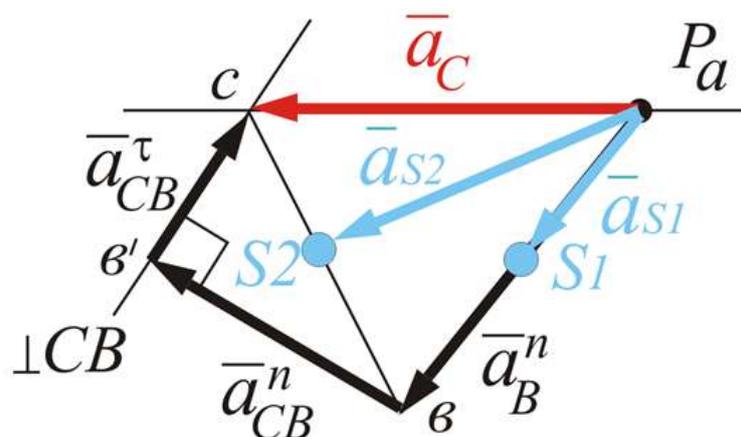


О. Е. Носкова

**ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ:
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Рекомендовано учебно-методическим советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Красноярский государственный аграрный университет» для внутривузовского использования в качестве учебного пособия по направлению 35.03.06 «Агроинженерия»

Электронное издание



ББК 34.1

Н 84

Рецензенты:

Т. Т. Ереско, д-р техн. наук, профессор, зав. каф. ОКМ Сибирского государственного университета науки и технологий им. акад. М. Ф. Решетнева

О. А. Масанский, канд. техн. наук, доцент каф. материаловедения и технологии обработки материалов Сибирского федерального университета

Носкова, О. Е.

Н 84

Теория машин и механизмов: курсовое проектирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / О. Е. Носкова; Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск, 2019. – 103 с.

Учебное пособие содержит основные теоретические положения дисциплины «Теория машин и механизмов», методику выполнения курсового проекта, охватывает основные разделы курса: структурное, кинематическое и силовое исследование плоского рычажного механизма, синтез кулачковых механизмов, построение картины внешнего эвольвентного зацепления пары зубатых колес, а также варианты заданий для выполнения курсового проектирования.

Рассмотрен пример выполнения задания по каждому из перечисленных разделов курсового проекта.

Предназначено для бакалавров, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия», очной и заочной форм обучения.

ББК 34.1

© Носкова О. Е., 2019

© ФГБОУ ВО «Красноярский государственный аграрный университет», 2019

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ДИСЦИПЛИНЫ «ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ».....	6
1.1 Основные понятия.....	6
1.2 Анализ плоских рычажных механизмов.....	14
1.2.1 Кинематический анализ плоских рычажных механизмов.....	14
1.2.2 Силовой анализ плоских рычажных механизмов.....	23
1.3 Синтез кулачковых механизмов.....	25
1.3.1 Структура кулачковых механизмов.....	25
1.3.2 Параметры кулачкового механизма.....	28
1.3.3 Законы движения выходного звена.....	30
1.4 Теория зубчатого эвольвентного зацепления	33
2. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	41
3. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ.....	42
3.1 Задание для расчета кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания.....	42
3.2 Задание для синтеза кулачкового механизма.....	45
3.3 Задание для синтеза зубчатого механизма с эвольвентным зацеплением.....	47
4. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	49
4.1 Анализ кривошипно-ползунного механизма.....	49
4.1.1 Исходные данные для анализа кривошипно-ползунного механизма.....	49
4.1.2 Структурный анализ кривошипно-ползунного механизма.....	49
4.1.3 План положений механизма.....	52
4.1.4 Определение скоростей при помощи метода планов.....	53
4.1.5 Определение ускорений при помощи метода планов.....	57
4.1.6 Построение диаграммы перемещения выходного звена.....	59
4.1.7 Построение диаграмм аналогов скорости и ускорения выходного звена методом графического дифференцирования.....	60
4.1.8 Определение движущих сил.....	61
4.1.9 Определение сил инерции звеньев.....	63
4.1.10 Определение сил тяжести звеньев.....	64
4.1.11 Силовой анализ структурной группы звеньев 2 и 3.....	64
4.1.12 Силовой расчет начального звена.....	68
4.1.13 Проверочный расчет по методу рычага Н.Е. Жуковского.....	68

4.1.14 Определение потерь мощности на преодоление сил трения в кинематических парах.....	70
4.2 Синтез кулачкового механизма	72
4.2.1 Исходные данные и алгоритм синтеза кулачкового механизма.....	72
4.2.2 Построение кинематических диаграмм движения толкателя....	74
4.2.3 Построение профиля кулачка с роликовым толкателем.....	78
4.2.4 Построение профиля кулачка с роликовым коромыслом.....	80
4.2.5 Построение профиля кулачка с плоским толкателем.....	83
4.3 Синтез цилиндрической зубчатой передачи внешнего эвольвентного зацепления	85
4.3.1 Исходные данные.....	85
4.3.2 Выбор коэффициентов смещения.....	86
4.3.3 Расчет основных геометрических параметров зубчатой передачи.....	87
4.3.4 Проверка качества зацепления.....	90
4.3.5 Построение картины зубчатого зацепления.....	91
4.3.6 Определение коэффициента перекрытия графическим методом.....	96
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	97
ЛИТЕРАТУРА.....	98
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	99
Приложение 1	99
Приложение 2.....	100
Приложение 3.....	102

ВВЕДЕНИЕ

Ведущую роль в развитии агропромышленного комплекса играет сельскохозяйственное машиностроение. Современная сельскохозяйственная техника представляет собой сложную техническую систему, насыщенную множеством различных механизмов, для проектирования которых специалист должен обладать системными техническими знаниями, умениями и навыками.

Дисциплина «Теория механизмов и машин» (ТММ) является составной частью комплексной общеинженерной подготовки студентов технических направлений подготовки и содержит три основных раздела: *статика* – раздел, изучающий методы и алгоритмы анализа и синтеза структуры механизмов и машин; *кинематика* – раздел, изучающий методы и алгоритмы анализа закономерностей изменения кинематических параметров механизмов и машин в функции времени; *динамика* – раздел, изучающий методы и алгоритмы анализа динамических процессов, протекающих в механизмах и машинах под действием приложенных к ним силовых факторов в функции времени.

Основными задачами дисциплины ТММ являются изучение общих методов исследования (анализа) и проектирования (синтеза) механизмов и машин; изучение общих принципов взаимодействия механизмов в машине; получение навыков системного подхода к анализу и синтезу технических систем агропромышленного комплекса.

Дисциплина ТММ опирается на знания, полученные студентами при изучении таких дисциплин, как «Физика», «Математика», «Начертательная геометрия и инженерная графика», «Теоретическая механика».

Знания, приобретенные студентами при изучении ТММ, закрепляются при выполнении курсового проекта, который направлен на освоение следующих разделов ТММ: структурный, кинематический и силовой анализ плоских рычажных механизмов; синтез кулачкового механизма и цилиндрической зубчатой передачи внешнего эвольвентного зацепления.

Целью разработанного учебного пособия является оказание помощи студентам в выполнении курсового проекта по ТММ.

В издании содержатся варианты задания для курсового проекта, требования к его оформлению, а также пример поэтапного выполнения курсового проекта.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ДИСЦИПЛИНЫ «ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ»

1.1 Основные понятия

Машина – устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения труда человека.

Механизм – техническая система, предназначенная для передачи и преобразования движения входных звеньев и приложенных к ним силовых факторов в требуемые движения выходных звеньев. Механизм состоит из подвижных звеньев, стойки и кинематических пар, образующих кинематические цепи.

Механизмы должны удовлетворять требованиям, указанным в техническом задании на их проектирование, соответствие которым определяет качество механизмов. Качество структуры механизма определяется простотой конструкции, технологичностью звеньев, экономичностью, надежностью, долговечностью, габаритами и массой.

Звено механизма – одно или несколько жестко связанных твердых тел, соединенных неподвижно.

Кинематическая пара (КП) – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

По конструктивному исполнению звенья бывают простыми и сложными.

Простое звено (одно- или двухвершинное) – звено, входящее в состав двух и более кинематических пар, через геометрические центры которых возможно провести одну прямую.

Сложное, или составное, звено (трех- и более вершинное) – звено, входящее в состав трех и более кинематических пар, через геометрические центры которых невозможно провести одну прямую.

Простые звенья на схемах механизмов изображают в виде линий или кривых, а сложные, или составные, звенья обозначаются в виде замкнутых и незамкнутых геометрических фигур. Замкнутые геометрические фигуры, изображающие сложные, или составные звенья, заштриховываются.

По кинематическому состоянию звенья механизма могут быть **подвижными и неподвижными** относительно выбранной системы координат. Неподвижное звено называется **стойкой**.

В схемах механизмов все неподвижные элементы относятся к стойке, которая обозначается «0» и помечается штриховкой под углом 45° . За стойку принимают то звено, относительно которого производится изучение законов движения всех звеньев механизма. Стойка в составе механизма всегда *одна*, однако в составе схемы она может быть представлена несколькими элементами: шарнирно-неподвижными опорами и направляющими ползунов, т.е. присоединений к стойке может быть сколько угодно.

По преобразованию движения и силовых факторов звено может быть входным, выходным и промежуточным.

Звено, которому сообщается движение от двигателя или выходного звена другого механизма, называется *входным звеном*.

Выходное звено – звено механизма, на котором получают требуемое движение и требуемые силовые факторы. Выходное звено обычно соединено с исполнительным органом машины либо с входным звеном другого механизма.

Промежуточное звено – звено механизма, расположенное между входным и выходным звеньями и предназначенное для передачи движения и преобразования силовых факторов.

Подвижные звенья плоских рычажных механизмов могут совершать как простые виды движений (вращательные и поступательные), так и сложные движения. В зависимости от вида совершаемого движения выделяют различные подвижные звенья (табл. 1.1).

К звеньям, совершающим поступательное движение, относятся ползун и рейка.

Ползун – звено, образующее поступательную КП со стойкой.

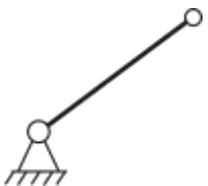
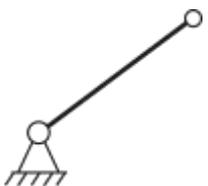
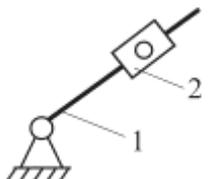
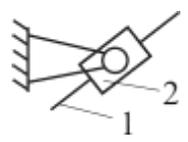
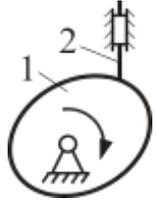
Рейка – подвижное звено, у которого два размера значительно меньше третьего.

К звеньям, совершающим вращательные движения, относятся кривошип, коромысло, кулиса, колесо, кулачок и качающийся ползун.

Кривошип – звено рычажного механизма, входящее в состав только вращательных КП и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол более 360° .

Коромысло – звено рычажного механизма, входящее в состав только вращательных КП и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол менее 360° .

Таблица 1.1 – Виды подвижных звеньев

Название	Условное обозначение	Вид движения	Особенность
Кривошип		Вращательное	Угол поворота $>360^\circ$
Шатун		Плоско-параллельное	Не образует кинематических пар со стойкой
Коромысло		Вращательное	Угол поворота $<360^\circ$
Ползун		Поступательное	Направляющая неподвижна
1. Кулиса 2. Кулисный камень		1. Вращательное 2. Сложное	Направляющая движения кулисного камня подвижна
1. Шток 2. Качающийся ползун		1. Плоско-параллельное 2. Вращательное	
1. Кулачок 2. Толкатель		1. Вращательное 2. Поступательное	Профиль кулачка определяет закон движения ведомого звена
Колесо		Вращательное	Может иметь зубчатый контур
Рейка		Поступательное	Может иметь зубчатый контур

Кулиса – звено рычажного механизма, входящее в состав вращательных и поступательных КП и обладающее возможностью поворота вокруг оси вращения на угол менее 360° .

Качающийся ползун – звено рычажного механизма, образующее поступательную КП со штоком и вращательную КП со стойкой.

Кулачок – звено, имеющее рабочий профиль переменной кривизны.

Шатун – звено рычажного механизма, образующее КП только с подвижными звеньями, не имеющими связей со стойкой.

Кулисный камень – звено, образующее поступательную кинематическую пару с кулисой.

Шток – звено, образующее поступательную кинематическую пару с качающимся ползуном.

Кинематическая цепь – система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Кинематическая *цепь замкнута*, если каждое ее звено входит не менее чем в две кинематические пары.

Цепь разомкнута, если в ней есть звено, входящее только в одну кинематическую пару.

Следовательно, **механизм** – замкнутая кинематическая цепь, предназначенная для преобразования заданного движения одного или нескольких входных звеньев в требуемое движение остальных звеньев.

Характер относительного движения звеньев в КП зависит от вида контакта. Контакт в КП может осуществляться в точке, по линии или по поверхности.

КП, в которых контакт осуществляется в точке или по линии, называются *вышшими*.

