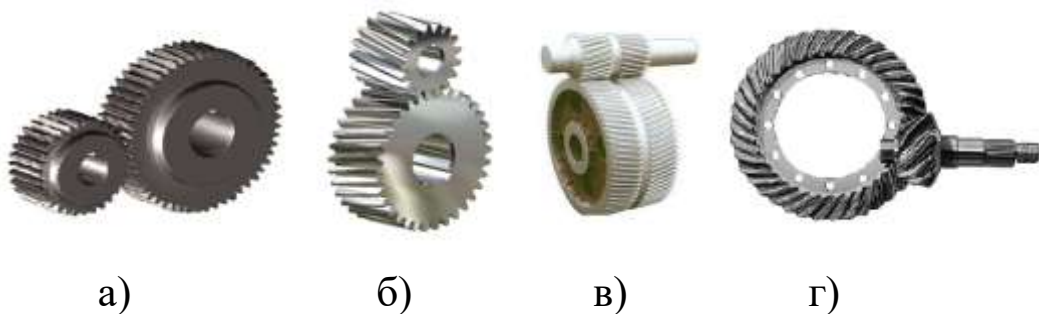


Рисунок 2.2 – Классификация зубчатых передач по расположению зубьев относительно образующей обода колес

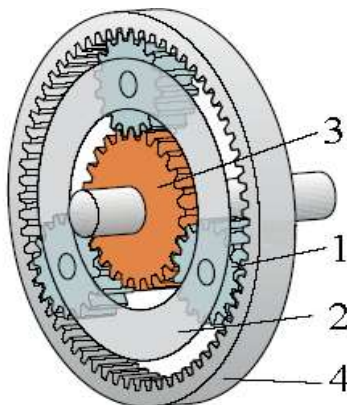


Рисунок 2.3 – Планетарный механизм

Изображения элементов зубчатых механизмов на структурных и кинематических схемах приведены в Приложении А.

2. ОБОРУДОВАНИЕ И ПРИБОРЫ

2.1. Планетарные зубчатые механизмы.

2.2. Дифференциальные зубчатые механизмы.

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

3.1. Ознакомиться с устройством и принципом действия экспериментального механизма, подлежащего исследованию, для чего:

3.1.1. Путем медленного проворачивания звеньев механизма выяснить характер абсолютного (относительно стойки) и относительного движения его звеньев.

3.1.2. На основании подвижности звеньев механизма экспериментально установить число входных звеньев.

3.1.3. Установить число подвижных звеньев механизма и их взаимосвязь с сопряженными звеньями механизма.

3.1.4. Установить, какие звенья образуют кинематические пары четвертого и пятого класса (высшие и низшие).

3.2. В соответствии с ГОСТ 2.770–68 (2004) выполнить структурную схему зубчатого механизма (Приложение А2).

3.3. На структурной схеме механизма показать нумерацию звеньев и обозначить кинематические пары.

3.4. На основании полученных данных заполнить таблицы звеньев и кинематических пар.

3.5. Определить степень подвижности механизма и указать ведущее звено.

3.6. При наличии пассивных звеньев и пассивных связей исключить их из структурной схемы и повторно определить степень подвижности механизма.

4. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЁТА О ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель работы: ознакомиться с условными обозначениями элементов кинематических схем по ГОСТ 2.770 – 68 и изучить структуру дифференциальных механизмов.

Выполнение работы

1. Изображение структурной схемы механизма

Рисунок 1 – Структурная схема дифференциального механизма

2. Таблица 1 – Звенья механизма

№ звена	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Наименование звена													
Характер движения относительно стойки													

3. Таблица 2 – Кинематические пары механизма

Обозначение пары	A	B	C	D	E	F	G	K	L	M	N	H	I	Q	W	R	T	Y	U
Звенья, составляющие пару																			
Класс кинематической пары																			

4. Наименование пассивных звеньев и связей. Пассивные звенья –

Пассивные связи: кинематические пары 5-го класса –
кинематические пары 4-го класса –

5. Степень подвижности механизма по формуле Чебышева П.Л. (с учетом всех подвижных звеньев)

$$W = 3 \cdot n - 2p_5 - p_4 + q, \text{ где } n - \text{число подвижных звеньев;}$$

p_5 - число кинематических пар 5-го класса;

p_4 - число кинематических пар 4-го класса;

q - число пассивных звеньев.

$$W = 3 \cdot n - 2p_5 - p_4 + q =$$

6. Начальные (входные) звенья механизма –

Выходные звенья механизма –

Вывод:

					ЛР 0.....			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		Лит.	Лист.	Листов
Разраб.					Структурный анализ дифференциального механизма			
Проб.								
Н. контр.						кафедра ТМ и М		
Утв.								

5. СПИСОК КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. Дайте определение планетарному и дифференциальному зубчатому механизму.
2. С какой целью и где применяются эти механизмы?
3. В чем заключаются основные достоинства эпициклических передач?
4. Как определить число входных звеньев сложного зубчатого механизма?
5. В каких движениях участвуют солнечные колеса, водило, сателлиты?
6. Какие кинематические пары образуют между собой звенья сложных зубчатых передач?
7. С какой целью на одном водиле устанавливают два и более сателлита?
8. В каком случае сателлит является пассивным звеном?
9. Как обозначаются зубчатые и червячные передачи по ГОСТ 2.770–68?
10. Какие математические операции могут выполнять дифференциальные зубчатые механизмы?
11. С какой целью дифференциальный зубчатый механизм устанавливают в автомобилях, тракторах, танках?

БИБЛИОГРАФИЯ

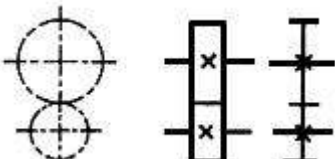
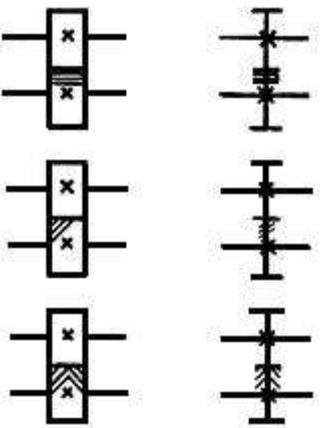
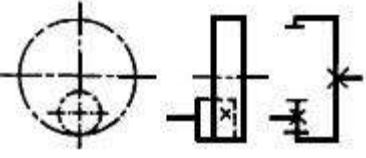
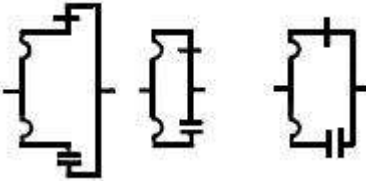
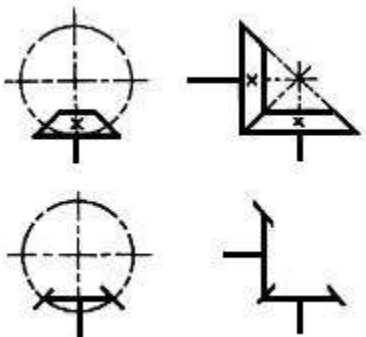
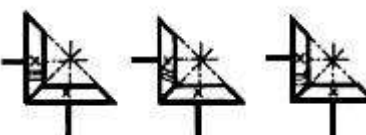
1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. - М.: Наука, 1988. – 638 с.
2. Теория механизмов и механика машин: учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова,- 4-е изд., испр. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 664 с.
3. Артоболевский И.И. Сборник задач по теории механизмов и машин / И.И. Артоболевский, Б.В. Эдельштейн. - М.: Наука, 1975. – 256 с.
4. ЕСКД ГОСТ 2.770-68. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики. - М.: Изд-во стандартов, 1983. – 26 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А – Справочные данные

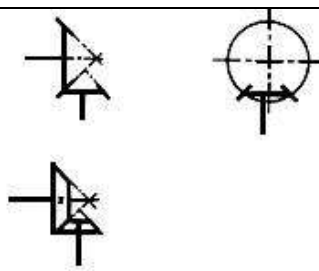
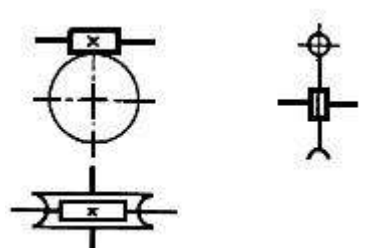
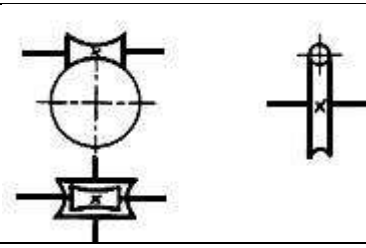
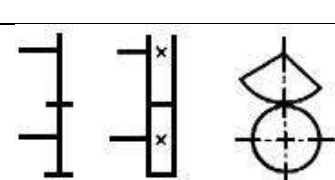
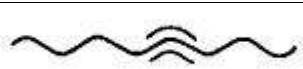
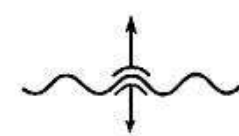
Таблица А.1 – Обозначения условные графические элементов машин и механизмов в схемах (выписка из ГОСТ 2.770–68; издание: ноябрь 2004 г. с изменением №1, утвержденным в декабре 1981 г. (ИУС 2-82))

7. Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа):	
а) радиальные	
б) (Исключен, Изм. N 1)	
в) упорные	
8. Подшипники скольжения:	
а) радиальные	
б) (Исключен, Изм. N 1)	
в) радиально-упорные: односторонние	
двусторонние	
г) упорные: односторонние	
двусторонние	
9. Подшипники качения:	
а) радиальные	
б), в), г) (Исключены, Изм. N 1)	
д) радиально-упорные: односторонние	
двусторонние	
е) (Исключен, Изм. N 1)	
ж) упорные: односторонние	
двусторонние	

Продолжение таблицы А.1

35. Передачи зубчатые (цилиндрические):	
а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
б) то же, с прямыми, косыми и шевронными зубьями	
в) внутреннее зацепление	
г) с некруглыми колесами	
35а. Передачи зубчатые с гибкими колесами (волновые)	
36. Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические:	
а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями	

Продолжение таблицы А.1

37. Передачи зубчатые со скрещивающимися валами:	
а) гипоидные	
б) червячные с цилиндрическим червяком	
в) червячные глобоидные	
38. Передачи зубчатые реечные:	
а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б), в), г) (Исключены, Изм. N 1)	
38а. Передача зубчатым сектором без уточнения типа зубьев	
39. Винт, передающий движение	
40. Гайка на винте, передающем движение:	
а) неразъемная	
б) неразъемная с шариками	
в) разъемная	

«ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ШАТУНА МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА»

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: приобретение практических навыков по экспериментальному определению положения центра масс и момента инерции звеньев удлиненной формы с отверстиями.

ВВЕДЕНИЕ

Моменты инерции звеньев можно определить аналитическими и экспериментальными методами. Для звеньев сложной конфигурации экспериментальные методы дают более точные результаты. Наиболее употребляемыми из методов экспериментального определения момента инерции звена в лабораторной практике являются: метод физического маятника, метод двухниточного подвеса, метод трехниточного подвеса, метод крутильных колебаний на упругом стержне и т.д.

Для звеньев удлиненной формы, имеющих отверстия, в том числе для шатунов стержневых приборов и механизмов, наиболее пригоден метод физического маятника.

1. МЕТОД ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

Физический маятник представляет собой твердое тело (например звено механизма – шатун), совершающее под действием силы тяжести колебания вокруг неподвижной горизонтальной оси подвеса (рисунок 3.1). Движения такого маятника при углах отклонения $\varphi < 7^\circ$ практически совпадают с движениями математического маятника⁹, совершающего гармонические колебания (рисунок 3.2).

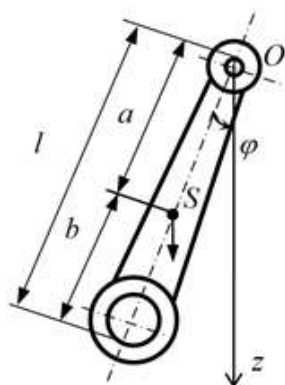


Рисунок 3.1 –
Физический маятник

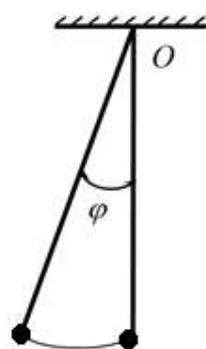


Рисунок 3.2 –
Математический маятник

⁹ Под математическим маятником понимают материальную точку, подвешенную на длинной, тонкой, нерастяжимой и невесомой нити.

Период гармонических колебаний T определяется по формуле

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_0}{Ga}},$$

откуда искомый момент инерции массы шатуна относительно оси O подвеса

$$I_0 = \left(\frac{T}{2\pi} \right)^2 mga,$$

где $G = mg$ – сила веса шатуна, H ; a – расстояние от оси O подвеса до центра тяжести S шатуна, m .

На практике обычно определяют момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр тяжести звена перпендикулярно плоскости движения звена, так как у множества механизмов отдельные звенья совершают плоские движения. Момент инерции I_S массы шатуна относительно центральной оси, проходящей через центр тяжести S , определяется на основании теоремы Гюйгенса-Штейнера о моментах инерции относительно параллельных осей

$$I_0 = I_S + ma^2,$$

тогда

$$I_S = \frac{T^2}{4\pi^2} mga - ma^2, \quad (3.1)$$

где T – период колебаний шатуна относительно оси O подвеса, s ; a – расстояние от оси O подвеса до центра тяжести S шатуна, m .

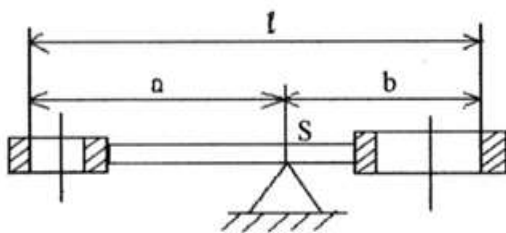


Рисунок 3.3 –
Уравновешенный шатун

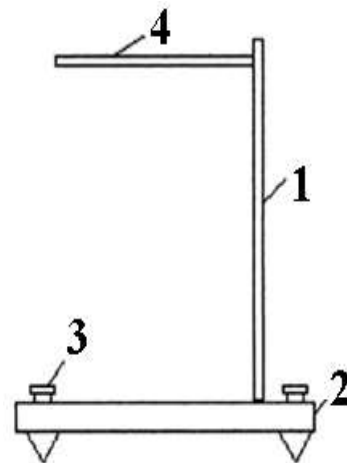


Рисунок 3.4 – Стойка с
призмой на основании

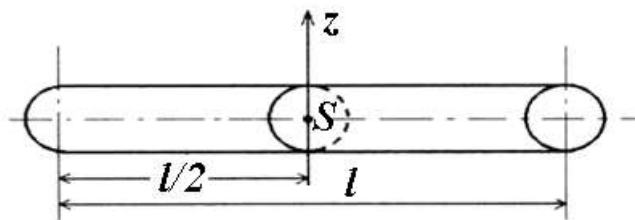


Рисунок 3.5 – Стержень постоянного сечения

При $\varphi < 7^\circ$ ошибка, которую дает формула (3.1), не превышает 0,1%, поэтому метод физического маятника можно использовать для большинства случаев инженерной практики.

2. СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ЗВЕНА

Применение метода физического маятника требует знания положения центра тяжести звена. В зависимости от конструкции звеньев и их размеров для определения положения центра тяжести звеньев используются разные методы: весов, горизонтальных призм, отвесов и т.д.

Для определения положения центра тяжести шатуна наиболее простым является способ балансировки звена на призме (рисунок 3.3). Шатун укладывается на ребро трехгранной призмы таким образом, чтобы он находился в равновесии. Точка пересечения ребра призмы с осью симметрии шатуна определяет положение центра тяжести звена. При тщательном проведении измерений штангенциркулем способ дает относительную погрешность измерений 0,5... 0,8 % (для шатунов длиной $l = 150... 200$ мм).

К числу наиболее точных методов определения положения центра тяжести звена относится метод двойного прокачивания. Сначала подвешивается шатун за отверстие меньшего диаметра и определяется время t_1 полных 20 колебаний шатуна. Затем шатун подвешивается за отверстие большего диаметра, аналогичным образом находится t_2 . Периоды колебаний T_1 и T_2 определяются как средние значения:

$$T_1 = \frac{t_1}{20}; \quad T_2 = \frac{t_2}{20}.$$

Принимая во внимание, что $\pi^2 = \rho$, на основании формулы (3.1)

$$\text{получаем: } I_S = \frac{1}{4} T_1^2 m a - m a^2, \quad I_S = \frac{1}{4} T_2^2 m b - m b^2,$$

где a – расстояние от оси O подвеса за отверстие меньшего диаметра до центра тяжести S шатуна, м; b – расстояние от оси O подвеса за отверстие большего диаметра до центра тяжести S шатуна, м.

Приравнявая правые части формул, зная величину $l = a + b$, находим:

$$a = \frac{l \cdot (T_2^2 - 4l)}{T_1^2 + T_2^2 - 8l}. \quad (3.2)$$

3. АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ШАТУНА

Вывод формул для аналитического расчета момента инерции звеньев сложной конфигурации представляет собой значительные затруднения, но возможен расчет по приближенным формулам.

Разработка приближенных формул основана на замене сложной конфигурации реального звена более простой, подходящей к табличным решениям моментов инерции. Заменяющей формой для звена удлинненной формы – шатуна может служить стержень постоянного сечения (рисунок 3.5), центральный момент инерции которого определяется по формуле

$$I_s = \frac{ml^2}{12}.$$

Так как у реального шатуна $l_{факт.} > 1$ и масса по длине распределена неравномерно, то

$$I_s = \frac{ml^2}{k},$$

где $k = 6 \dots 10$ – эмпирический коэффициент.

Меньшие значения коэффициента применяются в тех случаях, когда большая часть массы разнесена по концам звена; большие значения тогда, когда масса звена распределена по длине более или менее равномерно.

4. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Лабораторная установка представляет собой (рисунок 3.4) вертикальную стойку 1, жестко закрепленную на горизонтальном столике 2 с винтовыми упорами 3. К верхней части стойки прикреплена трехгранная призма 4, служащая опорой для подвеса звена. Внутренняя поверхность отверстия шатуна должна плотно прилегать к ребру призмы так, чтобы ребро было действительно осью колебания звена.

5. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

5.1. Определение положения центра тяжести звена способом балансировки на призме. Для этого шатун в горизонтальном положении устанавливают на ребро трехгранной призмы таким образом, чтобы он находился в равновесии (рисунок 3.3). Место соприкосновения звена с призмой отмечается.

Штангенциркулем (или линейкой) измеряют расстояния a , b , l .

5.2. Определение положения центра тяжести звена способом двойного прокачивания.

5.2.1. Шатун подвешивают на призме за меньшее отверстие, отклоняют от вертикального положения на угол не более 7° и отпускают. Звено получает малые колебания. Когда звено приходит в одно из крайних положений (правое или левое) запускают секундомер и измеряют время 20 полных колебаний t_1 . Отсчеты повторяют 3–5 раз для нахождения среднего значения t_1 . Находят период колебаний

$$T_1 = \frac{t_1}{20}.$$

5.2.2. Аналогично находят период колебаний для шатуна, подвешенного за большее отверстие: $T_2 = \frac{t_2}{20}$

5.2.3. Вычисляют a – расстояние от оси O подвеса до центра тяжести звена по формуле (3.2).

5.3. Сравнивают величину a , полученную двумя способами, и находят относительную погрешность в процентах:

$$\varepsilon = \frac{a_{\text{баланс}} - a_{\text{прокач}}}{a_{\text{баланс}}} \cdot 100\%.$$

5.4. Вычисляют величину момента инерции звена I_0 относительно оси, проходящей через ось O подвеса, используя величину a , определенную согласно пункту 5.2.3:

$$I_0 = \left(\frac{T_2}{2\pi} \right)^2 m g a.$$

5.5. Вычисляют величину момента инерции звена I_0 относительно оси, проходящей через центр тяжести S звена:

$$I_S = I_0 - m a^2.$$

5.6. Оформляют отчет о проделанной работе.

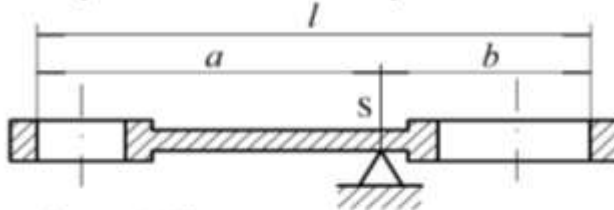
6. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЁТА О ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель работы: приобретение практических навыков по экспериментальному определению положения центра масс и момента инерции звеньев удлиненной формы с отверстиями.

Выполнение работы

Исходные данные: шатун № _____, $m =$ _____ кг.

1. Определение положения центра масс звена способом балансировки на призме



Результаты измерений:

$a_{\text{баланс}} =$ м

$b_{\text{баланс}} =$ м

$l =$ м

Рисунок 1 - Положение равновесия шатуна на призме

2. Определение положения центра масс звена способом двойного прокачивания

Таблица 1 - Результаты измерений

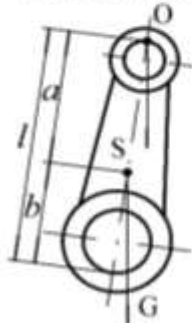


Рисунок 2 - Физический маятник

№ опыта	Время 20 колебаний	
	t_1 , с (подвес за отверстие меньшего диаметра)	t_2 , с (подвес за отверстие большего диаметра)
1		
2		
3		
Среднее значение		

Периоды колебаний шатуна T в секундах

$$T_1 = \frac{t_1}{20} =$$

$$T_2 = \frac{t_2}{20} =$$

Расстояние до центра масс S в метрах

$$a = \frac{l \cdot (T_2^2 - 4 \cdot l)}{T_1^2 + T_2^2 - 8 \cdot l} =$$

3. Относительная погрешность определения величины a

$$\varepsilon = \frac{a_{\text{баланс}} - a}{a_{\text{баланс}}} \cdot 100\% =$$

4. Момент инерции шатуна I_0 относительно оси O подвеса в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ (принять $g=9,81 \text{ м/с}^2$)

$$I_0 = \left(\frac{T_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot m \cdot g \cdot a =$$

5. Момент инерции шатуна I_s относительно оси, проходящей через центр масс S

$$I_s = I_0 - m \cdot a^2 =$$

6. Момент инерции шатуна I_s , определяемый аналитическим методом по приближенной формуле

$$I_s = \frac{m \cdot l^2}{k} =$$

где $k = 6 \dots 10$ - эмпирический коэффициент.

Вывод:

ЛР ТММ 03.В ...

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Провер.				
Н. контр.				
Утв.				

Определение момента
инерции шатуна методом
физического маятника

Лит.	Лист	Листов
	1	1
кафедра ТМ и М группа		

7. СПИСОК КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. Какова цель определения момента инерции звена?
2. Чем отличаются между собой математический и физический маятники?
3. Каким образом можно определить положение центра тяжести шатуна?
4. Как приближенно определить величину центрального момента инерции звена?
5. Какое звено называется шатуном? В каких механизмах он применяется?
6. Какова единица измерения момента инерции.
7. Какие величины в данной работе нужно измерять и какие вычислять?

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Юдин В.А. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин / В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. - М.: Физматгиз, 1962. –172 с.
2. Горов Э.А. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин: учеб. пособие для студентов вузов / Э.А. Горов, Ф.А. Гайдай, С.В. Лушников. - М.: Машиностроение, 1990. –160 с.

Лабораторная работа № 4

«ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА»

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: экспериментальные исследования и анализ плоского центрального кулачкового механизма.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМАХ

Кулачковые механизмы относятся к одним из наиболее распространенных видов передаточных механизмов современных машин и служат для преобразования поступательного или вращательного движения кулачка в возвратно-поступательное или качательное движение ведомого звена, имеющего стабильный цикловой характер. Наиболее распространенными являются кулачки, совершающие полный оборот за один цикл.

Различают плоские и пространственные кулачковые механизмы. Плоские кулачковые механизмы подразделяются на механизмы с вращающимся, качающимся и с поступательно движущимся кулачком.

Кулачковым называется механизм, в состав которого входит кулачок. В большинстве случаев это трехзвенный механизм (рисунок 4.1, *а*), состоящий из кулачка 1, толкателя 2 и стойки 0. *Кулачком* называется звено высшей кинематической пары с профилем или поверхностью переменной кривизны. Кулачок является ведущим звеном кулачкового механизма.

Профиль кулачка представляет собой сечение в плоскости, перпендикулярной оси вращения кулачка. Он выполняется таким образом, чтобы обеспечить заданный закон движения ведомого звена: толкателя 2 (рисунок 4.1, *а, б*) или коромысла 2 (рисунок 4.1, *в*).