КП, в которых контакт осуществляется по поверхности, называются *низшими*.

Для твердого тела, свободно движущегося в пространстве, число степеней свободы (в дальнейшем H) (число независимых между собой возможных перемещений механической системы) равно шести: три поступательных вдоль осей X , Y , Z и три вращательных вокруг этих осей (рис. 1.1).

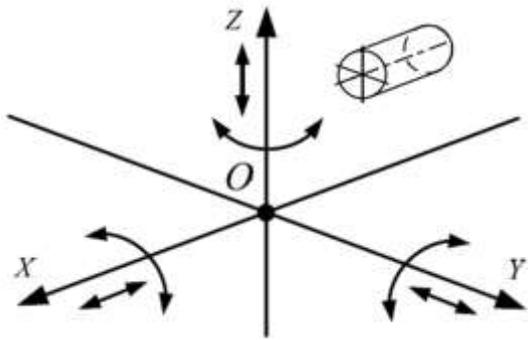


Рисунок 1.1 – Число степеней свободы для твердого тела, свободно движущегося в пространстве

Для звеньев, входящих в КП, число степеней свободы всегда меньше шести.

В общем случае каждая КП накладывает на относительное движение звеньев S связей, допуская $H=6-S$ относительных движений звеньев.

В зависимости от числа наложенных связей S (оставшихся степеней свободы H) различают 5 классов КП. Классификация КП приведена в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Виды кинематических пар

Класс	Число связей S	Подвижность H	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
Кинематическая пара «шар-плоскость»					
1-й	1	$3B+2П=5$		Точка, высшая	
Кинематическая пара «цилиндр-плоскость»					
2-й	2	$2B+2П=4$		Линия, высшая	
Кинематическая пара «сферическая»					
3-й	3	$3B=3$		Плоскость, низшая	

Класс	Число связей S	Подвижность H	Пространственная схема	Вид контакта	Условное обозначение
Кинематическая пара «плоскостная»					
3-й	3	$2B+1П=3$		Плоскость, низшая	
Кинематическая пара «сферическая с пальцем»					
4-й	4	$2B=2$		Плоскость, низшая	
Кинематическая пара «цилиндрическая»					
4-й	4	$1B+1П=2$		Плоскость, низшая	
Кинематическая пара «поступательная»					
5-й	5	$1П=1$		Плоскость, низшая	
5-й	5	$1B=1$		Плоскость, низшая	

Примечание: в таблице используются сокращения: В – вращательная кинематическая пара; П – поступательная кинематическая пара.

Условия существования кинематической пары:

– для образования КП необходимо наличие как минимум одной связи ибо в случае равенства числа связей нулю звенья не взаимодействуют, т.е. не соприкасаются, следовательно, КП не существует;

– число связей может быть только целым числом и должно быть меньше шести, так как в случае равенства числа связей шести звенья теряют способность совершать даже простейшие относительные движения (вращательные или поступательные) и КП перестает существовать, поскольку соединение, образованное этими звеньями, является неподвижным.

В зависимости от решаемых задач для одного и того же механизма или машины можно составить функциональную, структурную, геометрическую, кинематическую и динамическую схемы.

Структурная схема – графическое изображение механизма, выполненное без соблюдения масштабов с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТ.

Структурная схема механизма содержит информацию о числе звеньев и виде ими совершаемых движений, числе подвижности и классе КП, числе и виде кинематических цепей. Все типовые механизмы обладают рациональной структурой, однако большинство действительных механизмов содержит дефекты структуры.

Структурная формула для определения подвижности плоского механизма была получена П.Л. Чебышевым:

$$W=3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_5, p_4 – число КП пятого и четвертого класса.

Для решения задач анализа и синтеза рычажных механизмов профессором Л.В. Ассуром была предложена структурная классификация, согласно которой любой механизм может быть образован путем последовательного присоединения к первичному механизму (ПМ) структурных групп звеньев (СГЗ или СГ Ассура).

Первичный механизм – элементарный механизм, состоящий из подвижного и неподвижного звеньев, которые образуют КП с одной или несколькими подвижностями (рис. 1.2).

Согласно определению все первичные (элементарные) механизмы образованы совокупностью одного подвижного звена со стойкой

и являются **механизмами первого класса**. При этом класс соответствует количеству подвижных звеньев.

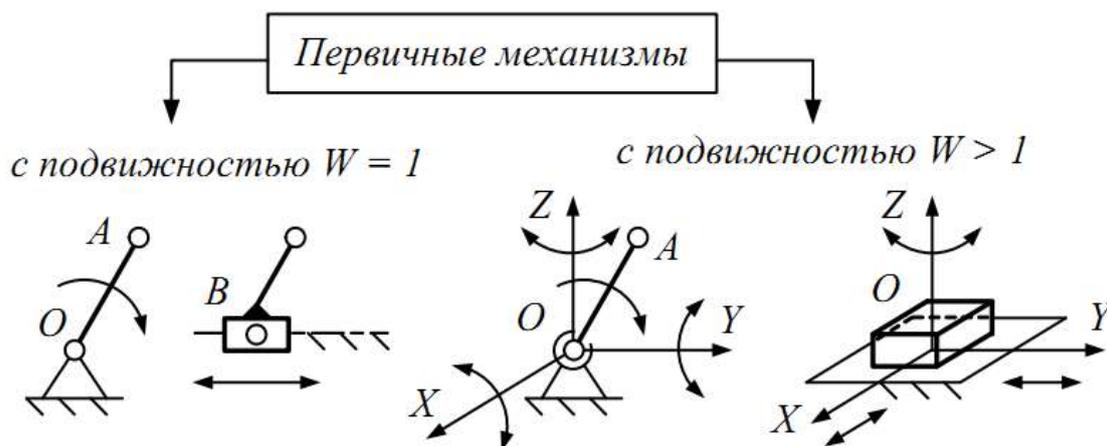


Рисунок 1.2 – Первичные механизмы

Структурная группа звеньев – кинематическая цепь, образованная подвижными звеньями механизма, подвижность которой в пространстве и на плоскости равна нулю в любой момент времени, и не распадающаяся на более простые цепи, обладающие подобными свойствами, т.е.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 0. \quad (1.2)$$

Структурные группы могут быть образованы только четным количеством подвижных звеньев.

В группах Ассур различают **КП внутренние и внешние**. Число внешних КП, которыми группа присоединяется к другим звеньям механизма, называют порядком группы. Порядок структурной группы соответствует числу поводков.

Поводок – конечное звено структурной группы, одним элементом входящее в состав одной кинематической пары и имеющее второй свободный элемент звена.

Степень сложности структурной группы характеризуется ее классом. **Класс структурной группы** определяется количеством звеньев и внутренних КП с учетом числа вершин наиболее сложного звена. Сложность структурных групп определяет класс механизма. Соответственно, **класс механизма** определяется классом наиболее сложной структурной группы, входящей в его состав.

Наиболее распространены структурные группы, включающие два подвижных звена ($n=2$) и три КП 5-го класса ($p_5=3$). Их называют

двухповодковыми группами Ассура или структурными группами 2-го класса второго порядка. Различают 5 видов групп Ассура 2-го класса второго порядка, отличающихся между собой только соотношением между числом вращательных и поступательных КП и порядком их расположения, представленных на рисунке 1.3.

Алгоритм определения групп Ассура при выполнении структурного анализа:

1. Выбирается входное звено, которое образует КП 5-го класса со стойкой.

2. Производится отделение группы Ассура так, чтобы после ее отделения остался механизм с той же степенью подвижности, что и до ее отделения.

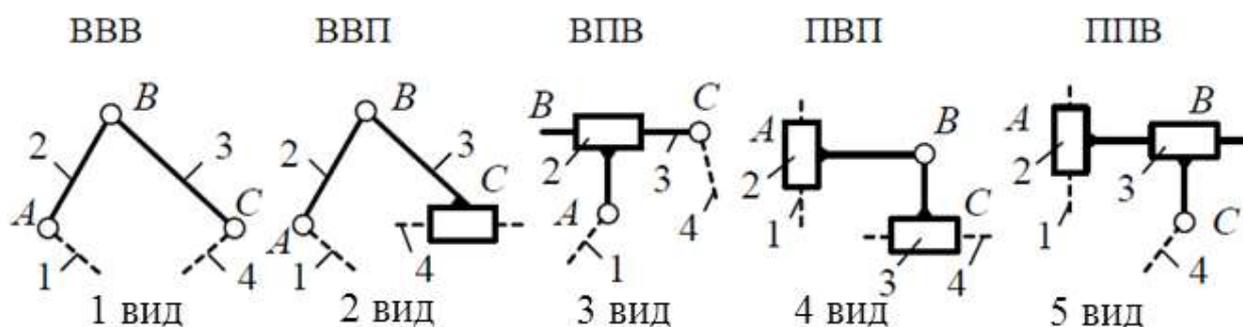


Рисунок 1.3 – Виды групп Ассура второго класса второго порядка

3. Если отделить группу Ассура 2-го класса не удастся, то следует попытаться отделить группу Ассура более высокого класса. Разложение механизма на группы Ассура ведется до тех пор, пока не останется входное звено и стойка.

1.2 Анализ плоских рычажных механизмов

1.2.1 Кинематический анализ плоских рычажных механизмов

Целью кинематического анализа является определение величин, направлений действия и закономерностей изменения кинематических параметров исследуемого механизма в функции времени.

В рамках кинематического анализа плоских рычажных механизмов решаются следующие задачи:

1. Выявление возможных положений всех звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени.

2. Определение величин линейных и относительных скоростей характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых скоростей всех звеньев.

3. Определение величин линейных и относительных ускорений характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых ускорений всех звеньев.

При кинематическом анализе используются аналитический, графический и графоаналитический методы.

К графоаналитическим методам кинематического анализа относятся метод кинематических планов (метод планов), метод кинематических диаграмм (метод диаграмм).

Оба метода дают примерно одинаковый по точности результат. Однако метод диаграмм в основном применяется для определения закона движения и кинематических параметров характерных точек выходных звеньев механизма. Метод планов позволяет найти кинематические параметры любых точек, принадлежащих звеньям механизма.

Для проведения кинематического анализа строится кинематическая схема механизма.

Кинематическая схема – графическое изображение механизма, выполненное в определенном масштабном коэффициенте с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТ.

Кинематическая схема содержит информацию о числе звеньев и виде движений, ими совершаемых, числе подвижности и классе кинематических пар, числе и виде кинематических цепей и размерах звеньев.

Для задания и определения различных величин при графических построениях используют **масштаб**, т.е. отношение численного значения величины к длине отрезка, изображающего ее на чертеже. **Масштаб длин** – отношение действительной величине звена L в метрах к длине отрезка l , изображающего это звено в миллиметрах. Масштаб длин измеряется в $м/мм$ и определяется по формуле

$$\mu_l = \frac{L}{l}. \quad (1.3)$$

План положений механизма – графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени, выполненное в определенном масштабном коэффициенте.

В большинстве случаев движение плоских рычажных механизмов носит циклический характер. Поэтому кинематический анализ плоских рычажных механизмов выполняют для одного периода их работы.

Для решения первой задачи кинематического анализа строят план положений механизма графоаналитическим методом.

Построение планов положений начинают с изображения элементов стойки. Далее последовательно изображают ведущие звенья в заданных положениях и структурные группы звеньев. Положения подвижных характерных точек определяются с помощью метода засечек. Траекторию движения ведущего звена делят на равные части: $k=12, 24, 36, 48$ и т.д. Каждое положение нумеруется. За начальное положение принимается одно из крайних положений выходного звена. Для каждого положения ведущего звена графически определяют положения структурных групп.

Алгоритм построения диаграмм пути, аналога скорости и аналога ускорения выходного звена

Диаграмма пути

1. Строят координатные оси диаграммы пути S и t (рис. 1.4), для которых определяют масштабные коэффициенты: масштабный коэффициент оси пути μ_S (м/мм) и оси времени μ_t (с/мм):

$$\mu_S = \frac{l_H}{y}, \quad (1.4)$$

$$\mu_t = \frac{60}{n \cdot L}, \quad (1.5)$$

где l_H – ход выходного звена при поступательном движении в метрах;
 y – произвольная длина отрезка, соответствующего ходу выходного звена в миллиметрах;
 n – частота вращения ведущего звена (кривошипа) (об/мин);
 L – произвольная длина отрезка, соответствующая одному циклу работы ведущего звена (одному обороту вращения кривошипа) в миллиметрах.

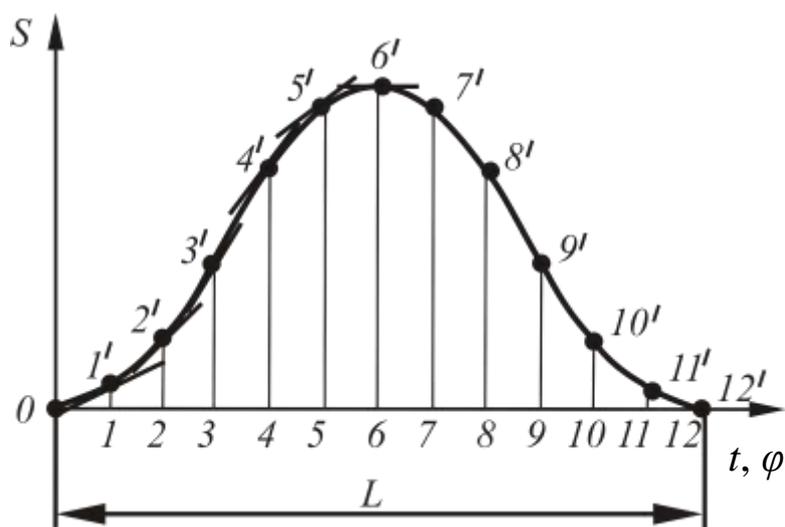


Рисунок 1.4 – Диаграмма пути выходного звена

2. На оси времени откладывается отрезок длиной L и делится на равные части, количество которых равно k .

3. На кинематической схеме плана положений измеряются перемещения выходного звена относительно начального положения: $0 - 1, 0 - 2 \dots 0 - k$ в миллиметрах и откладываются на вертикальных прямых, проходящих через соответствующие положения кривошипа $1, 2 \dots k$, обозначенные на оси времени. Полученные точки соединяют плавной кривой и получают диаграмму пути, являющейся функцией времени $S=f(t)$.

Кривошип, совершая вращательные движения с постоянной угловой скоростью, перемещается за одинаковые промежутки времени на одинаковые угловые расстояния. Это позволяет совместить с осью времени ось угла поворота кривошипа φ , а полученную диаграмму считать функцией этого параметра $S=f(\varphi)$.

Для построения диаграмм аналогов скорости и ускорения применяют графическое дифференцирование по методу касательных или по методу хорд. Рассмотрим оба метода.

Построение диаграммы аналога скорости графическим дифференцированием по методу касательных

1. Масштабный коэффициент оси времени приравняется к масштабному коэффициенту оси пути S . На продолжении оси времени откладывают отрезок h_1 . В результате получают точку p_1 , являющуюся полюсом дифференцирования. Масштабный коэффициент оси аналога скорости S' , $м/(с \cdot мм)$ определяют по формуле

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{h_1 \cdot \mu_t}. \quad (1.6)$$

2. Через точки, лежащие на диаграмме пути и соответствующие каждому положению кривошипа, проводят касательные к данной кривой. Через полюс дифференцирования p_1 проводят лучи параллельно каждой касательной до пересечения с осью аналога скорости S' . Точки пересечения касательных с осью аналога скорости отсекают отрезки, пропорциональные значениям скорости выходного звена относительно каждого положения кривошипа. Проецируя точки пересечения на соответствующие положения выходного звена и соединяя их плавной кривой, получают диаграмму аналога скорости, являющуюся функцией времени $S' = f(t)$. Так как диаграмма пути – не только функция времени, но и функция угла поворота кривошипа φ , то полученная диаграмма аналога скорости также является функцией времени и функцией угла поворота кривошипа φ .

Построение диаграммы аналога ускорения графическим дифференцированием по методу касательных

Алгоритм построения диаграммы аналога ускорения такой же, как при построении диаграммы аналога скорости. Масштабный коэффициент оси времени приравнивается к масштабным коэффициентам аналогичных осей предшествующих диаграмм. На продолжении оси времени откладывается отрезок h_2 . В результате получают точку p_2 , являющуюся полюсом дифференцирования. Масштабный коэффициент оси аналога ускорения ($m/c^2 \cdot мм$), рассчитывается по формуле

$$\mu_{S''} = \frac{\mu_{S'}}{h_2 \cdot \mu_t}. \quad (1.7)$$

Построение диаграммы аналога скорости графическим дифференцированием по методу хорд

Криволинейные участки диаграммы $S=f(t)$ заменяем прямыми 0-1', 1'-2', 2'-3', ..., 11'-12. Под диаграммой пути проводим оси S' (аналог скорости) и t (время). На продолжении оси времени откладывают отрезок h_1 . В результате получают точку p_1 , являющуюся полюсом дифференцирования. Из точки p_1 проводим наклонные прямые параллельно хордам 0-1', 1'-2', 2'-3', ..., 11'-12 диаграммы пути до оси S' и далее параллельно оси t до пересечения с перпендикулярами, восстановленными из середины интервалов 0 – 1, 1–2, 2 – 3, ..., 11–12 оси t диаграммы $S' = f(t)$. Точки

пересечения соединяем плавной кривой. Масштабный коэффициент оси аналога скорости S' , $m/(c \cdot мм)$, определяем по формуле (1.6).

Диаграмма аналога ускорений $S'' = f(t)$ строится графическим дифференцированием диаграммы скоростей $S' = f(t)$ по методу хорд. Все построения аналогичны ранее описанным при графическом дифференцировании диаграммы перемещений.

Масштабный коэффициент диаграммы ускорений $S'' = f(t)$ вычисляется по формуле (1.7).

Определение кинематических характеристик плоского рычажного механизма при помощи метода планов

План скоростей – пучок векторов, выполненный в определенном масштабном коэффициенте, лучи которого изображают векторы линейных скоростей характерных точек механизма, а отрезки, соединяющие их вершины, соответствуют векторам относительных скоростей.

Масштабный коэффициент плана скоростей μ_v , $m/(c \cdot мм)$, рассчитывается по формуле

$$\mu_v = \frac{V_B}{p_v b}, \quad (1.8)$$

где V_B – скорость точки A , (m/c);

$p_v b$ – произвольный отрезок, соответствующий вектору скорости точки B , ($мм$).

При вращательном движении звена (кривошип, коромысло, кулиса) вектор скорости точки направлен по касательной к траектории движения точки в сторону вращения звена (рис. 1.5) и определяется по формуле

$$V_B = \omega_{AB} \cdot l_{AB}, \quad (1.9)$$

где ω_{AB} – угловая скорость звена, c^{-1} ;

l_{AB} – длина звена, m .

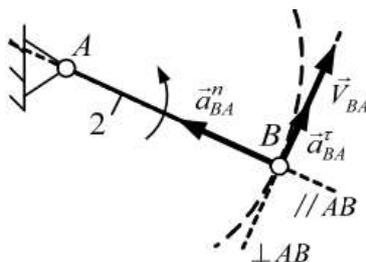


Рисунок 1.5 – Направления векторов скоростей и ускорений звена при вращательном движении

В случае поступательного движения звена (ползуна) вектор скорости направлен вдоль направляющей движения (рис. 1.6).

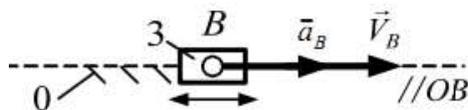


Рисунок 1.6 – Направления векторов скоростей и ускорений звена при поступательном движении

В случае плоско-параллельного движения звена скорость точки определяется как векторная сумма переносной скорости точки, принятой в звене за полюс, и относительной скорости по формуле

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (1.10)$$

где V_A – переносная скорость точки, принятой в звене за полюс;
 V_{BA} – скорость точки B относительно A.

Вектор относительной скорости лежит на перпендикуляре к звену, совершающему плоско-параллельное движение (рис. 1.7).

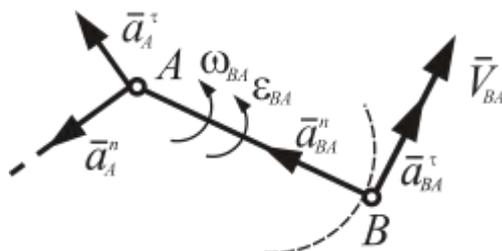


Рисунок 1.7 – Направления векторов скоростей и ускорений звена при плоско-параллельном движении

Свойства плана скоростей

1. Все векторы являются векторами скоростей характерных точек механизма.

2. Все векторы скоростей, выходящие из полюса плана p_V , являются векторами линейных скоростей характерных точек механизма.

3. Все векторы скоростей, не проходящие через полюс плана p_V , являются векторами относительных скоростей характерных точек механизма.

4. Скорости точек, равные нулю, изображаются точечными векторами.

5. Все точки, абсолютные скорости которых равны нулю, на плане скорости расположены в полюсе плана p_v .

После построения плана скоростей и определения значений скоростей всех характерных точек механизма переходят к определению значений и направлений действия угловых скоростей звеньев механизма.

Угловая скорость – отношение скорости относительного движения соответствующего звена механизма к действительной длине этого звена.

Направление действия угловой скорости звеньев, совершающих вращательные или сложные движения, указывает вектор относительной скорости характерных точек соответствующего звена, перенесенный с плана скоростей в одноименную точку, принадлежащую этому звену на схеме механизма (рис. 1.7). Полученное направление вращательного движения рассматриваемого звена является направлением действия угловой скорости этого звена. Угловая скорость звеньев механизмов, совершающих поступательные движения, равна нулю.

План ускорений – пучок векторов, выполненный в определенном масштабном коэффициенте μ_a , лучи которого изображают векторы абсолютных ускорений характерных точек механизма, а отрезки, соединяющие их вершины, соответствуют векторам относительных ускорений.

Масштабный коэффициент плана ускорений, $m/(c^2 \cdot мм)$, вычисляют по формуле

$$\mu_a = \frac{a_A}{p_a a}, \quad (1.11)$$

где a_A – величина ускорения точки A , (m/c^2);

$p_a a$ – произвольный отрезок, соответствующий вектору ускорения точки A , ($мм$).

При вращательном движении звена ускорение точки определяется как векторная сумма нормального и касательного ускорений:

$$\bar{a}_A = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^\tau, \quad (1.12)$$

$$\bar{a}_A^n = \omega_{OA}^2 \cdot l_{OA}, \quad (1.13)$$

$$\bar{a}_A^\tau = \varepsilon_{OA} \cdot l_{OA}, \quad (1.14)$$

где \bar{a}_A^n – нормальное ускорение точки A ;

\bar{a}_A^τ – касательное ускорение точки A .

ε_{OA} – угловое ускорение звена.

Вектор нормального ускорения направлен к центру кривизны траектории движения точки, а вектор касательного ускорения направлен по касательной к траектории движения точки, причем если движение звена ускоренное, то направления вектора скорости и касательного ускорения совпадают, в случае замедленного движения направлены в разные стороны.

В случае плоско-параллельного движения звена ускорение точки определяется как векторная сумма нормального и касательного ускорений точки, принятой в звене за полюс, и нормальной и касательной составляющих относительного ускорения точки и вычисляется по формуле

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A^n + \bar{a}_A^\tau + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \quad (1.15)$$

где \bar{a}_A^n , \bar{a}_A^τ – вектора нормального и касательного ускорений точки, принятой в звене за полюс;

\bar{a}_{BA}^n , \bar{a}_{BA}^τ – нормальная и касательная составляющие относительного ускорения точки.

Свойства плана ускорений

1. Все векторы, составляющие план, являются векторами ускорений характерных точек механизма.

2. Все векторы ускорений, выходящие из полюса плана (p_a), являются векторами абсолютных ускорений характерных точек механизма.

3. Все векторы ускорений, не проходящие через полюс плана (p_a), являются векторами относительных ускорений характерных точек механизма.

4. Ускорения точек, равные нулю, изображаются точечными векторами.

5. Все точки, абсолютные ускорения которых равны нулю, на плане ускорения расположены в полюсе плана p_a .

После построения плана ускорений и определения значений ускорений всех характерных точек механизма переходят к определению

значений и направлений действия угловых ускорений звеньев механизма.

Направление действия углового ускорения звеньев, совершающих вращательные или плоско-параллельные движения, указывает вектор касательного ускорения характерных точек соответствующего звена, перенесенный с плана ускорений в одноименную точку, принадлежащую этому звену на кинематической схеме механизма. При этом мысленно разрывается связь рассматриваемого звена с другими звеньями, а к свободной характерной точке прикладывается шарнирно-неподвижная опора. В этом случае данная точка становится условно неподвижной, а одноименная точка совместно со звеном под действием вектора касательного ускорения получает возможность совершать вращательное движение вокруг условно неподвижной точки в направлении действия вектора касательного ускорения. Полученное направление вращательного движения рассматриваемого звена является направлением действия углового ускорения этого звена. Угловое ускорение звеньев механизмов, совершающих поступательные или равномерные движения, равно нулю.

Модели плоских рычажных механизмов могут содержать характерные точки, являющиеся центрами кинематических пар, которые образованы звеньями, не имеющими связей с элементами стойки. Определение скоростей и ускорений подобных точек осуществляется по теореме подобия.

Теорема подобия: отрезки, соединяющие точки на кинематической схеме (плане положений) механизма, и отрезки, соединяющие одноименные точки на планах скоростей или ускорений, образуют подобные фигуры.

Длины отрезков, определяющие положение рассматриваемой точки как на плане скоростей, так и на плане ускорений, находят, составляя пропорции.

1.2.2 Силовой анализ плоских рычажных механизмов

Все силовые факторы, действующие на звенья технических систем, делятся на три группы: внешние, внутренние и теоретические.

Внешние силовые факторы – силы и моменты пар сил, действующие на техническую систему (механизм) со стороны внешних систем (механизмов) и совершающие работу над этой системой (механизмом).