Толкателем называется звено, совершающее прямолинейное возвратно-поступательное движение; *коромыслом* – звено, совершающее неполный оборот вокруг неподвижной оси (качательное движение).

В ряде случаев для уменьшения трения в месте контакта толкателя с кулачком, увеличения долговечности кулачка, уменьшения расхода потребляемой мощности толкатель или коромысло снабжаются роликом. Ролик 3 (рисунок 4.1, *б, в*) является пассивным звеном в кулачковом механизме.

Постоянный контакт звеньев в высшей кинематической паре обеспечивается геометрическим или силовым замыканием. Для силового замыкания чаще всего используют пружины.

Важная характеристика кулачкового механизма – угол давления θ . *Углом давления* называется угол между вектором силы, действующей со стороны кулачка на толкатель, и вектором скорости точки приложения этой силы. При углах давления, больших допустимого значения ($\theta > \theta_{доп.}$), коэффициент

полезного действия механизма резко уменьшается и возможно заклинивание механизма. Но с уменьшением угла давления увеличиваются габариты кулачка. Для приближенных расчетов можно принимать для кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем $\theta_{don} = 30^\circ$, с качающимся коромыслом $\theta_{don} = 45^\circ$.

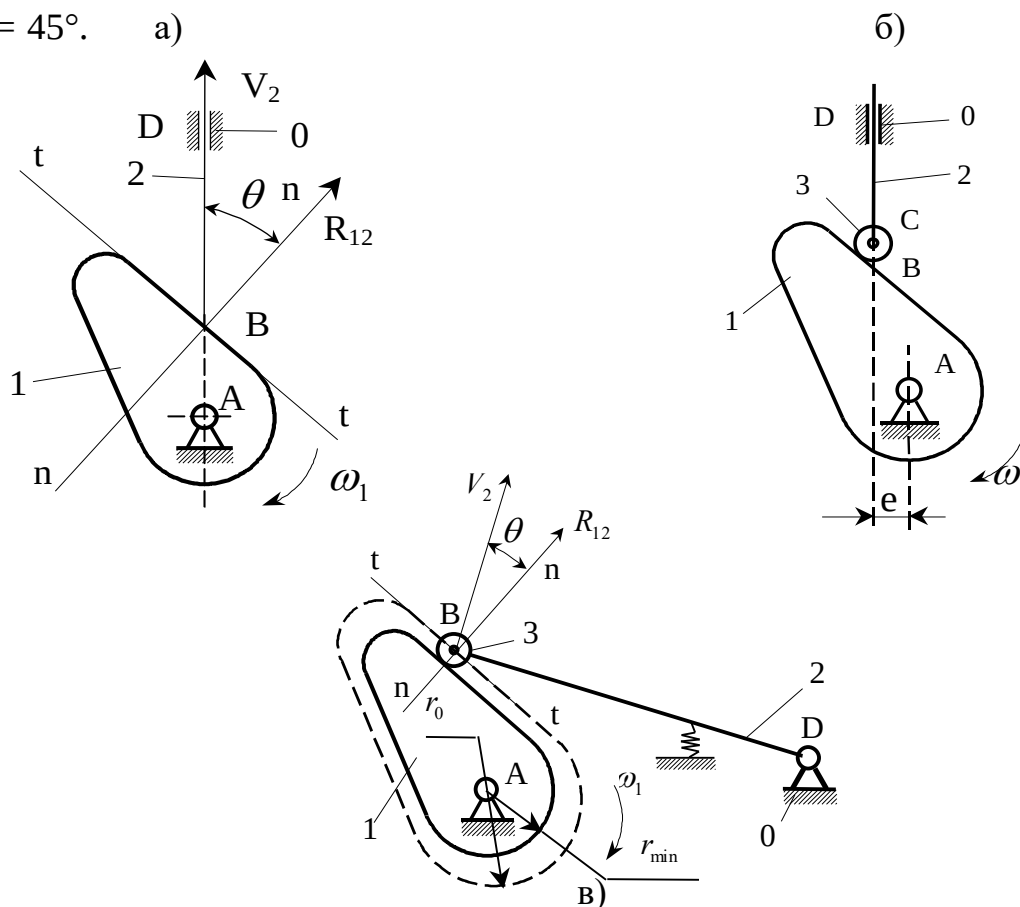


Рисунок 4.1 – Схемы кулачковых механизмов

По взаимному расположению кулачка и толкателя различают центральные (рисунок 4.1, а) и дезаксиальные (нецентральные) кулачковые механизмы (рисунок 4.1, б). Центральным кулачковым механизмом называется такой механизм, у которого линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка. Применение эксцентриситета (дезаксиала) e – смещения центра вращения кулачка, позволяет уменьшить углы давления при минимальных габаритах во время рабочего хода, который обычно осуществляется на фазе удаления, но при этом увеличиваются углы давления на холостом ходу, соответствующем фазе возвращения.

Высшая кинематическая пара 4-го класса в кулачковом механизме условно может быть заменена звеном, входящим в две кинематические пары пятого класса, одна из которых помещается в центр кривизны профиля кулачка, а другая в точку контакта кулачка с толкателем, или в центр вращения ролика толкателя. Полученный заменяющий механизм с низшими кинематическими парами будет

мгновенно кинематически эквивалентен исходному, так как длины его звеньев переменны (рисунок 4.2).

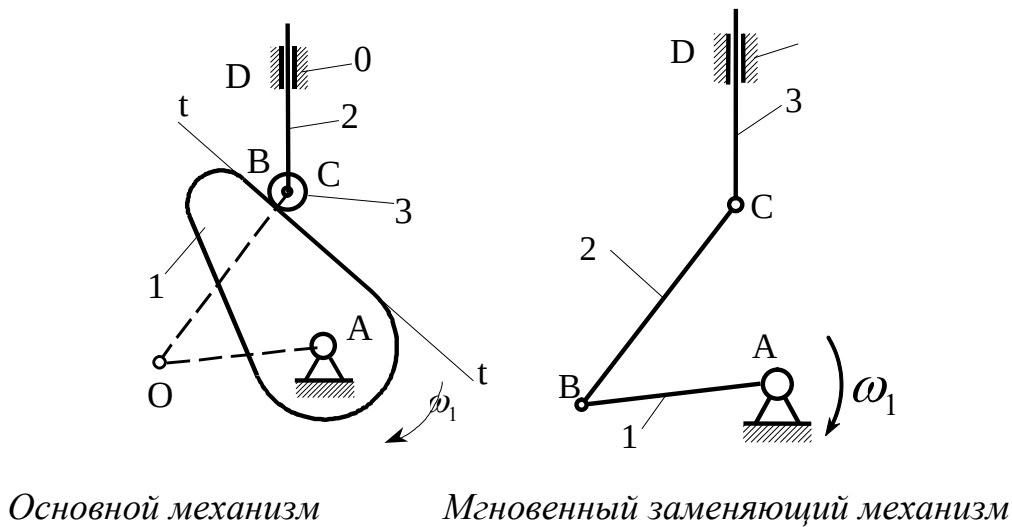


Рисунок 4.2 – Схемы основного и заменяющего механизмов

Степень подвижности плоского кулачкового механизма определяется по формуле П. Л. Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (4.1)$$

где n – число подвижных звеньев,
 p_5 – число кинематических пар 5 класса,
 p_4 – число кинематических пар 4 класса.

Для механизмов с роликовым толкателем степень подвижности (число степеней свободы относительно стойки), рассчитанная по формуле (4.1) больше единицы, т.к. одна из степеней свободы связана с локальной подвижностью ролика:

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

Исключив ролик, получим:

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

Основной задачей кинематического анализа движения звеньев кулачкового механизма является определение перемещений, скоростей и ускорений точек ведомого звена по заданной форме профиля кулачка и закону его движения.

Результатом экспериментального исследования кулачкового механизма при помощи экспериментальной установки-кимографа (рисунок 4.3) является закон движения толкателя (функция положения), представленный в графической форме (рисунок 4.4). После его численного или графического дифференцирования получают законы изменения аналогов скорости и ускорения толкателя.

Аналогом скорости толкателя (кинематической передаточной функцией механизма первого порядка) называется первая производная $ds/d\varphi$ функции положения толкателя $S=S(\varphi)$ по углу поворота кулачка φ .

Аналогом ускорения толкателя (кинематической передаточной функцией механизма второго порядка) называется вторая производная $d^2s/d\varphi^2$ функции положения толкателя $S=S(\varphi)$ по углу поворота кулачка φ .

Аналоги скорости и ускорения для поступательного движения толкателя имеют размерность линейной величины (метры).

По закону изменения скорости (аналога скорости) и ускорения (аналога ускорения) толкателя можно определить испытывают ли звенья кулачкового механизма удары во время работы. Кулачковый механизм работает плавно, без ударов, если функции скорости и ускорения толкателя в зависимости от времени не претерпевают разрыва, изменяются плавно, и при условии, что значения скорости и ускорения в начале и в конце движения равны нулю. Мягкими ударами сопровождается работа кулачкового механизма, если функция скорости не имеет разрыва, но разрыв претерпевает функция ускорения. Мгновенное изменение ускорения выходного звена на конечную величину вызывает резкое изменение динамических усилий в кинематических парах. Жесткий удар имеет место в кулачковом механизме с законами движения, имеющими скачкообразное изменение аналога скорости в некоторых точках, и ускорениями выходного звена, теоретически стремящихся к бесконечности, при некоторых значениях независимой обобщенной координаты.

2. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Экспериментальная установка (рисунок 4.3) представляет собой центральный кулачковый механизм с роликовым толкателем и называется кимографом. Установка имеет набор сменных кулачков различных профилей.

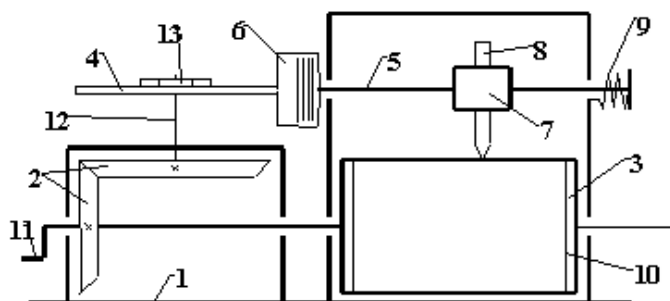


Рисунок 4.3 – Схема кимографа: 1 – основание, 2 – коническая зубчатая передача, 3 – барабан, 4 – кулачок, 5 – толкатель, 6 – ролик, 7 – кронштейн, 8 – карандаш, 9 – пружина силового замыкания, 10 – кольца для крепления ленты, 11 – рукоятка, 12 – валик, 13 – гайка

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

3.1. Составить структурную схему кулачкового механизма и схему заменяющего механизма. Определить степень подвижности основного и заменяющего механизмов по формуле (4.1).

3.2. После ознакомления с устройством кимографа и изучения движения его звеньев необходимо вычертить его принципиальную схему. Произвести измерения минимального радиус-вектора конструктивного профиля кулачка $r_{\min}$ и диаметра ролика толкателя $d_{\text{рол}}$. Подготовить прибор к работе. Для этого необходимо выполнить следующее:

3.2.1. Снять гайку 13, надеть на валик 12 кулачок, подлежащий исследованию.

3.2.2. На барабане 3 закрепить бумажную ленту пружинными кольцами 10.

3.2.3. В отверстие кронштейна 7 вставить карандаш таким образом, чтобы он касался бумажной ленты барабана.

3.2.4. Медленно вращая рукоятку 11, совершить один полный оборот кулачка и барабана. На ленте барабана карандаш опишет траекторию как функцию перемещения толкателя от угла поворота кулачка, т.е. $S_T = S_T(\varphi_k)$, представляющую собой заданный закон движения (функцию положения).

3.2.5. Снять ленту с барабана и обработать диаграмму движения толкателя. Определить фазы движения и фазовые углы. Закон движения толкателя изображается в прямоугольных координатах $sO\varphi$ (рисунок 4.4).