К **внешним силовым факторам** относятся движущие силовые факторы – это внешние силы и моменты пар сил, совершающие положительную работу, т.е. энергия технической системы под их действием увеличивается; силовые факторы сопротивления – внешние силы и моменты пар сил, совершающие отрицательную работу, т.е. энергия технической системы под их действием уменьшается.

В свою очередь, силовые факторы сопротивления делятся на *силовые факторы полезного сопротивления* – силы и моменты пар сил сопротивления, действующие на звенья технической системы при выполнении этой системой своего служебного назначения; *силовые факторы трения* – силы и моменты пар сил сопротивления, возникающие в местах связей и определяемые условиями физико-механического взаимодействия рабочих поверхностей звеньев, образующих кинематические пары.

Каждое звено механизма, обладая собственной массой, находится под действием *силы тяжести* G . Силы тяжести относятся к внешним движущим силовым факторам.

Сила тяжести (вес) i -го звена, H , рассчитывается по формуле

$$G=mg, \quad (1.16)$$

где m – масса звена, кг;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 .

Помимо сил тяжести к внешним движущим силам относятся силы давления, действующие на выходные звенья технических систем, значение которых задается индикаторной диаграммой давления, являющейся функцией от времени или угла поворота ведущего звена. Вид сил сопротивления определяется условием задачи.

Внутренние силовые факторы – силы и моменты пар сил, действующие между звеньями технической системы. В технических системах к внутренним силовым факторам относятся реакции связей кинематических пар.

Теоретические, или расчетные, силовые факторы – силы и моменты пар сил, которые не существуют в реальности, а используются в различных видах анализа технических систем с целью их упрощения.

К теоретическим силовым факторам относятся силовые факторы инерции – это теоретические силы и моменты пар сил, используемые в силовом анализе с целью его упрощения.

Сила инерции F_u определяется по формуле

$$\bar{F}_u = -m\bar{a}_s, \quad (1.17)$$

где m – масса звена, кг;

a_s – ускорение центра тяжести, м/с².

Знак минус в формуле говорит о том, что сила инерции направлена в противоположную сторону действия вектора ускорения центра тяжести звена.

Момент пары сил инерции M_u , Н·м, определяется по формуле

$$\bar{M}_u = -J_s\bar{\varepsilon}, \quad (1.18)$$

где J_s – момент инерции звена относительно центра масс;

ε – угловое ускорение звена.

1.3 Синтез кулачковых механизмов

1.3.1 Структура кулачковых механизмов

Кулачковый механизм – механизм с высшей кинематической парой, обладающий возможностью обеспечения выстоев выходного звена, а структура содержит хотя бы одно звено с рабочей поверхностью переменной кривизны.

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования движения ведущего звена в требуемый вид движения выходного звена согласно заданному закону.

Схема типового кулачкового механизма имеет структуру, содержащую стойку и два подвижных звена (рис. 1.8). При этом в кулачковом механизме при двух подвижных звеньях можно реализовать преобразование движения и силовых факторов по закону любой сложности.

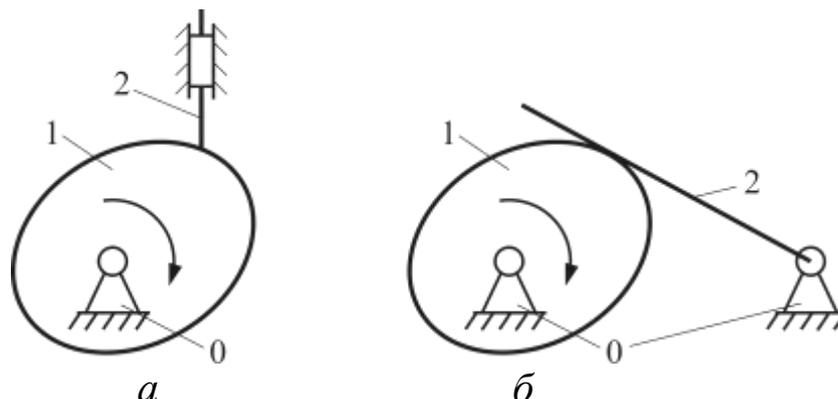


Рисунок 1.8 – Типовые кулачковые механизмы

В типовых схемах кулачковых механизмов ведущее звено называется кулачком, а в качестве выходного звена выступает толкатель (рис. 1.8, а) или коромысло (рис. 1.8, б).

Кулачок – звено кулачкового механизма, имеющее рабочую поверхность переменной кривизны.

Толкатель – выходное звено кулачкового механизма, совершающее поступательные движения.

Коромысло – выходное звено кулачкового механизма, совершающее только вращательные движения и не имеющее возможности осуществления поворота на угол более 360° .

В кулачковых механизмах преобразование движения и силовых факторов осуществляется путем непосредственного касания рабочей поверхности кулачка поверхности выходного звена. В этом случае вследствие разности скоростей движения контактирующих звеньев в зоне их контакта имеет место трение скольжения, что приводит к интенсивному износу этих поверхностей, а также к росту потерь, уменьшению КПД и ресурса работы кулачкового механизма. Для замены в высшей кинематической паре трения скольжения на трение качения в схему кулачкового механизма вводят дополнительное звено, которое называется роликом. **Ролик** образует с выходным звеном одноподвижную кинематическую пару 5-го класса (рис. 1.9). Подвижность этой кинематической пары не оказывает влияния на передаточную функцию кулачкового механизма и является местной подвижностью.

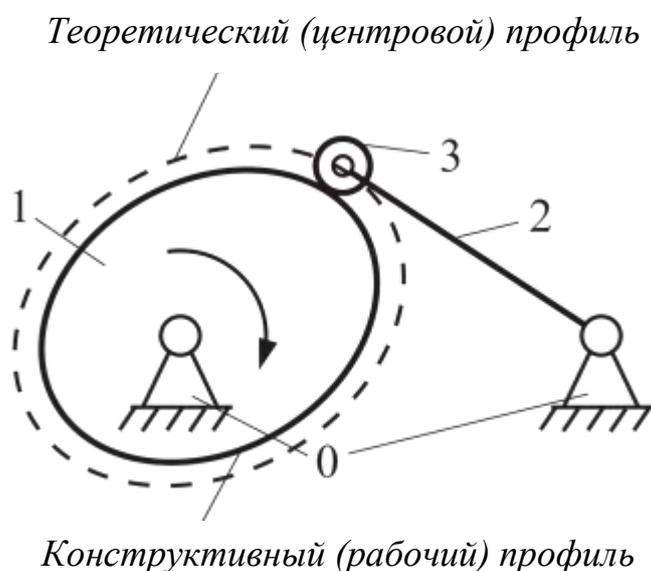


Рисунок 1.9 – Кулачковый механизм с роликовым толкателем

При введении в схему дополнительного звена – ролика – преобразование движения и силовых факторов осуществляется посредством соприкосновения рабочей поверхности кулачка с поверхностью ролика, который взаимодействует с выходным звеном. В этом случае кулачок имеет два вида профилей (конструктивный и теоретический) (рис. 1.9).

Конструктивный (рабочий) профиль – наружный профиль кулачка.

Теоретический (центровой) профиль – профиль, который описывает центр ролика при его перекатывании без скольжения по конструктивному профилю кулачка.

Звенья типовых кулачковых механизмов совершают движения в параллельных плоскостях, следовательно, данные механизмы являются плоскими, подвижность которых рассчитывается по формуле Чебышева.

Кулачковые механизмы без ролика состоят из трех звеньев, из которых кулачок 1 и толкатель или коромысло 2 являются подвижными звеньями, а стойка 0 – неподвижным звеном, следовательно, $n=2$. Стойка представлена в схеме механизма с толкателем одной шарнирно-неподвижной опорой и неподвижным ползуном, а в схеме механизмов с коромыслом – двумя шарнирно-неподвижными опорами (рис. 1.8).

Подвижные звенья и стойка образуют две кинематические пары пятого класса и одну высшую кинематическую пару четвертого класса, $p_5 = 2, p_4 = 1$.

Степень подвижности кулачкового механизма без ролика равна

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

Кулачковые механизмы с роликом состоят из четырех звеньев, из которых кулачок 1 , толкатель или коромысло 2 и ролик 3 являются подвижными звеньями, а стойка 0 – неподвижным звеном, следовательно, $n = 3$ (рис. 1.9).

Подвижные звенья и стойка образуют три кинематические пары пятого класса и одну высшую кинематическую пару четвертого класса, следовательно, $p_5 = 2, p_4 = 1$.

Степень подвижности кулачкового механизма с роликом равна

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

Результат говорит о наличии дефектов структуры в схемах типовых кулачковых механизмов с роликом, что свидетельствует о наличии двух видов подвижностей разного функционального назначения.

1.3.2 Параметры кулачкового механизма

Кулачковые механизмы, образованные на базе типовых схем, относятся к циклоидальным механизмам с периодом работы, равным 2π , и характеризуются наличием нескольких фаз движения выходного звена:

фаза подъема – фаза движения звеньев кулачковых механизмов, сопровождаемая перемещением выходного звена из нижнего положения в верхнее;

фаза верхнего стояния или выстоя – фаза движения звеньев кулачковых механизмов, сопровождаемая стоянием или выстоем выходного звена в верхнем положении;

фаза опускания – фаза движения звеньев кулачковых механизмов, сопровождаемая перемещением выходного звена из верхнего положения в нижнее;

фаза нижнего стояния или выстоя – фаза движения звеньев кулачковых механизмов, сопровождаемая стоянием или выстоем выходного звена в нижнем положении (рис. 1.10).

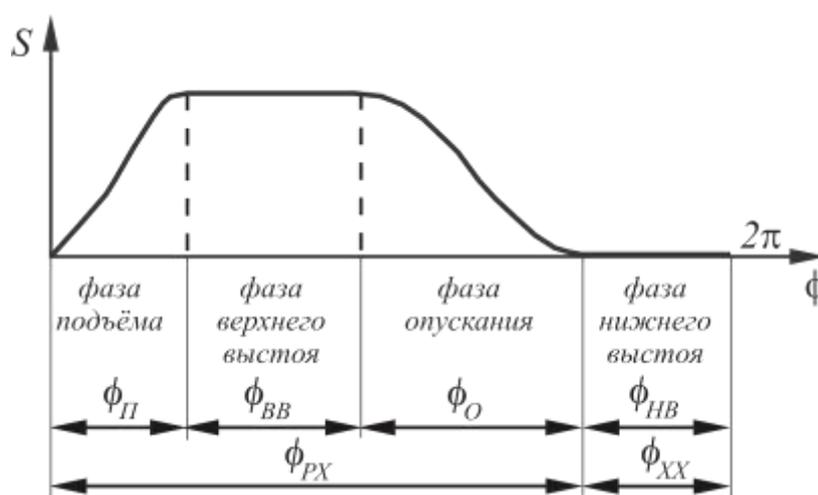


Рисунок 1.10 – Фазы движения выходного звена кулачкового механизма

Каждая фаза движения выходного звена кулачкового механизма характеризуется соответствующими двумя видами углов:

фазовый угол φ – угол поворота кулачка за время действия определенной фазы движения выходного звена;

профильный угол δ – угловая координата рабочей точки теоретического профиля кулачка, соответствующая текущему фазовому углу (рис. 1.10).

В соответствии с классификацией фаз, фазовые углы делятся на четыре вида (рис. 1.10, 1.11):

фазовый угол подъема φ_{Π} ;

фазовый угол верхнего стояния или выстоя φ_{BB} ;

фазовый угол опускания φ_{O} ;

фазовый угол нижнего стояния или выстоя φ_{HB} .

Сумма всех четырех фазовых углов образует цикловой фазовый угол:

$$\varphi = \varphi_{\Pi} + \varphi_{BB} + \varphi_{O} + \varphi_{HB} = 2\pi. \quad (1.19)$$

Сумма первых трех фазовых углов составляет фазовый угол рабочего хода кулачкового механизма:

$$\varphi_{PX} = \varphi_{\Pi} + \varphi_{BB} + \varphi_{O}. \quad (1.20)$$

Фазовый угол холостого хода кулачкового механизма равен фазовому углу нижнего выстоя, т.е. $\varphi_{XX} = \varphi_{HB}$.

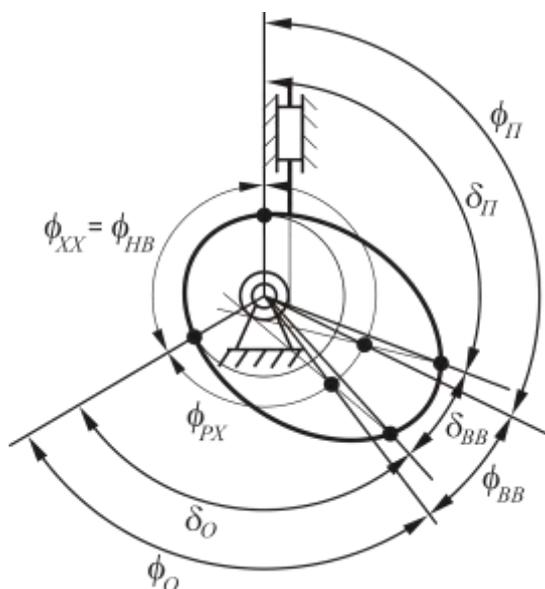


Рисунок 1.11 – Фазовые и профильные углы кулачкового механизма

Каждой фазе движения звеньев кулачковых механизмов соответствует свой профильный угол, которые также делятся на четыре вида (рис. 1.11):

- угол подъема δ_{II} ;
- угол верхнего стояния или выстоя δ_{BV} ;
- угол опускания δ_O ;
- угол нижнего стояния или выстоя δ_{NB} .

В общем случае фазовый и профильный углы соответствующих фаз движения звеньев типовых кулачковых механизмов не равны друг другу: $\varphi \neq \delta$.

1.3.3 Законы движения выходного звена

Теоретически в кулачковом механизме можно осуществить самые различные законы движения ведомых звеньев, но на практике пользуются только теми, которые удовлетворяют кинематическим и динамическим требованиям к кулачковым механизмам.

Кинематическое условие состоит в том, что передача движения между кулачком и ведомым звеном возможна только в случаях, когда проекции линейных скоростей точки касания этих звеньев на общую нормаль равны.

При передаче движения в кинематической паре кулачок-толкатель действуют следующие усилия:

F_δ – **сила давления**, вектор которой направлен вдоль нормали $n-n$;

$F = F_\delta \cos \delta$ – **сила полезных сопротивлений** (сила тяжести, сила инерции, давления в пружине и т.д.);

$H = F_\delta \sin \delta$ – **сила вредных сопротивлений**, вызывающая перекося толкателя, возникновение сил трения в направляющих.

Угол δ между направлениями векторов силы F_δ и скорости толкателя V_2 называется **углом давления**. Угол $\gamma = 90^\circ - \delta$ – **угол передачи движения**.

Если эта сила вредных сопротивлений будет очень велика, может произойти заклинивание и поломка толкателя.

Для уменьшения силы H необходимо уменьшать угол давления δ . Однако, с другой стороны, с уменьшением угла δ возрастают размеры кулачка.

Динамическое условие записывается в виде

$$\delta \leq \delta_{max}.$$

Принимают $\delta_{max} = 30^\circ$ для поступательно движущихся толкателей; $\delta_{max} 450^\circ$ для вращающихся толкателей.

Кинематическому и динамическому условиям удовлетворяют три типа законов движения ведомого звена.

1. Законы, дающие постоянную скорость ведомого звена (законы с жесткими ударами)

Основными представителями законов движения выходных звеньев с жесткими ударами являются линейный (рис. 1.12, а) и линейный с переходными кривыми (рис. 1.12, б). Для законов с жесткими ударами характерно наличие в начале и конце фаз удаления и сближения точек, имеющих значения ускорений, теоретически равных бесконечности, что вызывает в зоне контакта звеньев кулачкового механизма появление сил инерции, также равных бесконечности. Данное явление свидетельствует о возникновении соударения рабочих поверхностей контактирующих звеньев. Законы с жесткими ударами имеют ограниченное применение и используются в неответственных механизмах, работающих при низких скоростях движения и невысокой долговечности.

2. Законы, дающие постоянное ускорение ведомого звена (законы с мягкими ударами)

В этих законах ускорение в некоторых точках мгновенно изменяется на конечную величину, вызывая резкое изменение силы инерции, что ведет к появлению мягкого удара, что является наиболее предпочтительным для обеспечения качественных показателей кулачкового механизма. К подобным законам относятся равноускоренный (рис. 1.13, а), косинусоидальный (рис. 1.13, б), линейно-убывающий (рис. 1.13, в) и линейно-возрастающий (рис. 1.13, г).

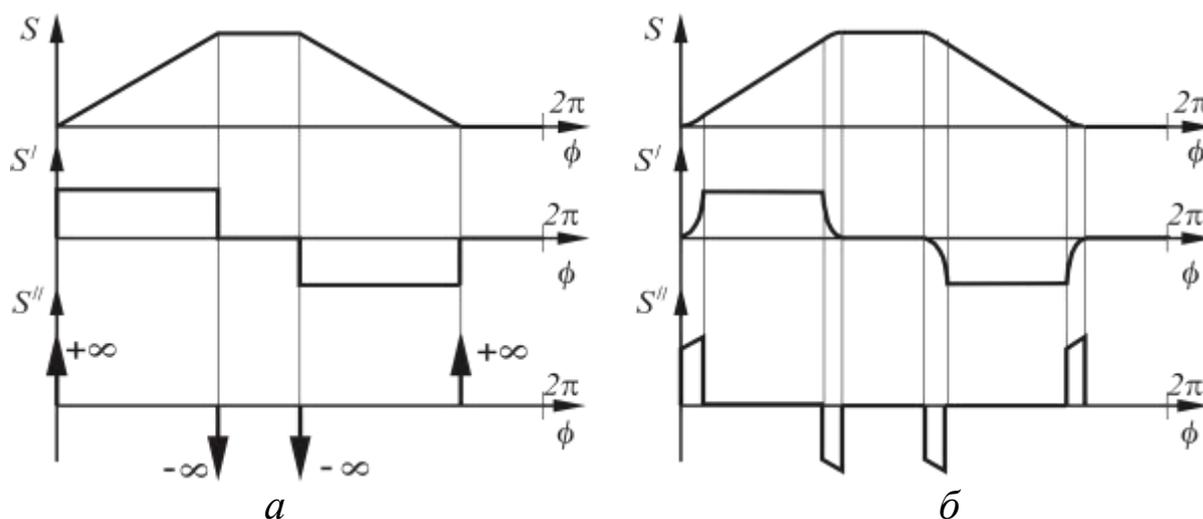


Рисунок 1.12 – Законы движения выходных звеньев с жесткими ударами

Законы с мягкими ударами допускают наличие соударения рабочих поверхностей контактирующих звеньев кулачкового механизма, возникающие при мгновенном изменении значений ускорений точек контакта на конечную величину. Мягкие удары – менее опасны. Реализация данных законов осуществляется в механизмах, работающих с небольшими скоростями при высокой долговечности.

3. Безударные законы

В этом случае кривая ускорений не имеет точек разрыва ни первого, ни второго рода (рис. 1.14). Закон движения ведомого звена в этом случае может быть синусоидальным (рис. 1.14, а) или косинусоидальным (рис. 1.14, б). Такие законы способствуют наибольшей работоспособности и долговечности кулачкового механизма и обеспечивают плавную работу механизма, но имеют существенный недостаток, выражающийся в медленном нарастании перемещения выходного звена, сопровождаемого большими значениями ускорений.

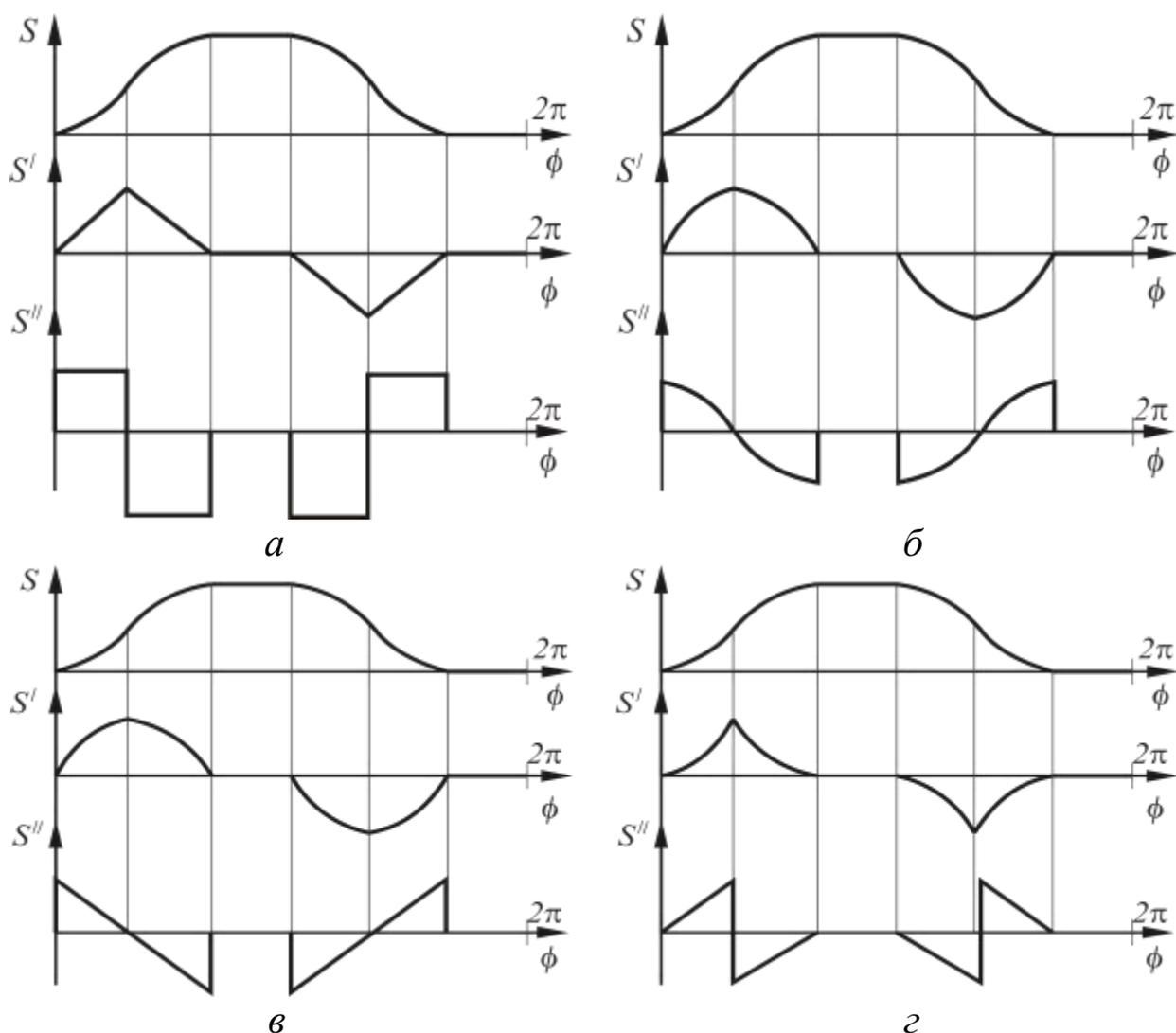


Рисунок 1.13 – Законы движения выходных звеньев с мягкими ударами

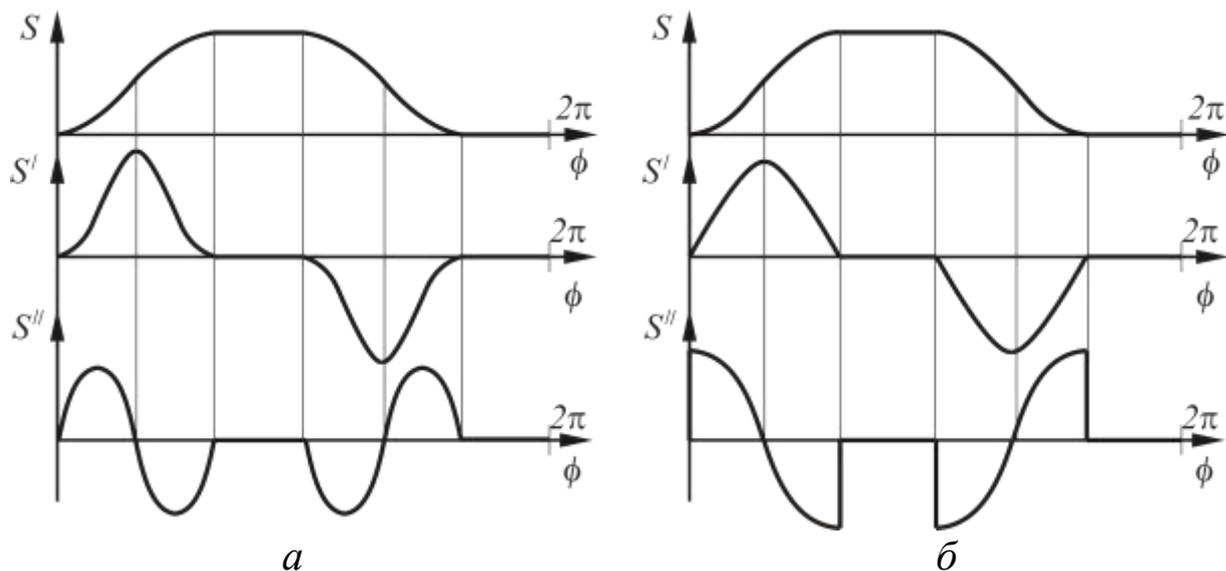


Рисунок 1.14 – Безударные законы движения выходных звеньев

Безударные законы движения выходных звеньев являются предпочтительными с точки зрения восприятия звеньями кулачковых механизмов силовых факторов. Кулачки, реализованные по безударным законам движения, имеют конструктивные профили более сложной конфигурации, изготовление которых технологически сложно, так как требует применения высокоточного оборудования, поэтому их изготовление существенно дороже. Кулачковые механизмы с безударными законами выходных звеньев целесообразно применять при высоких скоростях и жестких требованиях к точности и долговечности.