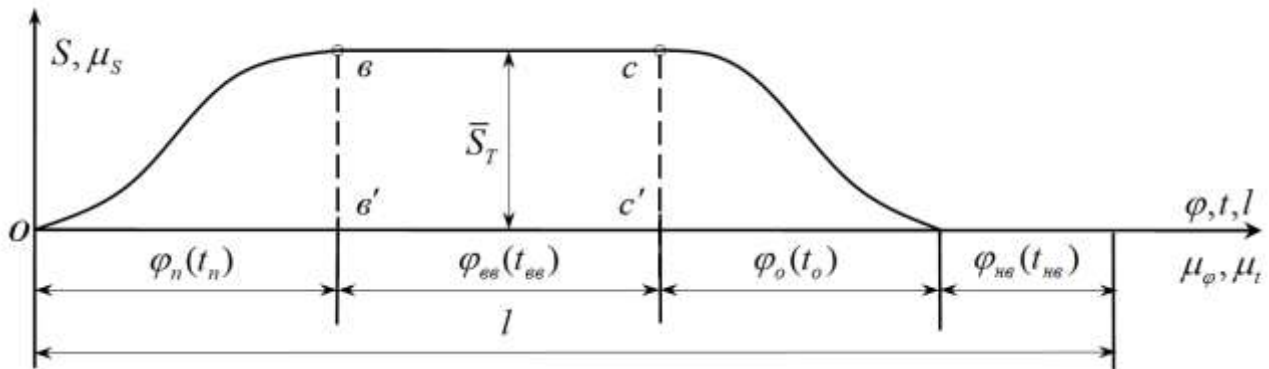


Рисунок 4.4 – Диаграмма движения толкателя

На диаграмме движения толкателя $S_T = S_T(\varphi_1)$ показано: ab – фаза подъема, bc – фаза верхнего выстоя, cd – фаза опускания, de – фаза нижнего выстоя. Названным фазам движения соответствуют: времена прохождения фаз - t_n , $t_{вв}$, $t_о$, $t_{нв}$, и фазовые углы движения:

φ_n - фазовый угол подъема, $\varphi_{вв}$ - фазовый угол верхнего выстоя, $\varphi_о$ - фазовый угол опускания, $\varphi_{нв}$ - фазовый угол нижнего выстоя.

Масштабный коэффициент графика перемещения толкателя

$$\mu_s = S_T/S_T = 0,001 \text{ м/мм.} \quad (4.5)$$

3.3. Вычертить график скорости толкателя ds/dt или аналога скорости $ds/d\varphi$, графически или численно продифференцировав график перемещения толкателя. Вычислить масштабные коэффициенты аналогов скоростей и скоростей толкателя:

$$\mu_{ds/d\varphi} = \mu_s/(H\mu_\varphi), \text{ м/мм} \quad \mu_v = \mu_s/(H\mu_t), \text{ м/мм} \quad (4.6)$$

где H – полюсное расстояние в мм, которое принимается произвольно ($H = 20 \dots 50$ мм) или определяется по формуле

$$H = 1/\mu'_\varphi \quad (4.7)$$

При использовании формулы (4.7) $\mu_{ds/d\varphi} = \mu_s$.

По y_i - ординате графика в i – ом положении можно определить:

$$(ds/d\varphi)_i = y_i \mu_{ds/d\varphi} - \text{аналог скорости толкателя,}$$

$$(ds/dt)_i = y_i \mu_v = y_i \mu_{ds/d\varphi} \omega_k - \text{скорость толкателя.}$$

3.4. Вычертить график аналога ускорения толкателя $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$,

продифференцировав предыдущий график. Вычислить масштабный коэффициент аналогов ускорений толкателя:

$$\mu_{d^2s/d\varphi^2} = \mu_{ds/d\varphi}/(H_2 \mu_\varphi), \text{ м/мм}$$

где H_2 – полюсное расстояние в мм, которое принимается произвольно ($H_2 = 20 \dots 50$ мм) или $H_1 = H_2$.

По y_i - ординате графика в i – ом положении можно определить:

$$\left(\frac{d^2s}{d\varphi^2}\right) = y_i \cdot \mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} - \text{аналог ускорения толкателя,}$$

$$\left(\frac{d^2s}{dt^2}\right) = y_i \cdot \mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} \cdot \omega_k^2 - \text{ускорение толкателя.}$$

3.5. Вычертить конструктивный и теоретический профили кулачка в масштабе М 1:1, используя радиусы r_{min} и r_o и диаграмму движения толкателя.

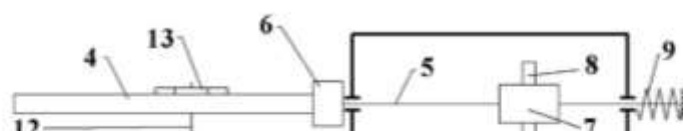
4. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЁТА О ВЫПОЛНЕНИИ

ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

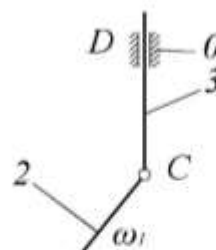
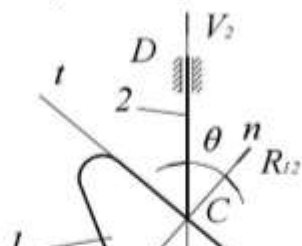
Цель работы: изучение практических приемов анализа плоского центрального кулачкового механизма.

Выполнение работы

1. Изображение механизма для исследования (кинографа)



4. Плоский центральный кулачковый механизм



5. СПИСОК КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. Дайте определение кулачковому механизму.
2. Какое звено в кулачковом механизме является ведущим?
3. Назовите фазовые углы кулачка.

4. Какова цель применения кулачковых механизмов в приборах и машинах-автоматах?
5. Дайте определение угла давления θ ?
6. Как влияет величина угла давления θ на износ звеньев кулачкового механизма, его КПД и габариты?
7. Какова цель смещения центра вращения кулачка относительно оси движения толкателя?
8. Что представляет собой явление заклинивания?
9. Какое звено в кулачковом механизме является пассивным?
10. В каких осях и каким образом строится циклограмма движения толкателя?
11. Дайте определение мягких и жестких ударов в кулачковых механизмах.

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов / Под ред. К.В.Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Левицкий Н.И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для вузов / Н.И. Левицкий. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1990. – 592 с.

Лабораторная работа № 5

«ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС»

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: изучить и освоить методы определения геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес с помощью штангенциркуля, штангензубомера и последующих расчетов.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗУБЧАТЫХ КОЛЕСАХ

Основными параметрами зубчатых колёс являются *окружной модуль m* , *число зубьев z* и *угол исходного контура α* режущего инструмента. Все остальные параметры зубчатых колёс могут быть выражены через указанные основные параметры. *Окружной шаг P* – это измеренное по дуге концентрической окружности расстояние между сходственными точками двух соседних зубьев. *Угловой шаг τ* – центральный угол, приходящийся на один зуб, т. е. $\tau = 360^\circ/z$, град; $\tau = 2\pi/z$, рад. Под *модулем зуба* понимают размер в “ π ” раз меньший шага, следовательно, величина модуля на разных концентрических окружностях данного колеса будет неодинаковой. Стандартное значение модуль имеет на делительной окружности.

Если перекачивать отрезок AB по основной окружности (по часовой или против часовой стрелки), то по свойству эвольвенты точка A придёт в точку A_0 , точка B в точку B_0 и точка C в точку C_0 . Из рисунка 5.1 видно, что отрезок BC представляет собой развёртку дуги B_0C_0 основной окружности (с которой начинается эвольвента), т.е.

$$\overline{CB} = \cup C_0 B_0 = P_b.$$

Таким образом, если измерить сначала размер L_n , соответствующий числу n зубьев, а затем измерить размер L_{n+1} , т.е. охватить штангенциркулем на один зуб больше, то шаг на основной окружности P_b определится разностью этих измерений.

$$P_b = L_{n+1} - L_n. \quad (5.1)$$

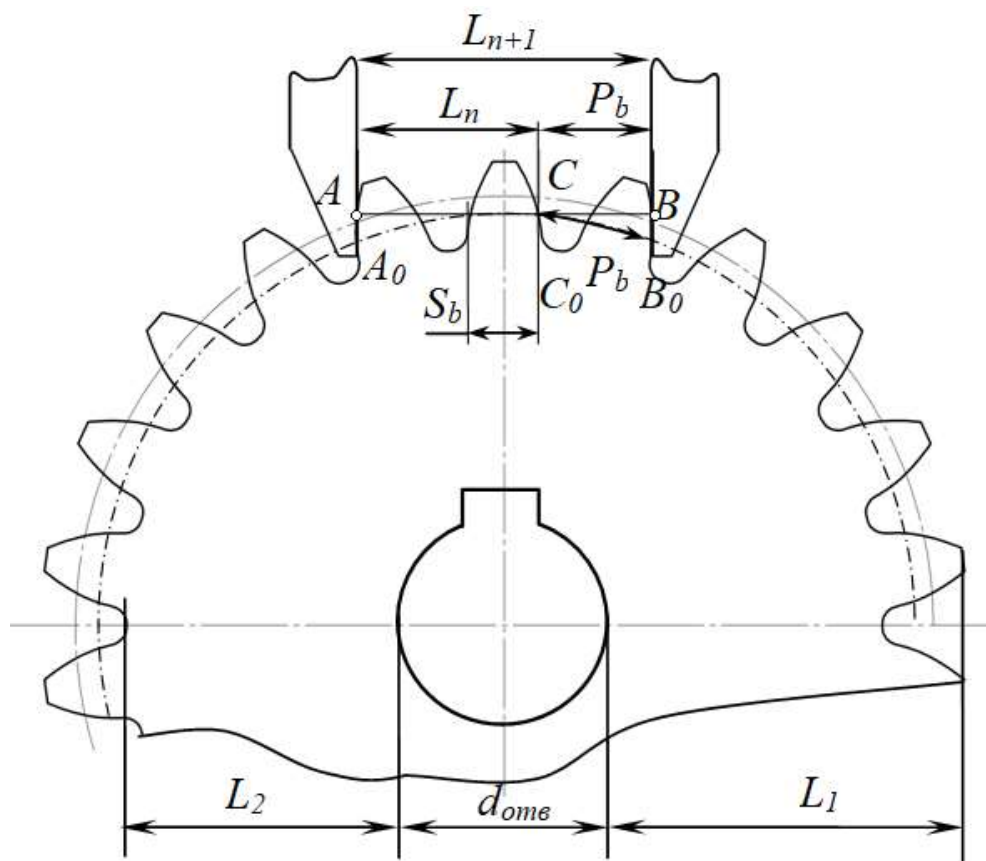


Рисунок 5.1 – Схема измерения: шага зацепления по основной окружности; диаметров окружностей выступов и впадин

Чтобы губки штангенциркуля касались в обоих случаях эвольвентных участков профилей, необходимо брать число n из таблицы 5.1.

Таблица 5. 1 - Значения числа n

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	72-80
n	2	3	4	5	6	7	8	9

Окружной модуль зацепления по делительной окружности определяется по формуле

$$m = \frac{P_b}{\pi \cdot \cos \alpha} = \frac{L_{n+1} - L_n}{\pi \cdot \cos \alpha}, \quad (5.2)$$

где α - угол профиля производящей рейки. Стандартное значение угла профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$.

Диаметры делительной d и основной окружностей d_b колеса вычисляются по формулам:

$$d = m \cdot z, \quad (5.3)$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha. \quad (5.4)$$

Зубчатое колесо может быть изготовлено (нарезано) без смещения и со смещением инструмента. *Под смещением понимают* изменение межосевого расстояния режущего инструмента и заготовки. В этом случае нужно определить коэффициент смещения x , выражающий смещение инструмента от нулевого положения в долях модуля

$$x = \frac{\frac{1}{P_b} \cdot S_b \cdot \pi - 0.5\pi - z \cdot \operatorname{inv} \alpha}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (5.5)$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{20^\circ}{180^\circ} \cdot \pi = 0.0149$,

S_b – окружная толщина зуба по основной окружности, причём (см. рисунок 5.1).

$$S_b = L_{n+1} - n \cdot P_b$$

Для дополнительного контроля сопоставляется теоретически рассчитанная и фактическая толщина зуба по хорде на делительной окружности.

Окружная толщина зуба по делительной окружности

$$S = 0.5 \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot m \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.6)$$

Если коэффициент смещения $x=0$ (колесо нарезано без смещения), то теоретическая окружная толщина зуба по делительной окружности

$$S = 0.5 \cdot \pi \cdot m, \quad (5.7)$$

толщина зуба по хорде на делительной окружности

$$\bar{S} = d \cdot \sin \beta, \quad (5.8)$$

где

$$\beta = \frac{360^\circ}{4 \cdot z} = \frac{90^\circ}{z}.$$

Фактическую толщину зуба $\bar{S}_{\text{факт.}}$ по хорде на делительной окружности измеряют штангензубомером (рисунок 5.2), зафиксировав до упора установочную пластину 1 на расстоянии H от вершины зуба до хорды делительной окружности

$$H = \frac{d_a - d \cdot \cos \beta}{2}. \quad (5.9)$$

Для определения расстояния H от вершины зуба до хорды делительной окружности можно также воспользоваться соотношением

$$H = K_H \cdot m, \quad (5.10)$$

тогда

$$\bar{S} = K_S \cdot m. \quad (5.11)$$

Коэффициенты K_H и K_S выбирают из таблицы А5.3 (Приложение А5).