1.4 Теория зубчатого эвольвентного зацепления

Зубчатыми называют механизмы, в которых движение между звеньями (зубчатыми колесами) передается с помощью последовательного зацепления зубьев.

Высшей кинематической парой в зубчатом механизме является кинематическая пара «зуб – зуб».

Теоремы, определяющие кинематику высших кинематических пар

1. Теорема о проекциях линейных скоростей точки касания в высших кинематических парах на общую нормаль: проекции линейных скоростей точек касания в высшей кинематической паре на общую касательную могут отличаться друг от друга ($\bar{V}_1^t \neq \bar{V}_2^t$), однако на общую нормаль проекции должны быть равны между собой ($\bar{V}_1^n = \bar{V}_2^n$).

Следствие теоремы: концы векторов линейных скоростей точки касания должны лежать на одном перпендикуляре к общей нормали.

В случае если $\vec{V}_1^n \neq \vec{V}_2^n$, то одно звено опережает другое (нарушается контакт) либо одно звено врезается в другое.

2. *Основная теорема зацепления*: для обеспечения постоянного передаточного числа зубчатых колес профили их зубьев должны быть очерчены по кривым, у которых общая нормаль, проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами колес на части, обратно пропорциональные угловым скоростям:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Эта теорема была доказана Виллисом. Из множества кривых, удовлетворяющих требованиям основной теории зацепления, практическое применение в современном машиностроении получила эвольвента окружности.

Эвольвентой окружности называют плоскую кривую переменной кривизны, которую описывает точка прямой, перекатываемой без скольжения по окружности. Эту окружность называют *эволютой* (рис. 1.15).

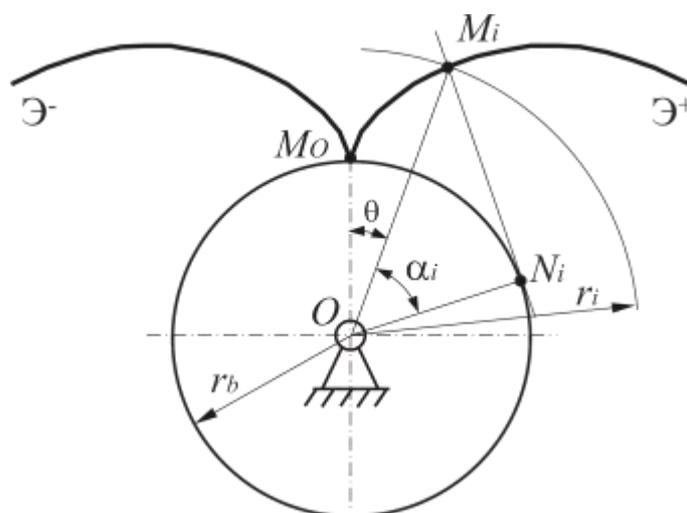


Рисунок 1.15 – Эвольвента окружности

Окружность, по которой перекатывается прямая при образовании эвольвенты, называется *основной окружностью*.

Прямая, перекатываемая по окружности, называется *производящей прямой*.

Эвольвентный профиль получил широкое распространение благодаря тому, что:

- позволяет получить сравнительно точно и просто профиль зуба в процессе нарезания;

- без нарушения правильности зацепления допускает некоторое изменение межосевого расстояния a_w , которое может появиться в результате неточностей изготовления и сборки, деформации деталей передачи при работе;

- обеспечивает высокую точность и долговечность зубьев, малые скорости скольжения точек контакта на поверхности зацепляющихся зубьев и высокий КПД.

Свойства эвольвенты окружности:

- производящая прямая является одновременно касательной к основной окружности и нормалью ко всем производимым ею эвольвентам;

- две эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистантны (т.е. расстояние между эвольвентами в направлении нормали везде одинаковое);

- с увеличением радиуса основной окружности эвольвента становится более полой и при стремлении радиуса к бесконечности эвольвента обращается в прямую линию.

Контактирующие профили зубьев колес, выполненные по эвольвентам окружностей, образуют ***эвольвентное зацепление***.

Свойства эвольвентного зацепления:

1. Передаточное отношение эвольвентного зацепления определяется только отношением величин радиусов основных окружностей и является величиной постоянной:

$$i'_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = const ,$$

где r_{b2} , r_{b1} – радиусы основных окружностей колес.

2. При изменении межосевого расстояния в эвольвентном зацеплении его передаточное отношение не изменяется:

$$i'_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = i_{12} .$$

3. За пределами линии активного зацепления A_1B_1 (рис. 1.16) ветви эвольвент не имеют общей нормали, следовательно, профили зубьев, выполненные по этим кривым, будут пересекаться. Пересечение профилей является причиной возникновения интерференции эвольвент, что приводит к заклиниванию контактирующих профилей зубьев колес.

Геометрия эвольвентного зубчатого колеса характеризуется геометрическими параметрами. К основным геометрическим параметрам эвольвентного зубчатого колеса относятся модуль m , шаг p , угол профиля α , число зубьев z и коэффициент относительного смещения x .

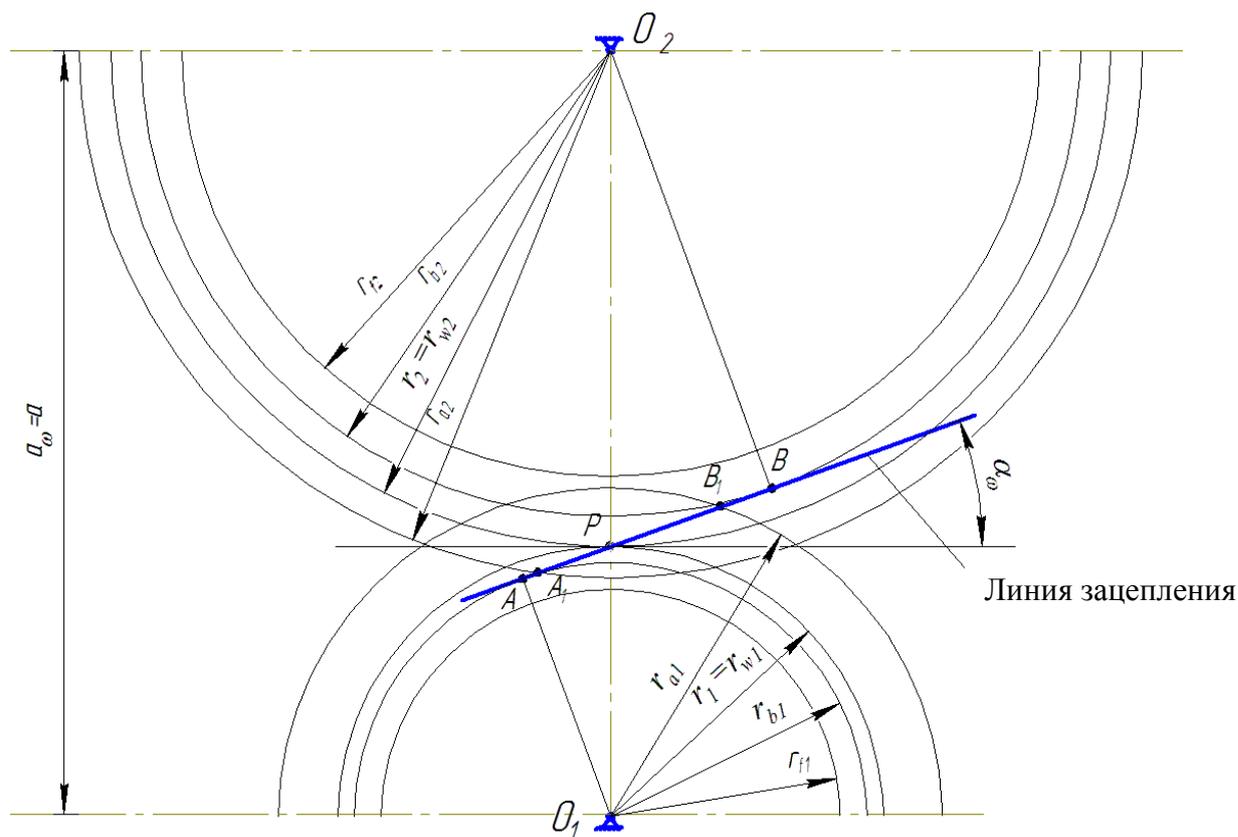


Рисунок 1.16 – Геометрические параметры эвольвентного зубчатого зацепления

Модуль зацепления соответствует линейной величине, в π раз меньшей окружного шага, или отношению шага по любой концентрической окружности зубчатого колеса к числу π . На колесе можно провести бесчисленное множество окружностей, на каждой из которых будет иметься свой модуль. В зависимости от вида окружности, по которой определяется модуль, различают несколько основных видов модулей: делительный, основной, начальный (рис. 1.17). Для косозубых колес дополнительно различают нормальный, торцевой и

осевой модули. Для ограничения числа модулей ГОСТом установлен стандартный ряд его значений, которые определяются по делительной окружности.

Модуль – число миллиметров диаметра делительной окружности зубчатого колеса, приходящееся на один зуб.

Делительная окружность – теоретическая окружность зубчатого колеса, на которой модуль и шаг принимают стандартные значения.

Диаметр делительной окружности

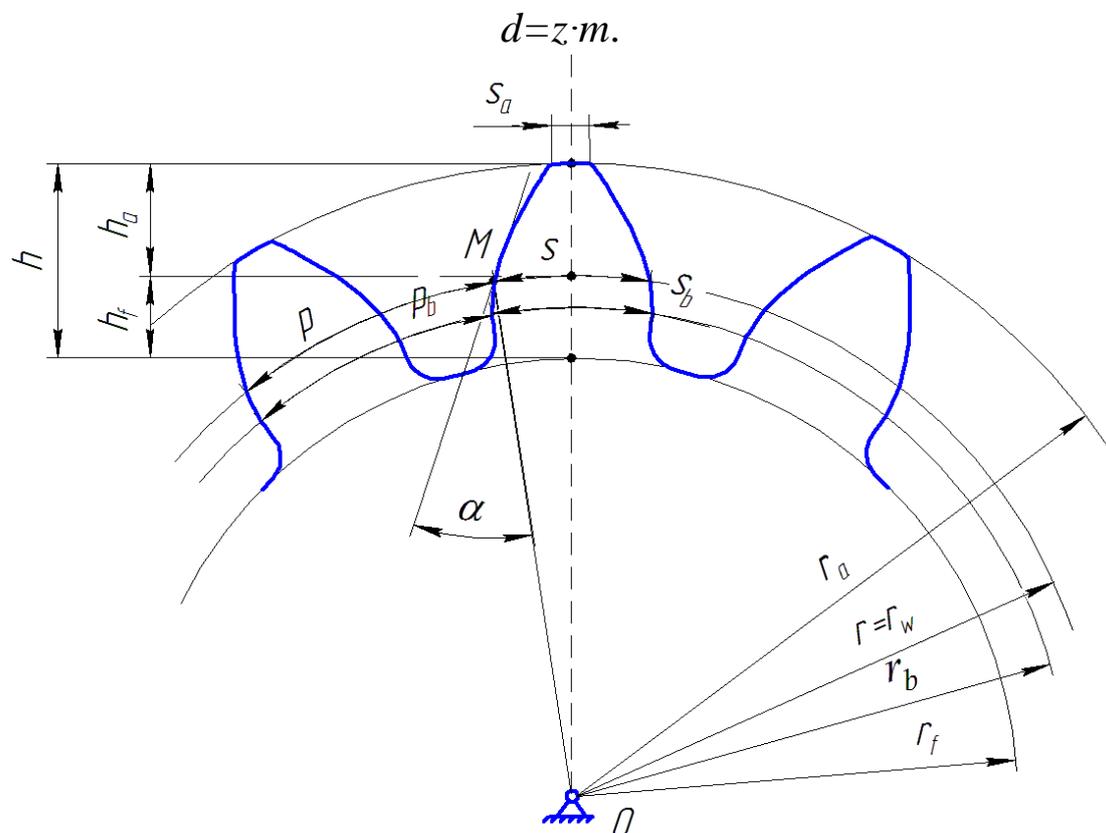


Рисунок 1.17 – Геометрия эвольвентного зубчатого колеса

При равенстве коэффициента относительного смещения делительная окружность совпадает с начальной окружностью.

Начальная окружность – теоретическая окружность зубчатого колеса, принадлежащая его начальной поверхности.

Диаметр начальной окружности

$$d_w = d \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)}$$

где α – угол профиля; α_w – угол зацепления.

Делительная окружность делит зуб на головку и ножку.

Головка зуба – часть зуба, расположенная между делительной окружностью зубчатого колеса и его окружностью вершин.

Ножка зуба – часть зуба, расположенная между делительной окружностью зубчатого колеса и его окружностью впадин.

Сумма высот головки h_a и ножки h_f соответствует высоте зубьев h :

$$h = h_a + h_f.$$

Высота зубьев

$$h = \frac{d_a - d_f}{2},$$

где d_a , d_f – соответственно, диаметры окружностей вершин и впадин.

Окружность вершин – теоретическая окружность зубчатого колеса, соединяющая вершины его зубьев.

Диаметр окружности вершин

$$d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y),$$

где x – коэффициент относительного смещения;

h_a^* – коэффициент высоты головки зуба;

Δy – коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - \frac{a_{\omega} - a}{m},$$

где a_{ω} , a – начальное и делительное межосевые расстояния.

Окружность впадин – теоретическая окружность зубчатого колеса, соединяющая все его впадины.

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d + 2m(x - h_f^*),$$

где h_f^* – коэффициент высоты ножки зуба.

Окружной шаг, или **шаг p** – расстояние по дуге делительной окружности между одноименными точками профилей соседних зубьев.

Окружной шаг по делительной окружности

$$p = \pi \cdot m.$$

Помимо окружного шага дополнительно различают:

угловой шаг – центральный угол, охватывающий дугу делительной окружности, соответствующий окружному шагу:

$$\tau = \frac{360}{z};$$

шаг по основной окружности – расстояние по дуге основной окружности между одноименными точками профилей соседних зубьев:

$$p_b = p \cdot \cos(\alpha).$$

Диаметр основной окружности

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

Окружной шаг зубчатого колеса по делительной окружности делится на толщину зуба s по делительной окружности и ширину впадины e по делительной окружности:

$$p = s + e.$$

Толщина зуба s по делительной окружности – расстояние по дуге делительной окружности между разноименными точками профилей одного зуба

$$s = 2m \left(\frac{\pi}{4} + x(\operatorname{tg} \alpha) \right).$$

Ширина впадины e по делительной окружности – расстояние по дуге делительной окружности между разноименными точками профилей соседних зубьев:

$$e = p - s.$$

В стандартном эвольвентном зубчатом зацеплении при $x=0$ ширина впадины и толщина зуба равны друг другу, т.е.

$$s = e = \pi \frac{m}{2}.$$

Зуб эвольвентного зубчатого колеса можно рассматривать как консольную балку переменного сечения. В зависимости от вида окружности, по которой измеряется толщина зуба, дополнительно различают несколько видов данного параметра.

Толщина зуба s_b по основной окружности – расстояние по дуге основной окружности между разноименными точками профилей одного зуба.

Толщина зуба s_a по окружности вершин – расстояние по дуге окружности вершин между разноименными точками профилей одного зуба

$$s_a = m \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_a)} \left(\frac{\pi}{2} + \Delta - z(\operatorname{inv}(\alpha_a) - \operatorname{inv}(\alpha)) \right),$$

где Δ – коэффициент изменения толщины зуба;

α_a – угол профиля на окружности вершин.

Коэффициент изменения толщины зуба

$$\Delta = 2x \operatorname{tg}(\alpha).$$

Угол профиля α – острый угол между касательной $n - n$ к профилю зуба в точке, лежащей на делительной окружности зубчатого колеса и радиус-вектором, проведенным в данную точку из его геометрического центра.

Угол профиля на окружности вершин

$$\alpha_a = \arccos\left(\frac{d_b}{d_a}\right).$$

Значения угла профиля стандартизованы. Наибольшее распространение получил угол профиля $\alpha = 20^\circ$. В то же время применяются зубчатые колеса с углами профиля, значения которых меньше или больше 20° .

2. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовая работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Графические построения по каждому разделу курсового проекта выполняют на отдельном листе формата А1 (594×841 мм) в соответствии с требованиями ГОСТ ЕСКД. Чертежные листы формата А1 сворачиваются по ГОСТ 2.501-88, образец которого приведен в Приложении 3.

Пояснительная записка оформляется на листах формата А4 (210×297) в соответствии с ГОСТ 2.105-79 «Общие требования к текстовым документам» и должна содержать следующие разделы:

- титульный лист, пример оформления которого приведен в Приложении 1;
- лист содержания пояснительной записки;
- задание на курсовой проект, содержащее исходные данные к каждому разделу проекта;
- основной текст пояснительной записки с подробным описанием расчетов и графических построений.

«Содержание» выполняется на листе с основной надписью по форме 1, а все последующие листы пояснительной записки оформляются с основной надписью по форме 2, представленной в Приложении 2.

Все необходимые для расчета формулы и уравнения следует записывать сначала в общем, буквенном виде, а затем записывать подставляемые числовые значения и только потом конечный результат вычислений с *обязательным указанием размерности*.

Варианты заданий для курсового проекта выбирают в зависимости от последней и предпоследней цифр номера зачетной книжки или студенческого билета студента.

3. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

3.1 Задание для расчета кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания

Исходные данные

Схема кривошипно-ползунного механизма двигателя внутреннего сгорания представлена на рисунке 3.1. Механизм включает следующие звенья: 1 – кривошип OA, 2 – шатун AB, 3 – ползун. Центр масс шатуна AB на схеме обозначен точкой S_2 .

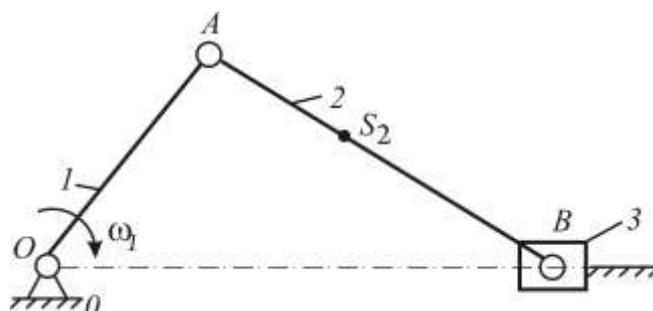


Рисунок 3.1 – Структурная схема кривошипно-ползунного механизма

Параметры кинематической схемы механизма выбираются по таблице 3.1 в зависимости от последней цифры шифра.

Таблица 3.1 – Данные для кривошипно-ползунного механизма

Параметр механизма	Вариант задания (последняя цифра зачетной книжки)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{OA}, м$	0,055	0,06	0,075	0,042	0,043	0,051	0,07	0,065	0,07	0,063
$l_{AB}, м$	0,189	0,26	0,3	0,168	0,165	0,204	0,25	0,25	0,25	0,262
$l_{AS_2}, м$	0,066	0,083	0,084	0,064	0,061	0,078	0,085	0,095	0,087	0,095
$D, м$	0,085	0,1	0,125	0,072	0,072	0,092	0,12	0,11	0,12	0,1
$m_2, кг$	1,2	1,8	5,0	3,0	3,5	3,7	2,1	5,5	6,8	3,5
$m_3, кг$	1,0	1,5	4,2	2,2	2,4	2,5	1,8	4,0	4,5	2,0
$J_{S_2}, кг \cdot м^2$	0,007	0,021	0,076	0,015	0,016	0,025	0,022	0,058	0,072	0,037
$\omega_0, рад/с$	200	150	110	180	160	150	120	100	110	140
$\omega_1, рад/с$	$\omega_1 = \omega_0 + 3N$									
N	11	12	13	14	15	16	17	18	19	10
$\varphi_1, град$	30	45	60	120	135	210	240	300	315	330

В таблице 3.1 приняты следующие обозначения параметров механизма:

l_{OA} , l_{AB} и l_{AS2} – размеры звеньев;

D – диаметр поршня;

m_2 и m_3 – массы шатуна и поршня соответственно;

J_{S2} – центральный момент инерции шатуна АВ;

ω_1 – угловая скорость кривошипа ОА;

ω_0 – базовая угловая скорость.

Данные для построения индикаторной диаграммы давления газов на поршень, представленной на рисунке 3.2, выбираются по таблице 3.2.

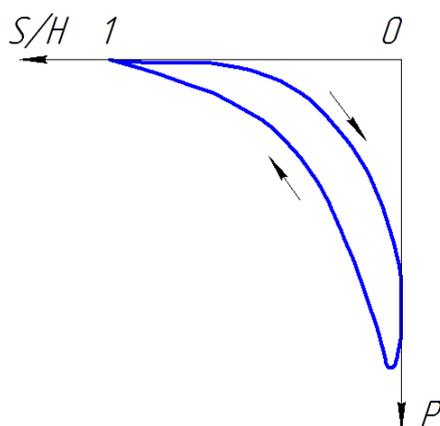


Рисунок 3.2 – Индикаторная диаграмма давления газов на поршень

Таблица 3.2 – Зависимость давления газов в цилиндре от перемещения поршня

Перемещение поршня, в долях хода (S/H)	Давление газов в цилиндре P^i , мПа	
	Сжатие	Расширение
0,0	3,6	3,6
0,05	2,0	4,7
0,1	1,1	3,8
0,2	0,6	2,4
0,3	0,3	1,8
0,4	0,16	1,4
0,5	0,1	1,15
0,6	0,06	0,95
0,7	0,04	0,8
0,8	0,02	0,6
0,9	0,0	0,01
1,0	0,0	0,01

Диаметры коренной и шатунной шеек вала определяются по формуле

$$d_0 = d_A = l_{OA} / 2,$$

диаметр поршневого пальца

$$d_B = l_{OA} / 3.$$

Коэффициенты трения во вращательных кинематических парах – $f_B = 0,08$, и в поступательной кинематической паре – $f_{II} = 0,1$.

Этапы расчета кривошипно-ползунного механизма

1. Выполнить структурный анализ механизма (определить степень подвижности, выделить первичный механизм и структурную группу Ассур (СГ), определить класс, порядок и вид СГ, перечислить все кинематические пары).

2. Используя масштабный коэффициент длин, построить 12 положений механизма и графически определить ход ползуна. За начальное положение кривошипа принять одно из крайних положений.

3. Для **четырёх** положений механизма определить величины и направления линейных и угловых скоростей и ускорений характерных точек механизма используя метод планов:

1-е положение – определяется углом φ_1 , который определяется по таблице 2.1;

2-е положение – $\varphi_1 + 130^\circ$;

3-е положение – кривошип расположен вертикально (либо вертикально вниз, либо вверх);

4-е положение – кривошип расположен горизонтально (либо горизонтально вправо от стойки, либо влево от стойки).

4. Построить диаграмму пути ползуна и используя метод графического дифференцирования диаграммы пути, построить диаграммы аналога скорости и аналога ускорения.

5. Построить индикаторную диаграмму давления газов на поршень и определить силу давления в четырех расчетных положениях механизма.

6. Определить силы инерции шатуна АВ и ползуна.

7. Определить силы тяжести звеньев.

8. Выполнить силовой расчет структурной группы для четырех расчетных положений механизма. Изобразить отдельно в масштабе

схему структурной группы и показать силы, действующие на звенья группы со стороны отброшенных звеньев, а также силы тяжести и силы инерции звеньев. Построить в масштабе план сил, действующих на структурную группу. Определить реакции во всех кинематических парах механизма.

9. Выполнить силовой расчет первичного механизма для четырех расчетных положений механизма. Определить реакцию стойки и уравновешивающий момент, приложенный к кривошипу ОА.

10. Построить рычаг Жуковского и определить уравновешивающую силу и уравновешивающий момент, приложенный к кривошипу ОА.

11. Сравнить между собой величины уравновешивающего момента, найденного двумя различными способами.

12. Определить потери мощности на преодоление сил трения во всех кинематических парах механизма.

3.2 Задание для синтеза кулачкового механизма

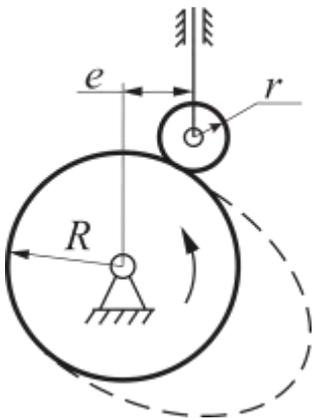
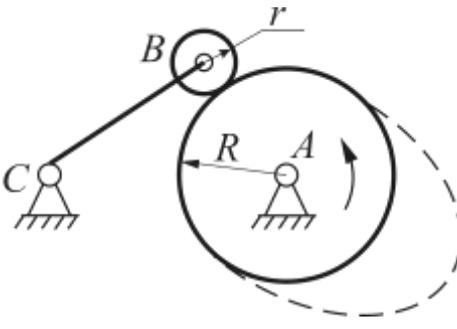
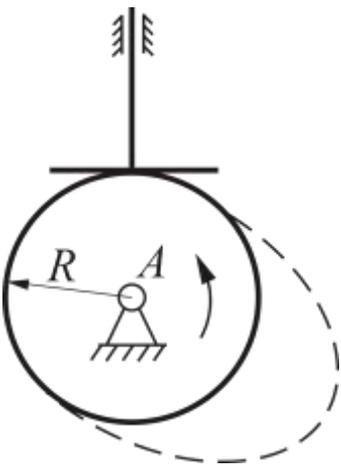
Исходные данные

Структурная схема, ход толкателя и основные размеры кулачкового механизма выбираются по таблицам 3.3 и 3.4 в зависимости от последней цифры шифра.