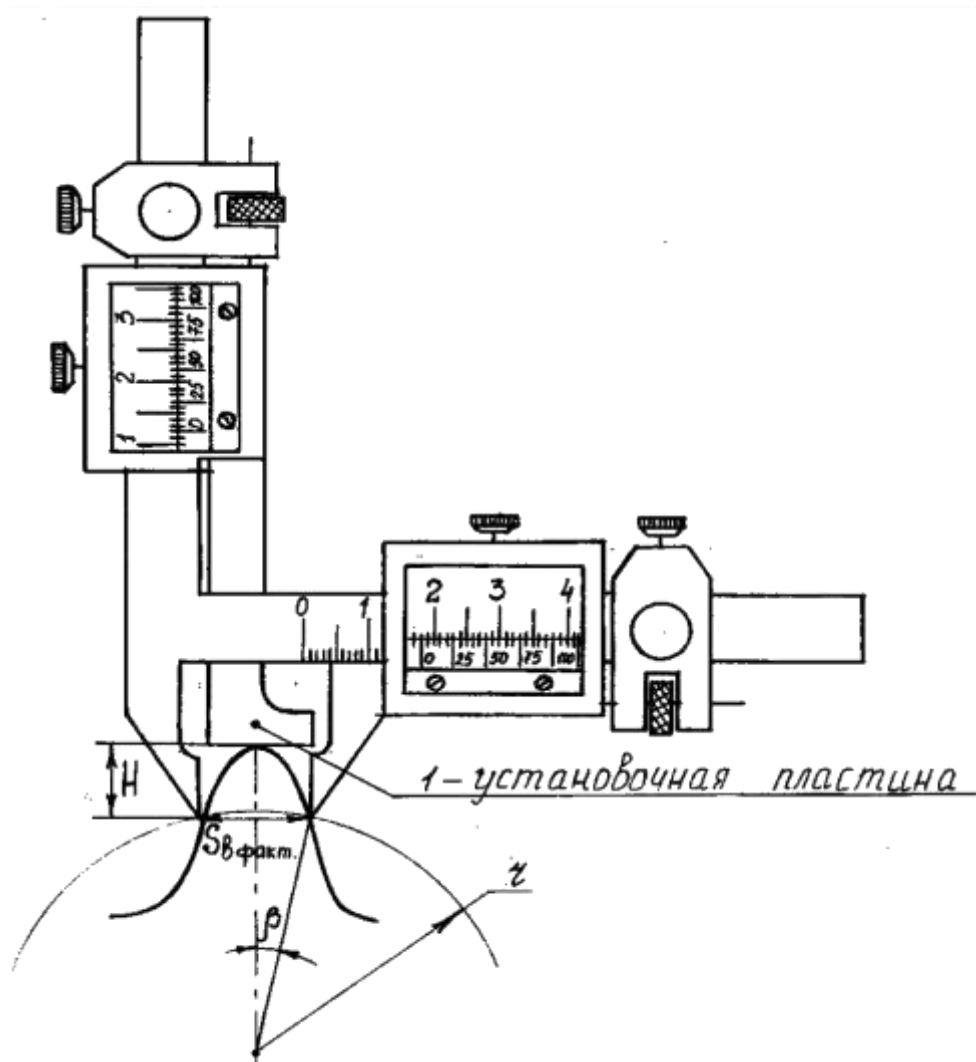


Рисунок 5.2 – Схема измерения фактической толщины зуба $\bar{S}_{\text{факт.}}$ по хорде делительной окружности с помощью штангензубомера

Разность величин $\bar{S}_{\text{факт.}}$ и $\bar{S}$ влияет на постоянство передаточного отношения, так как нарушается основной закон зацепления высшей пары, и может быть использована для:

- проверки правильности настройки зуборезного станка,
- определения класса точности зубчатого колеса,
- принятия решения о замене колеса при ремонте зубчатого механизма.

Проверочный расчёт модуля колеса, нарезанного без смещения (нулевого), выполняется по формуле:

$$m = \frac{d_{\alpha}}{z + 2} . \quad (5.12)$$

2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

2.1. Подсчитать число зубьев колеса z .

2.2. По таблице 5.1 найти число n зубьев, которые следует охватывать штангенциркулем.

2.3. Определить размеры L_{n+1} и L_n и вычислить по формуле (5.1) величину P_b шага по основной окружности. Округлить до ближайшего стандартного значения (таблица А5.1).

2.4. По формуле (5.2) определить модуль зацепления m в мм и округлить по стандарту до ближайшего значения (таблица А5.2).

2.5. По уточнённому значению модуля m найти шаг зацепления по делительной окружности

$$P = \pi \cdot m$$

и диаметр делительной d и основной d_b окружностей по формулам (5.3) и (5.4).

2.6. Определить диаметры окружностей выступов и впадин.

При определении диаметров окружностей выступов и впадин оба эти диаметра непосредственно измеряются штангенциркулем, если число зубьев колеса чётное. При нечётном числе зубьев измерения проводят по схеме, изображённой на рисунке 5.1.

Измерив диаметр отверстия $d_{отв.}$ и размеры L_1 и L_2 , находим:

$$d_a = d_{отв.} + 2L_1, \quad (5.13)$$

$$d_f = d_{отв.} + 2L_2. \quad (5.14)$$

2.7. Определить расстояние H от вершины зуба до хорды делительной окружности по формуле (5.9).

2.8. Рассчитать толщину зуба $\bar{S}$ по хорде делительной окружности по формуле (5.8) и измерить фактическую толщину зуба $\bar{S}_{факт.}$, согласно рисунку 5.2. Каждое измерение производить три раза (в разных местах колеса) и вычислить среднее значение измерений.

2.9. Найти коэффициент смещения x по формуле (5.5).

2.10. Для колеса, нарезанного без смещения, выполнить проверочный расчёт модуля m по формуле (5.12).

4. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЁТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель работы: изучить и освоить методы определения геометрических параметров эвольвентных зубчатых колёс с помощью штангенциркуля, штангензубомера и последующих расчётов.

Исходные данные:
Колесо прямозубое № _____;
Число зубьев $z =$ _____;
Число $v =$ _____.

Справочные величины:
 $\cos \alpha = \cos 20^\circ = 0.9397$;
 $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0.364$;
 $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^\circ = 0.0149$.

Выполнение работы

1. Определение окружных шагов зацепления и модуля

Таблица 1 - Результаты измерения L_n и L_{n+1}

Параметр	Результаты измерения				Размерность
	1	2	3	Среднее значение	
L_n					мм
L_{n+1}					мм

Таблица 2 - Результаты вычислений

№ параметров	Название	Обозначение	Формула	Подстановка, результат	Размерность
1	Окружной шаг по основной окружности	$P_b^{\text{ном}}$	$L_{n+1} - L_n$		мм
2	Модуль	m	$\frac{P_b^{\text{ном}}}{\pi \cos \alpha}$		мм
3	Модуль по ГОСТ 9563-60	m	-		мм
4	Окружной шаг по делительной окружности	P	πm		мм
5	Окружной шаг по основной окружности (уточнённый)	P_b	$P \cos \alpha$		мм
6	Окружная толщина зуба по основной окружности	s_b	$L_{n+1} - n P_b$		мм

2. Определение диаметров окружностей колеса

Таблица 3 - Определение диаметров окружностей вершин d_a и впадин d_f колеса в мм

При нечетном числе зубьев					При четном числе зубьев		
№ парам.	$d_{\text{оме}}$	L_1	L_2	Вычисление (при средних значениях)	№ парам.	d_a	d_f
1				$d_a = d_{\text{оме}} + 2 \cdot L_1 =$ $d_f = d_{\text{оме}} + 2 \cdot L_2 =$	1		
2					2		
3					3		
Среднее значение					Среднее значение		

					ЛР ТММ 05.В ...		
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата			
Разраб.					Лит.	Лист	Листов
Провер.						1	2
И. контр.					кафедра ТМ и М группа		
Утв.							

Определение параметров
зубчатых колёс

2.1. Диаметр делительной окружности в мм

$$d = m z =$$

2.2. Диаметр основной окружности в мм

$$d_b = d \cos \alpha =$$

3. Определение толщины зуба s_x по хорде делительной окружности

(пункты 3.2б, 4.1, 4.2, 4.3 выполняются по указанию преподавателя)

3.1. Определение s_x по формуле в мм

$$s_x = d \sin \beta =$$

где β - угол, равный четверти углового шага в градусах

$$\beta = \frac{360^\circ}{4z} = \frac{90^\circ}{z} =$$

3.2. Определение s_x с помощью штангензубомера

Высота головки зуба в мм

а) расчетная

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

б) табличная

$$h^{табл} = K_H m =$$

Таблица 4 - Результаты измерений

№ измерений	s_x	Размерность
1		мм
2		мм
3		мм
Среднее значение		мм

4. Определение окружной толщины зуба s на делительной окружности

4.1. Определение наличия смещения при нарезании колеса

$$x = \frac{(1/p_b) s_b \pi - 0,5 \pi - z \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha} =$$

4.2. Окружная толщина зуба s на делительной окружности, мм

$$s = 0,5 \pi m + 2 m x \operatorname{tg} \alpha =$$

4.3. Табличное значение окружной толщины зуба $s^{табл}$ на делительной окружности (без смещения), мм

$$s^{табл} = K_s m =$$

Вывод:

					ЛР ТММ 05.В ...	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		2

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение линейного и углового шагов зубчатого колеса.
2. Что представляет собой модуль зуба?
3. Как в данной лабораторной работе измеряется диаметр выступов колеса при чётном и нечётном числе зубьев?
4. Дайте определения делительной, основной и начальной окружностей?
5. Может ли эвольвентная часть зуба располагаться внутри основной окружности или внутри делительной окружности?
6. Что называют коэффициентом смещения?
7. Каковы цели изготовления зубчатых колёс со смещением?
8. Что понимается под смещением инструмента при нарезании зубчатого колеса?
9. Различаются ли такие понятия как смещение и коэффициент смещения?
10. Какую величину нужно определить, чтобы выяснить изготовлено ли данное колесо без смещения или со смещением инструмента?
11. Приведите формулы для определения диаметров окружностей выступов и впадин колеса?
12. Какие параметры в данной лабораторной работе измеряются штангенциркулем и штангензубомером, а какие вычисляются?
13. С какой целью определяют фактическую толщину зуба?

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и механика машин: учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – 4-е изд., испр. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 664 с.
3. Расчёт и конструирование точных механизмов. Лабораторные работы. – 2-е издание / Под общ. ред. В.Т. Середы. – Киев – Донецк: Вища шк., 1978. – 248 с.
4. Зубчатые передачи: Справочник/ Е. Г. Гинсбург, Н. Ф. Голованов и др. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А – Справочные данные

Таблица А.1 – Значения шагов P_b по основной окружности

P_b , мм	5,904	6,642	7,380	8,118	8,856	10,332	11,808	13,284	14,760
---------------	-------	-------	-------	-------	-------	--------	--------	--------	--------

Таблица А.2 – Выписка из ГОСТ 9563-60. Колёса зубчатые. Модули m

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Примечание – значения первого ряда следует предпочитать значениям второго ряда.

Таблица А.3 – Значения коэффициентов K_H и K_S

z	Коэффициенты		z	Коэффициенты		z	Коэффициенты	
	K_H	K_S		K_H	K_S		K_H	K_S
10	1,0615	1,5643	21	1,0293	1,5693	34	1,0183	1,5702
11	1,0559	1,5654	22	1,0280	1,5694	35	1,0176	1,5702
12	1,0153	1,5663	23	1,0268	1,5695	38	1,0162	1,5703
13	1,0473	1,5669	24	1,0256	1,5696	40	1,0154	1,5703
14	1,0440	1,5675	25	1,0242	1,5697	42	1,0146	1,5704
15	1,0410	1,5679	26	1,0237	1,5698	45	1,0137	1,5704
16	1,0385	1,5682	27	1,0228	1,5699	48	1,0128	1,5705
17	1,0362	1,5685	28	1,0220	1,5699	50	1,0123	1,5705
18	1,0342	1,5688	29	1,0212	1,5700	55	1,0112	1,5705
19	1,0324	1,5690	30	1,0206	1,5700	80	1,0077	1,5706
20	1,0308	1,5691	32	1,0192	1,5701	135	1,0045	1,5707

“ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ”

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Ознакомиться с нарезанием зубчатых колес методом огибания (обкатки), изучить условия возникновения и способы устранения подреза и заострения зуба, определить геометрические параметры колеса, нарезанного без смещения, при положительном и отрицательном смещениях.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1.1 Метод огибания при изготовлении эвольвентных зубчатых колес

В практике машиностроения широко распространено нарезание зубьев зубчатых колес методом огибания (обкатки), обладающим рядом преимуществ по сравнению с методом копирования. При использовании метода огибания режущему инструменту и заготовке сообщают такие движения, которые имеют звенья зубчатого механизма в процессе зацепления. В качестве режущего инструмента при этом методе используют: *долбяк* (рисунок 6.1), входящий в станочное зацепление с заготовкой; *производящую рейку (гребенку)* (рисунок 6.2) с прямолинейным профилем зубьев или *червячную фрезу* (рисунок 6.3). В последнем случае нарезание происходит непрерывно, фреза осуществляет два движения – вращательное и поступательное вдоль образующей нарезаемого колеса.

В процессе нарезания режущие кромки зуба инструмента занимают все возможные огибающие положения по отношению к получающейся боковой поверхности зуба нарезаемого колеса.

При нарезании рейкой или долбяком для снятия стружки из впадин нарезаемого колеса инструмент совершает дополнительно возвратно – поступательное движение параллельно оси заготовки.

Метод огибания позволяет изготовить с высокой точностью одним и тем же инструментом множество колес с любым числом зубьев и различной формой профиля зуба. При этом форма и размеры зубьев обрабатываемого колеса определяется размерами инструмента и его положением относительно заготовки.

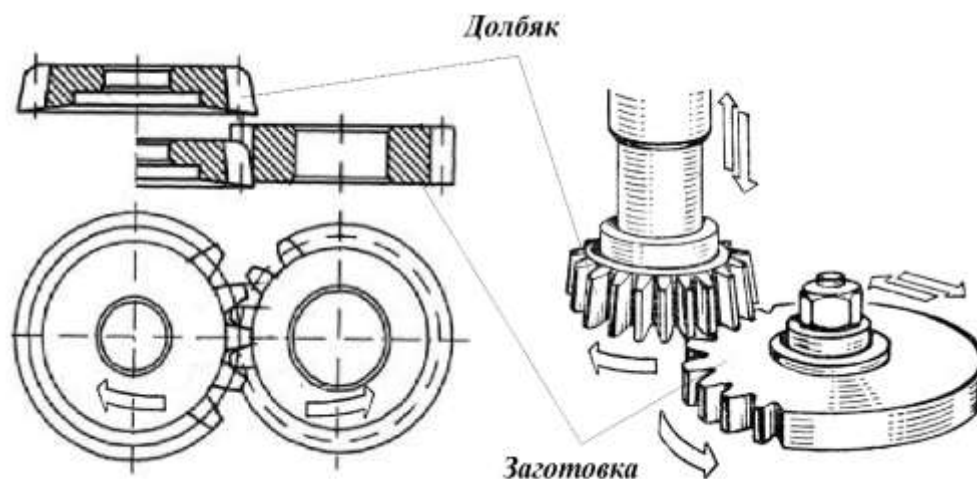


Рисунок 6.1 – Процесс нарезания зубьев долбяком

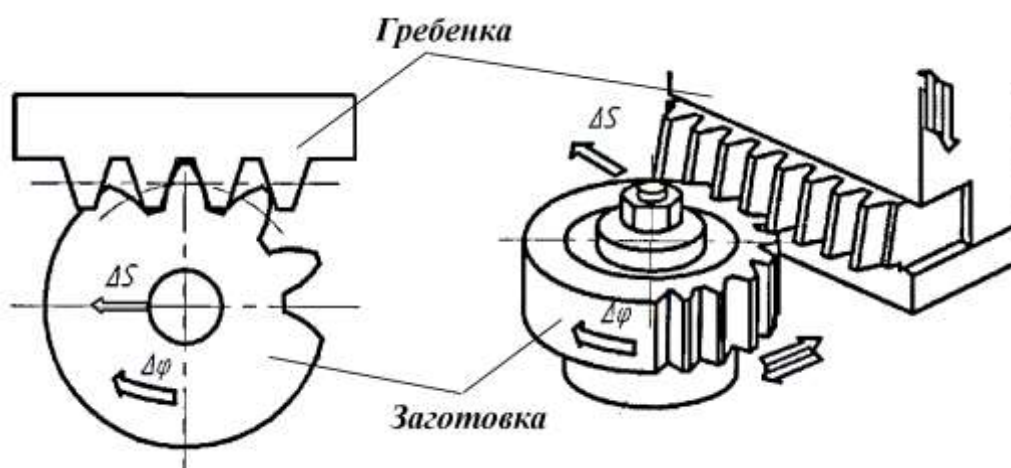


Рисунок 6.2 – Процесс нарезания зубьев производящей рейкой (гребенкой)

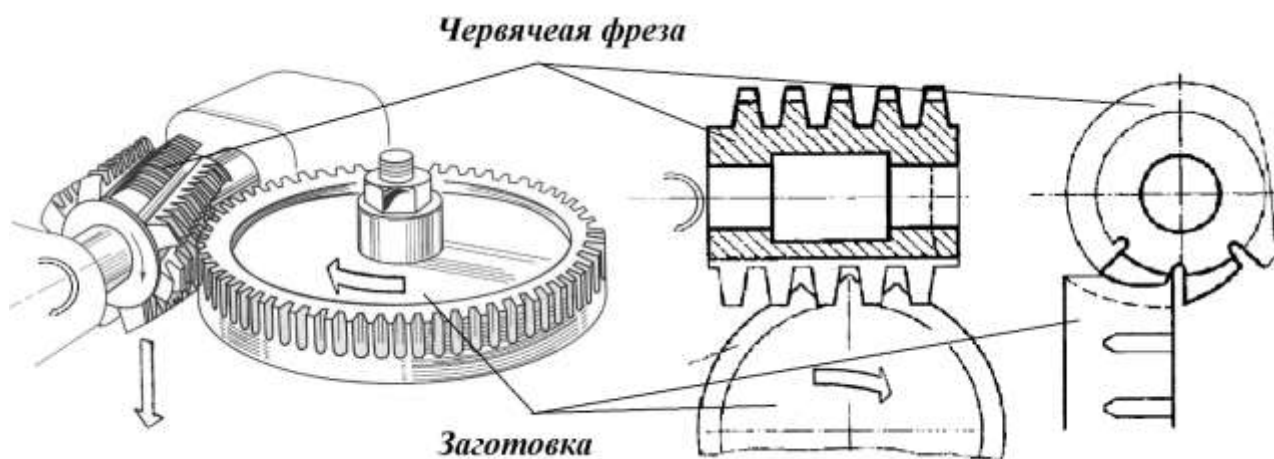


Рисунок 6.3 – Процесс нарезания зубьев червячной фрезой

1.2 Исходный контур эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи

С целью обеспечения единообразия изготовления и взаимозаменяемости звеньев зубчатых передач параметры зацепления стандартизированы. Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес используют стандартный исходный контур по ГОСТ 13755-2015 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходные контуры» (рисунок 6.4). Стандартный исходный контур зуба рейки, установленный этим стандартом, для системы эвольвентных зубчатых колес является геометрической базой, определяющей размеры их зубьев. Стандартный исходный контур не определяет параметры режущего инструмента, но, как отмечается в ГОСТ 13755-2015, его геометрия может быть определена по стандартному исходному контуру зуба рейки с учетом припуска под финишную обработку, полноты активного профиля и т.д.

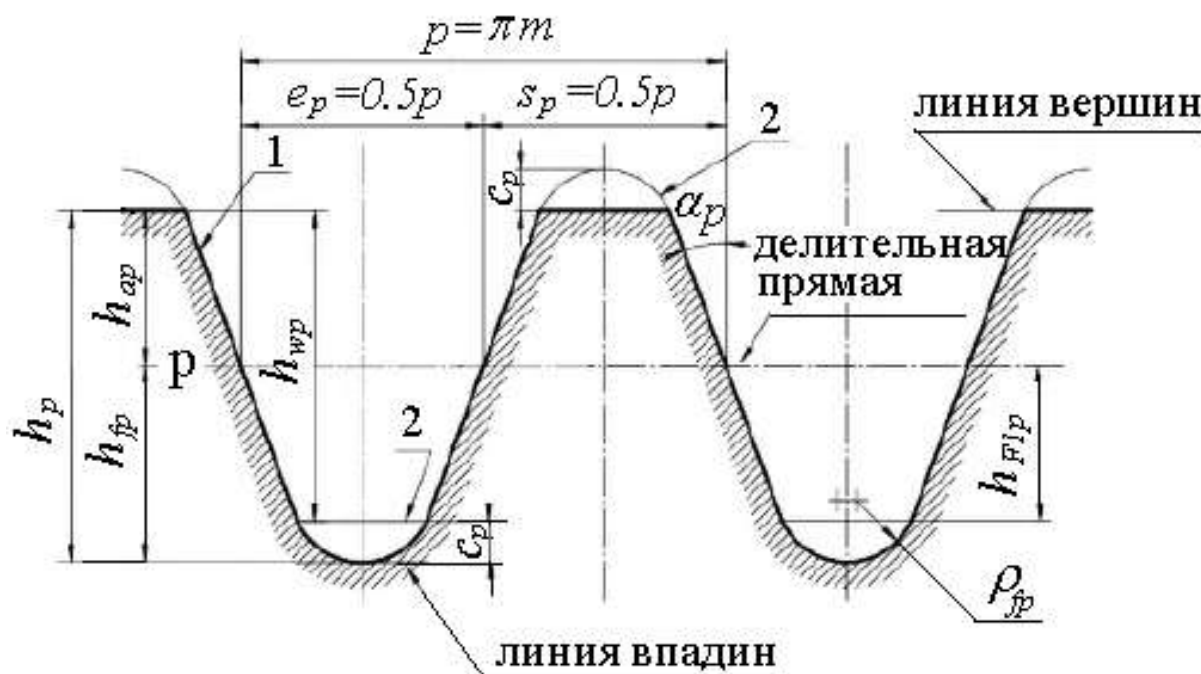


Рисунок 6.4 – Стандартный исходный контур (1)
и стандартный совпадающий исходный контур зуба рейки (2)

Основные параметры стандартного исходного контура приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Основные параметры стандартного исходного контура

Обозначение параметра	Стандартное значение параметра
α_p	20°
h_{ap}	$1m$
c_p	$0.25m$
h_{fp}	$1.25m$
ρ_{fp}	$0.38m$

Параметры исходного контура c_p , h_{ap} , h_{fp} и h_{wp} также могут быть указаны в долях модуля. В этом случае они идентифицируются звездочкой: $c_p = c_p^* m$; $h_{ap} = h_{ap}^* m$; $h_{fp} = h_{fp}^* m$; $h_{wp} = h_{wp}^* m$. В данной лабораторной работе приняты следующие обозначения:

$$c_p^* \equiv c^* = 0.25; \quad h_{ap}^* \equiv h_a^* = 1.0;$$

$$h_{fp}^* \equiv h_a^* + c^* = 1.25; \quad h_{wp}^* \equiv 2h_a^* = 2.0.$$

В зависимости от основных эксплуатационных характеристик альтернативно стандартному исходному контуру зуба могут быть использованы следующие типы исходных контуров:

- *стандартный исходный контур зуба типа А* рекомендуется использовать для зубчатых передач, передающих высокие крутящие моменты;

- *исходные контуры типа В и С* рекомендуется использовать для нормальной эксплуатации;

- *исходный контур типа D* обеспечивает наибольший радиус переходной кривой. Увеличенная высота ножки $h_{fp} = 1.4m$ и увеличенный радиус переходной кривой $\rho_{fp} = 0.39m$ обеспечивают формирование максимального радиуса переходной кривой без интерференции.

Если фактическая форма переходной кривой с поднутрением не создает концентрации напряжений, то этот тип контура рекомендуется для высокоточных зубчатых колес, передающих высокие крутящие моменты и, следовательно, с боковыми поверхностями зуба, обработанными шлифованием или шевингованием.

Основные параметры различных типов исходных контуров приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Параметры исходных контуров

Обозначение параметра	A	B	C	D
α_p	20°	20°	20°	20°
h_{ap}	1m	1m	1m	1m
c_p	0.25m	0.25m	0.25m	0.4m
h_{fp}	1.25m	1.25m	1.25m	1.4m
ρ_{fp}	0.38m	0.3m	0.25m	0.39m

Таблица 6.3 – Обозначения и единицы измерения параметров
модифицированных исходных контуров

Обозначение параметра по стандарту			Наименование параметра	Единица измерения параметра
[1]	[2]	[3]		
c_p	c		Радиальный зазор между исходным контуром и совпадающим исходным контуром	мм
e_p	$0,5 \cdot P$		Окружная ширина впадины исходного контура	мм
g_p	—		Приграничная зона главного профиля — зазор, обеспечивающий отсутствие интерференции вершины совпадающего исходного контура с переходной кривой основного исходного контура, измеряемый по направлению оси А-А от точки касания закругленной вершины совпадающего исходного контура с главным профилем зуба и точкой пересечения переходной кривой с главным профилем зуба	мм
h_{ap}	h_a		Высота головки зуба исходного контура	мм
h_{fp}	h_f	$h_f + c$	Высота ножки зуба исходного контура	мм
h_{fnp}	—	h_f	Прямолинейный участок по высоте ножки исходного контура	мм
h_p	$h_f + h_a$	$h_f + h_a + c$	Высота зуба исходного контура	мм
h_{np}	h_f	$h_f + h_a$	Общая высота исходного контура и совпадающего исходного контура	мм
m			Модуль	мм
p	P		Шаг	мм
s_{ap}	—		Толщина вершины зуба исходного контура	мм
s_{fp}	—		Прямолинейный участок в основании ножки исходного контура	мм
s_p	$0,5 \cdot P$		Толщина зуба исходного контура	мм
U_{fp}	—		Величина поднутрения	мм
a_{fp}	—		Угол поднутрения	градус
a_p	a (для двух сторон профиля)		Угол профиля основной стороны	градус
a_{pi}	—		Угол профиля смежной стороны	градус
ρ_{fp}	ρ_f	r_f	Радиус кривизны переходной кривой исходного контура	мм
ρ_k	—		Радиус кривизны линии притупления кромки вершины зуба исходного контура	мм

В зависимости от основных эксплуатационных характеристик альтернативно стандартному исходному контуру зуба и исходным контурам с углом главного профиля $\alpha_p=20^\circ$ (таблица 6.2) могут быть использованы следующие типы модифицированных исходных контуров (таблица 6.4):

- исходный контур зуба 1 с выбранным поднутрением U_{fp} обеспечивает устойчивую реализуемость поднутрения зубьев при минимальной высоте h_{fp} ножки зубьев, рекомендуется использовать для зубчатых колес, обработанных шлифованием, с высоким крутящим моментом и повышенными требованиями к виброактивности;

- исходный контур зуба 2 обеспечивает наиболее высокую изгибную прочность зубьев 6-7 степени точности, рекомендуется использовать для зубчатых колес с высоким крутящим моментом без повышенных требований к виброактивности;

- исходный контур зуба 3 обеспечивает высокий коэффициент перекрытия, рекомендуется использовать для высокоточных зубчатых передач с высокими требованиями к уровню шума и вибрациям;

- исходный контур зуба 4 обеспечивает наибольшую толщину слоя смазки, рекомендуется использовать для колес планетарных передач.

Основные параметры указанных типов модифицированных исходных контуров приведены в таблице 6.4.

Таблица 6.4 – Основные параметры различных типов модифицированных исходных контуров

Обозначение параметра	Типы модифицированных исходных контуров			
	1	2	3	4
α_p	25°	28°	22°	33°
α_{pN}	25°	28°	22°	20°
h_{ap}^*	1	0.9	-	-
c_p^*	0.20328	0.18438	0.25	0.3
g_p^*	0.02	0.02	0.02	0.02
h_{fp}^*	1.20328	1.08438	-	-
ρ_{fp}^*	0.35208	0.34754	0.37	0.3
ρ_{fpN}^*	0.35208	0.34754	0.37	0.3
s_a^*	-	-	0.35	0.35
ρ_k^*	0.25	0.25	0.2	0.25
U_{fp}^*	0.02	0.02	0	0.02

1.3 Нарезание зубчатых колес со смещением

В зависимости от того, как располагается делительная прямая инструмента по отношению к делительной окружности нарезаемого колеса, получаем зубчатые колеса, нарезанные без смещения (нулевые), с положительным или отрицательным смещением инструмента (рисунок 6.6).

Смещением $b = x \cdot m$ называется кратчайшее расстояние от делительной прямой инструмента (начальной станочной прямой) до делительной окружности колеса, где x – коэффициент смещения.

В зависимости от величины смещения и его знака существенно изменяется форма нарезаемых зубьев (рисунок 6.7), такие важные характеристики как коэффициент перекрытия зубьев, скорость скольжения, удельное скольжение и др.

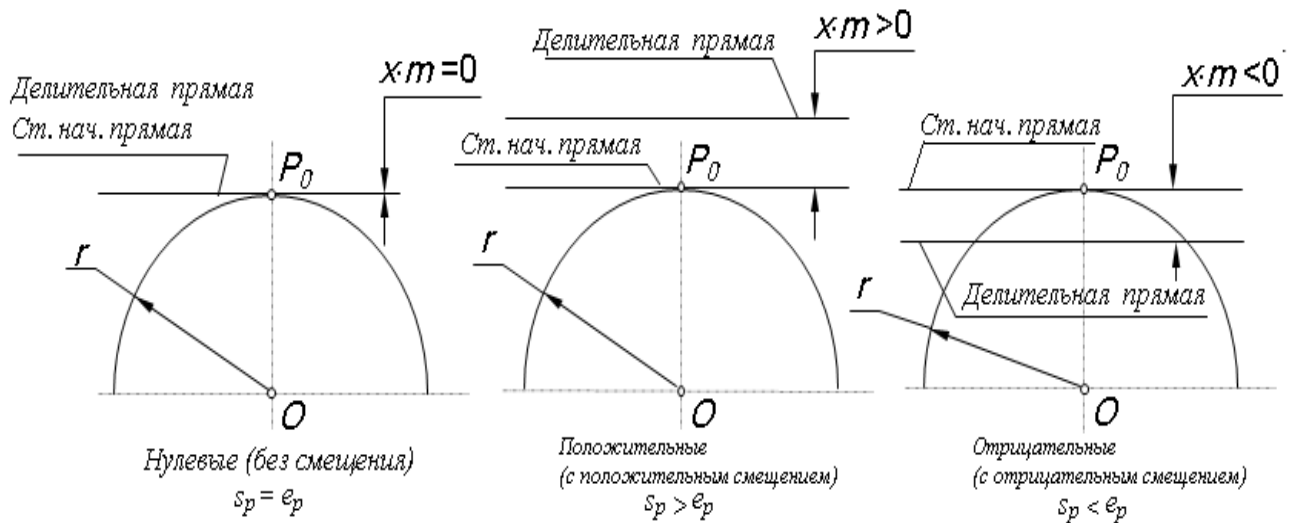


Рисунок 6.6 – Схемы нарезания зубчатых колес с нулевым, положительным и отрицательным смещением

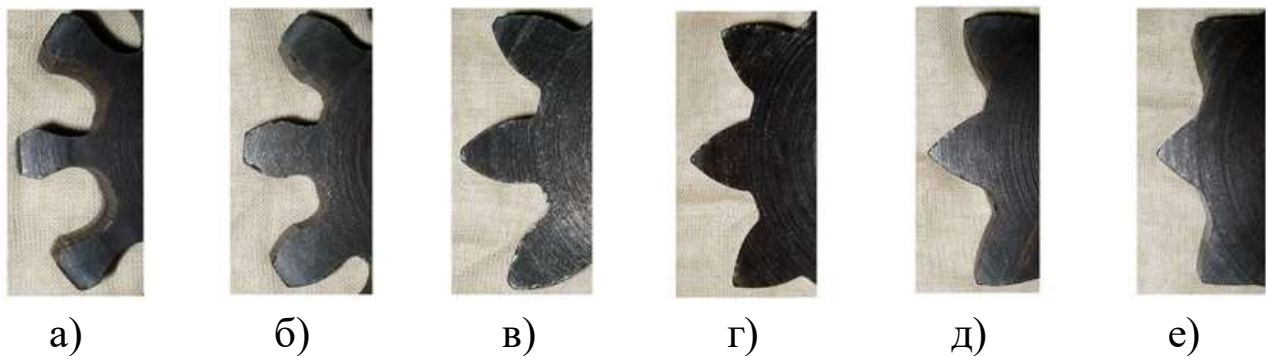


Рисунок 6.7 – Зависимость формы зубьев от величины и знака смещения инструмента: а) $x=-0.5$; б) $x=0$; в) $x=0.5$; г) $x=1.0$; д) $x=1.5$; е) $x=2.0$

1.4 Подрезание и заострение зубьев эвольвентного зубчатого колеса

При производстве зубчатых колес методом огибания в некоторых случаях головки режущего инструмента врезаются в ножки зубьев нарезаемого колеса. В результате этого ножки зубьев нарезаемого колеса оказываются как бы подрезанными, откуда и само явление получило название *подрезания* (рисунок 6.7, а). При этом инструмент срезает часть главного профиля зуба, уменьшая его толщину у основания и, тем самым, снижая его изгибную прочность.

Степень подрезания зуба зависит от величины смещения, параметров исходного производящего контура инструмента и числа зубьев нарезаемого колеса. При нулевом смещении минимальное число зубьев колеса, получаемое без подрезания, равно:

$$z_{\min} = 2h_a^* / \sin \alpha.$$

Обработать без подрезания колесо с числом зубьев $z < z_{\min}$ можно, если задать положительное смещение больше или равное минимальному, т.е. $m x \geq m x_{\min}$, где

$$x_{\min} = h_a^* (z_{\min} - z) / z_{\min}.$$

Таким образом, подрезания зубьев не будет при $x = 0$, $z = z_{\min}$, а также при $x \geq x_{\min}$.

Максимальное значение коэффициента смещения $x_{\max}$ ограничивается заострением зубьев колеса (рисунок 6.7, г, д). Заострение возникает в тех случаях, когда окружность вершин зубьев проходит выше или совпадает с окружностью, проведенной через точки пересечения разноименных (т.е. правого и левого) профилей зубьев. При этом теоретическая толщина зуба по окружности вершин

$$S_a \leq 0.$$

Для высоконагруженных зубчатых передач, особенно тех, колеса которых подвергаются термообработке с азотированием или цементацией, заострение недопустимо. В таких случаях при выборе смещения необходимо выполнять условие, обеспечивающее отсутствие заострения $S_a \geq [S_a]$, где $[S_a]$ – допустимое значение толщины зуба по окружности вершин. Для нормализованных зубчатых колес рекомендуется $[S_a] = (0,2 \dots 0,25)m$.

2. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОГО ПРИБОРА ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАРЕЗАНИЯ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ДОЛБЯКА

На рисунке 6.8 показан общий вид лабораторного прибора ТММ–47М для моделирования нарезания зубьев методом огибания с помощью долбяка.

Прибор состоит из вращающегося столика 1 с верхним диском 6, служащим для имитации заготовки зубчатого колеса, а также вращающегося устройства 3 для имитации движения режущего инструмента – долбяка. Столик и долбяк смонтированы на литом основании 4. При нажатии клавиши 5 столик с диском и долбяк, связанные гибкой связью 2, поворачиваются на один шаг и на бумаге карандашом от руки обводится контур зубьев долбяка.

Вращая винт 10 можно смещать исходный контур долбяка и вычерчивать профили зубьев со смещением, ранее называемые корригированные. Величина смещения задается с помощью шкалы 8, нанесенной на приборе. Если крайние риски на шкале и направляющих 9, по которым движется долбяк, совпадают, то на бумажной заготовке будут вычерчены нулевые зубья колеса (без смещения). Перемещая долбяк от центра заготовки, получают положительные зубья колеса (с положительным смещением), а к центру – отрицательные (с отрицательным смещением). И в том и в другом случаях формы и профили зубьев колес существенно изменяются. В этом можно убедиться, сравнив их основные размеры.

На зубьях долбяка нанесены риски, совпадающие с его делительной окружностью, а в средней части долбяка указаны основные параметры: модуль m , угол профиля исходного контура α и диаметр делительной окружности колеса.

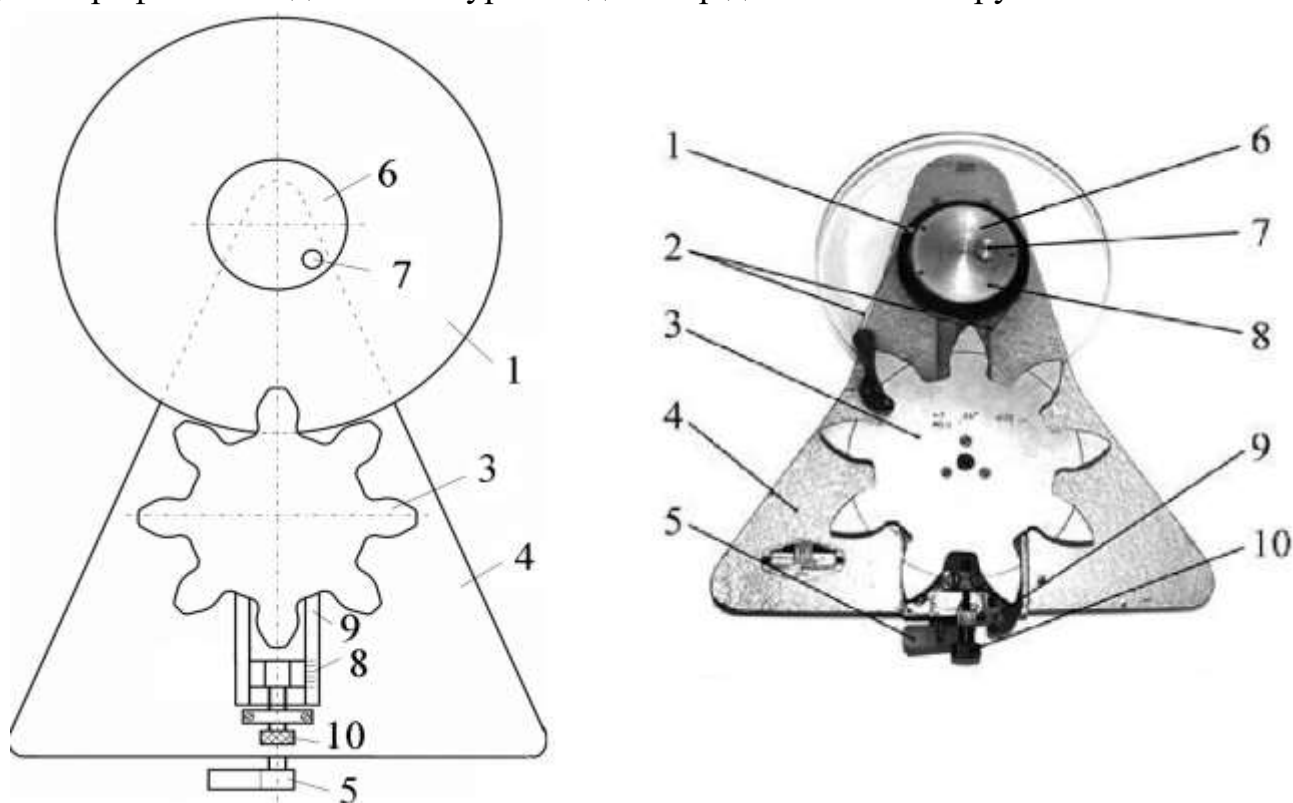


Рисунок 6.8 – Экспериментальная установка ТММ-47М для моделирования нарезания зубьев методом огибания

3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Установить долбяк по отношению к диску так, чтобы крайние риски на подвижной шкале и направляющих, по которым движется долбяк, совпали.
2. Укрепить на диске бумажную заготовку.
3. Повернуть путем нажатия клавиши 5 долбяк и заготовку вокруг своих осей, обвести на бумажной заготовке контуры зубьев долбяка. Эту операцию повторять до построения профиля двух-трех зубьев.
4. Вычислить коэффициент положительного смещения x по формуле $x = (17 - z)/17$ и определить величину смещения $b = xm$.
5. Переместить долбяк на величину положительного смещения $b = xm$ (от центра нарезаемого колеса) и обвести на бумажной заготовке два-три зуба колеса со смещением¹⁰.
6. Переместить долбяк на величину отрицательного смещения $b = -xm$ (к центру нарезаемого колеса) и обвести на бумажной заготовке два-три зуба колеса со смещением¹¹.
7. По формулам, приведенным в таблице протокола лабораторной работы, определить геометрические размеры нарезанных зубьев нулевых, положительных и отрицательных колес и нанести их на предварительно снятую с диска бумажную заготовку.
8. Вычертить окружности: делительные, основные, вершин и впадин. Измерить толщину зубьев по указанным окружностям и сравнить с результатами вычислений.
9. Оформить протокол лабораторной работы и приклеить к нему бумажную заготовку.

¹⁰ Необходимо помнить, что если число зубьев нарезаемого колеса меньше 17, то с помощью смещения инструмента на величину b , вычисленную согласно п. 4, можно добиться отсутствия подрезания зубьев у основания.

¹¹ Необходимо помнить, что при нарезании без смещения инструмента зубчатых колес с числом зубьев меньше 17, будет иметь место их подрезание у основания. Если же при этом использовать отрицательное смещение, то подрезание будет еще более заметным. Поэтому в данной лабораторной работе отрицательное смещение инструмента задается исключительно с целью иллюстрации эффекта подрезания зубьев.

4. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЁТА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель: изучить метод изготовления эвольвентных зубчатых колес по способу огибания и влияние смещения режущего инструмента на геометрию зубьев колес с эвольвентным профилем.

Заданные величины: угол профиля $\alpha=20^\circ$; $h_a^*=1$; $c^*=0,25$;

Справочные величины:

модуль долбяка $m=m_{\text{долбяка}} \cdot M =$ мм;

$\cos \alpha = \cos 20^\circ = 0,9397$;

диаметры делительных окружностей $d=d_1=d_2=d_3=$ мм.

$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$;

$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^\circ = 0,0149$.

1. Таблица 1 – Результаты расчётов при коэффициенте смещения $x = 0$

Определяемые величины	Расчетные формулы	Подстановка и результат	Размер.
Число зубьев колеса	$z=d/m$	$z =$	-
Диаметр основной окружности	$d_b = d \cos \alpha$	$d_{b1} = d_{b2} = d_{b3} =$	мм
Диаметр окружности вершин	$d_{a1} = d_1 + 2 h_a^* m$	$d_{a1} =$	мм
Шаг	$p = \pi m$	$p =$	мм
Толщина зуба по делительной окружности	$s_1 = p/2$	$s_1 =$	мм
Толщина зуба по основной окружности	$s_{b1} = d_{b1}[(s_1/d_1) + \operatorname{inv} \alpha]$	$s_{b1} =$	мм
Высота зуба	$h = (2 h_a^* + c^*) m$	$h_1 = h_2 = h_3 =$	мм

2. Таблица 2 – Результаты расчётов при коэффициенте смещения $x \neq 0$

Определяемые величины	Расчетные формулы	Подстановка и результат	Размер.
Коэффициент смещения колес	$x_2 = (17 - z)/17$ $x_3 = -x_2$	$x_2 =$ $x_3 =$	-
Смещение рейки	$b_2 = x_2 m$; $b_3 = x_3 m$	$b_2 =$; $b_3 =$	мм
Диаметр окружности вершин	$d_{a2,3} = m[z + 2(h_a^* + x_{2,3})]$	$d_{a2} =$ $d_{a3} =$	мм
Толщина зуба по делительной окружности	$s_{2,3} = s_1 + 2b_{2,3} \operatorname{tg} \alpha$	$s_2 =$ $s_3 =$	мм
Толщина зуба по основной окружности	$s_{b2,3} = d_{b2,3}[\frac{s_{2,3}}{d_{2,3}} + \operatorname{inv} \alpha]$	$s_{b2} =$ $s_{b3} =$	мм
Угол зацепления	$\alpha_{a2,3} = \arccos(\frac{d_{b2,3}}{d_{a2,3}})$	$\alpha_{a2} =$ $\alpha_{a3} =$	град (рад)
Инволюта угла зацепления ($\alpha_{a2,3}$ в рад.)	$\operatorname{inv} \alpha_{a2,3} = \operatorname{tg} \alpha_{a2,3} - \alpha_{a2,3}$	$\operatorname{inv} \alpha_{a2} =$ $\operatorname{inv} \alpha_{a3} =$	
Толщина зуба по окружности вершин	$s_{a2,3} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a2,3}} [\frac{\pi}{2} + 2x_{2,3} \operatorname{tg} \alpha + z(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2,3})]$	$s_{a2} =$ $s_{a3} =$	мм

3. Таблица 3 – Результаты обмера вычерченных зубьев колёс

	$x_1 = 0$	$x_2 > 0$	$x_3 < 0$
1. Толщина зуба по делительной окружности s , мм.	$s_1 =$	$s_2 =$	$s_3 =$
2. Толщина зуба по основной окружности s_b , мм.	$s_{b1} =$	$s_{b2} =$	$s_{b3} =$
3. Толщина зуба по окружности вершин s_a , мм.	$s_{a1} =$	$s_{a2} =$	$s_{a3} =$
4. Высота зуба h , мм.	$h_1 =$	$h_2 =$	$h_3 =$

Вывод:

ЛР . . . 0					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.			Построение эвольвентных профилей зубьев способом огибания		
Пров.					
Н. контр.					
Утв.					
			Лит.	Лист.	Листов
			кафедра ТМ и М		

6. СПИСОК КОНТРОЛЬНЫХ ВОПРОСОВ

1. В чем заключается метод огибания при нарезании зубчатых колес?
2. Как влияет смещение исходного контура режущего инструмента на форму зуба?
3. Почему смещение исходного контура режущего инструмента не может быть произвольным?
4. В чем заключается геометрический смысл понятий: подрезание ножки, заострение зуба, заклинивание передачи?
5. Какое смещение исходного контура режущего инструмента считается нулевым/положительным/отрицательным?
6. Определите модуль зубчатого колеса, выполненного без смещения инструмента, если известны следующие геометрические размеры: диаметр окружности впадин – 70 мм, диаметр окружности вершин – 88 мм. Исходный контур стандартный.
7. Определите диаметр основной окружности зубчатого колеса, выполненного без смещения инструмента, если известны его следующие параметры: диаметр окружности вершин – 40 мм, модуль зубчатого колеса – 2 мм. Исходный контур стандартный.
8. Определите число зубьев зубчатого колеса, выполненного без смещения инструмента, если известны следующие его параметры: диаметр окружности впадин - 31 мм, диаметр окружности вершин - 40 мм. Исходный контур стандартный.
9. Чему равно минимальное число зубьев нулевого зубчатого колеса, при котором не возникает подрезание ножки зуба?
10. Что называется равносмещенной зубчатой передачей?
11. Как изменяется толщина зуба цилиндрического зубчатого колеса с внешними зубьями по окружности вершин при увеличении коэффициента смещения?
12. Значения какого геометрического параметра цилиндрических зубчатых колес регламентируется стандартом.
13. Что называется основной окружностью эвольвентного зубчатого колеса? Как обозначается диаметр основной окружности эвольвентного зубчатого колеса?
14. Что называется углом зацепления эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи? В каком случае его значение равно углу профиля стандартного исходного контура?
15. Как обозначается угол зацепления эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи?
16. Что называется окружностью вершин эвольвентного зубчатого колеса? Как обозначается диаметр окружности вершин эвольвентного зубчатого колеса?
18. Что называется окружностью впадин эвольвентного зубчатого колеса?

Как обозначается диаметр окружности впадин эвольвентного зубчатого колеса?

19. Что называется делительной окружностью эвольвентного зубчатого колеса? Как обозначается диаметр делительной окружности эвольвентного зубчатого колеса?

20. Что представляют собой начальные окружности зубчатых колес эвольвентной зубчатой передачи? Как обозначаются диаметры начальных окружностей?

21. Назовите основные параметры стандартного исходного контура.

22. С какой целью используют смещение инструмента при нарезании зубчатых колес?

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с.

2. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин / Н.И. Левитский, О.Н. Левитская. – М.: Наука, 1973. – 255 с.

3. Фролов К. В. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов; Под ред. К. В. Фролов. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.

4. Скворцова Н.А. Построение профилей эвольвентных зубьев способом огибания / Н.А. Скворцова, В.В. Тарабарин; Под ред. Г.А. Тимофеева // Методические указания к лабораторной работе. – М.: МВТУ, 1986.

ПРИЛОЖЕНИЕ А - Пример оформления круга (заготовки) с нарезанными зубьями колес