Таблица 3.3 – Численные значения для синтеза кулачкового механизма

Номер варианта (последняя цифра зачетной книжки)	Вид механизма	Базовый ход толкателя h_0 , мм	Ход толка- теля, h , мм	Вид диаграммы ускорений	
				при подъеме	при опускании
0	1	50	$h_0+0,6N$	1	2
1	2	55	$h_0+0,3N$	2	3
2	3	50	$h_0+0,5N$	3	2
3	1	55	$h_0+0,5N$	2	1
4	2	60	$h_0+0,3N$	1	3
5	3	55	$h_0+0,5N$	3	1
6	1	60	$h_0+0,4N$	2	3
7	2	65	$h_0+0,3N$	3	2
8	3	60	$h_0+0,3N$	2	1
9	1	65	$h_0+0,2N$	1	3

Таблица 3.4 – Вид кулачкового механизма

Вид 1	Вид 2	Вид 3
 <p style="text-align: center;"> $R=h$ $e=0,4h$ $r=10$ мм </p>	 <p style="text-align: center;"> $R=h$ $l_{AC}=2h+30$ $l_{BC}=l_{AC}$ $r=10$ мм </p>	 <p style="text-align: center;"> $R=h$ </p>

Вид диаграмм аналога ускорений на фазах подъема и опускания толкателя кулачкового механизма выбирается по таблицам 3.3 и 3.5 в зависимости от последней цифры шифра.

Фазовые углы кулачка выбираются по таблице 3.6 в зависимости от предпоследней цифры шифра.

Этапы синтеза кулачкового механизма

1. Определить амплитудные значения a_1 и a_2 аналога ускорений толкателя на фазах подъема и опускания.
2. Построить диаграмму изменения аналога ускорений толкателя в зависимости от угла поворота кулачка.
3. Определить амплитудные значения v_1 и v_2 аналога скорости толкателя на фазах подъема и опускания.
4. Используя метод графического интегрирования, построить диаграммы аналога скорости и перемещения толкателя.
6. Используя диаграмму перемещения толкателя, построить профиль кулачка, применяя метод обращения движения.

Таблица 3.5 – Вид диаграммы аналога ускорения толкателя

Фаза	Вид 1	Вид 2	Вид 3
Подъем			
Опускание			

Таблица 3.6 – Фазовые углы поворота кулачка

Обозначение	Вариант (предпоследняя цифра зачетной книжки)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ_n град	96	108	120	132	84	96	108	120	132	84
$\varphi_{вв}$ град	60	72	60	72	60	72	60	72	60	72
φ_0 град	84	132	132	120	108	132	120	108	96	120

3.3 Задание для синтеза зубчатого механизма с эвольвентным зацеплением

Исходные данные

Числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 выбираются из таблицы 3.7 в зависимости от последней цифры шифра.

Модуль зацепления $m = 2N - 12$.

Коэффициенты смещения:

– шестерни $x_1 = 0,3$;

– колеса $x_2 = -0,3$.

Таблица 3.7 – Количество зубьев для колеса и шестерни

Обозначение	Количество зубьев (выбирается по последней цифре шифра)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	12	13	14	15	16	12	13	14	15	16
z_2	26	25	24	23	22	27	26	25	24	23

Дополнительные данные к расчету *общие для всех вариантов*:

– угол профиля $\alpha = 20^\circ$;

- коэффициент высоты головки зуба $h_a = 1$;
- коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$;
- коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $p_f = 0,38$.

Этапы синтеза зубчатого механизма

1. Произвести геометрический расчет зубчатой передачи внешнего эвольвентного зацепления.

2. Построить картину зацепления, изобразив на каждом колесе по три зуба. Выделить линию зацепления, активную линию зацепления и активные профили зубьев. Масштаб графических построений выбрать так, чтобы общая высота зуба на чертеже была не меньше 30...40 мм.

3. Определить по данным картины зацепления коэффициент перекрытия зубчатой передачи и сравнить его с результатами аналитического расчета. Оценить погрешность.

4. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

4.1 Анализ кривошипно-ползунного механизма

4.1.1 Исходные данные для анализа кривошипно-ползунного механизма

Кинематическая схема исследуемого механизма изображена на рисунке 4.1. Исходными параметрами являются:

$\omega_1 = 200 \text{ рад/с}$ – угловая скорость вращения кривошипа;

$l_{OA} = 0,05 \text{ м}$, $l_{AB} = 0,2 \text{ м}$, $l_{AS_2} = 0,06 \text{ м}$ – размеры звеньев, где точка S_2 – центр тяжести шатуна;

$m_2 = 1 \text{ кг}$, $m_3 = 0,7 \text{ кг}$ – массы звеньев;

$J_{S_2} = 0,0068 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – центральный момент инерции шатуна;

$\varphi_1 = 315^\circ$ – угол, определяющий положение кривошипа;

$D = 0,07 \text{ м}$ – диаметр поршня;

$d_0 = d_A = l_{OA} / 2$ – диаметры коренной и шатунной шеек вала;

$d_B = l_{OA} / 3$ – диаметр поршневого пальца;

$f_B = 0,08$ – коэффициент трения во вращательных кинематических парах;

$f_{\Pi} = 0,1$ – коэффициент трения в поступательной кинематической паре.

4.1.2 Структурный анализ кривошипно-ползунного механизма

Кривошипно-ползунный механизм, являясь плоским механизмом, представляет собой замкнутую кинематическую цепь. В этом случае структурный анализ кривошипно-ползунного механизма сводится к решению двух задач:

1) определение подвижности механизма;

2) определение состава структуры.

Подвижность кривошипно-ползунного механизма определяется по структурной формуле Чебышева

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

где p_4 , p_5 – количество кинематических пар четвертого и пятого классов; n – количество подвижных звеньев кинематической цепи.

Структурная схема рассматриваемого механизма состоит из четырех звеньев. Три подвижных звена:

1-е звено OA – кривошип,

2-е звено AB – шатун,

3-е звено B – ползун и одно неподвижное звено: O – стойка.

Следовательно, $n = 3$.

Для определения подвижности механизма определим все кинематические пары пятого и четвертого классов, входящие в состав механизма. Результаты анализа оформим в виде таблицы 4.1.

Из анализа таблицы 4.1 видим, что исследуемый механизм кривошипно-ползунного механизма представляет собой замкнутую кинематическую цепь, звенья которой образуют между собой только пары пятого класса. Следовательно, $p_5 = 4$, а $p_4 = 0$.

Таблица 4.1 – Результаты структурного анализа кривошипно-ползунного механизма

Номер	Номер звеньев / название	Схема	Класс / подвижность	Вид контакта / замыкание
1	B_{0-1} вращательная		5/1	Поверхность / геометрическое
2	B_{1-2} вращательная		5/1	Поверхность / геометрическое
3	B_{2-3} вращательная		5/1	Поверхность / геометрическое
4	P_{3-0} поступательная		5/1	Поверхность / геометрическое

Подставив найденные значения коэффициентов в структурную формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Результат означает, что для однозначного определения взаимного расположения звеньев кривошипно-ползунного механизма достаточно одной обобщенной координаты ψ_1 – угла поворота кривошипа.

Состав структуры кривошипно-ползунного механизма исследуем согласно принципу построения механизмов по Ассуру.

Начиная с выходного звена – ползуна 3, разбиваем рассматриваемую схему кривошипно-ползунного механизма на группы звеньев. При этом руководствуемся следующим правилом: если выделенная группа звеньев обладает совместно нулевой подвижностью, то эта группа звеньев является структурной группой.

Группа звеньев 3 – 2 состоит из двух подвижных звеньев: шатуна 2 и ползуна 3 и трех кинематических пар пятого класса: B_{1-2} , B_{2-3} – двух вращательных пар и одной поступательной пары $П_{3-0}$. Тогда коэффициенты формулы Чебышева принимают следующие значения:

$$n = 2; p_5 = 3, p_4 = 0.$$

Подставив выявленные значения коэффициентов в структурную формулу Чебышева, получим

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$$

Следовательно, группа звеньев 3 – 2 является структурной группой 2-го класса 2-го порядка 2-го вида, структурная формула которой имеет вид ВВП.

Группа звеньев 0 – 1 состоит из подвижного звена – кривошипа 1 и стойки 0, образующих одну кинематическую пару пятого класса: B_{0-1} – вращательная пара. Тогда $n = 1$, $p_5 = 1$, а $p_4 = 0$.

Подставляя выявленные значения коэффициентов в структурную формулу Чебышева, получаем

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

Следовательно, группа звеньев 0 – 1 не является структурной группой, а представляет собой первичный механизм.

Из проведенного структурного анализа следует, что структура кривошипно-ползунного механизма, представленная на рисунке 4.1, состоит из первичного механизма с подвижностью, равной 1, и одной структурной группы 2-го класса, 2-го порядка и 2-го вида.

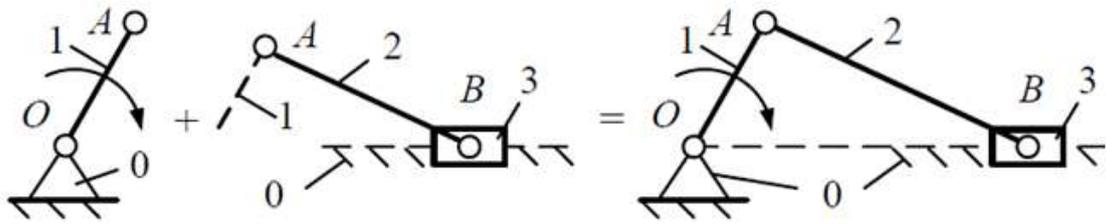


Рисунок 4.1 – Структурная схема кривошипно-ползунного механизма

4.1.3 План положений механизма

Примем длину отрезка OA , изображающего на кинематической схеме звено 1 , равной 25 мм. Тогда масштабный коэффициент для построения плана положения механизма будет следующим:

$$\mu_l = l_{OA} / OA = 0,05 / 25 = 0,002 \text{ м/мм.}$$

Определим длины отрезков, изображающих остальные звенья механизма на чертеже:

$$AB = l_{AB} / \mu_l = 0,2 / 0,002 = 100 \text{ мм,}$$

$$AS_2 = l_{AS2} / \mu_l = 0,06 / 0,002 = 30 \text{ мм.}$$

Сначала изображаем неподвижную опору O , оси координат и начальное положение звена OA_0 . За начальное положение кривошипа принимаем крайнее правое горизонтальное положение звена ($\varphi_1=0$). Проворачиваем кривошип на 360° по ходу его вращения с шагом 30° . Получаем 12 положений точки A и траекторию ее движения – окружность. С помощью метода засечек определяем положение точки B для каждого из 12 положений кривошипа и строим 12 положений шатуна AB (см. рис. 4.2). Выделяем на плане положений 4 расчетные положения механизма согласно заданному углу ψ_1 :

1-е положение – $\varphi_1=315^\circ$, которое определяется по таблице 3.1;

2-е положение – $\varphi_2=315+130^\circ=445^\circ$;

3-е положение – $\varphi_2=90^\circ$, кривошип расположен вертикально вниз;

4-е положение – $\varphi_2=180^\circ$, кривошип расположен горизонтально влево от стойки.

Измеряя на плане положений расстояние между крайними точками B_0 и B_6 , определяем ход ползуна:

$$l_H = B_0B_6 \cdot \mu_l = 50 \cdot 0,002 = 0,1 \text{ м},$$

где B_0B_6 – расстояние между крайними точками B_0 и B_6 в миллиметрах;

μ_l – масштабный коэффициент длин.

Проверяем полученное графически значение хода ползуна по следующей формуле

$$l_H = 2 \cdot l_{OA} = 2 \cdot 0,05 = 0,1 \text{ м}.$$

Если значения совпадают, построения выполнены верно.

4.1.4 Определение скоростей при помощи метода планов

1-е положение

Определяем величину скорости точки A :

$$V_{AI} = l_{OA} \cdot \omega_I = 0,05 \cdot 200 = 10 \text{ м/с}.$$

Принимаем длину вектора p_{Va} , изображающего на плане скорость точки A , равной

$$p_{Va} = 50 \text{ мм}.$$

Определяем масштабный коэффициент плана скоростей

$$\mu_V = V_{AI} / p_{Va} = 10 / 50 = 0,2 \text{ (м/с) / мм}.$$

Изображаем на плане вектор p_{Va} , направленный перпендикулярно звену OA , в сторону вращения кривошипа. Точка p_V – произвольная точка на плоскости, являющаяся полюсом плана скорости. В полюсе плана скорости располагаются точки механизма, скорости которых равны нулю. В нашем случае – это точка O .

Звено AB совершает плоско-параллельное движение, поэтому скорость точки B определяется как векторная сумма переносной скорости точки A (\vec{V}_A) и относительной скорости точки B (\vec{V}_{BA}):

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}.$$

Вектор скорости V_{BA} направлен перпендикулярно звену AB .

Векторное уравнение решаем графически, выполняя на чертеже следующие построения. Проводим через точку a прямую линию, перпендикулярную звену AB , и через полюс p_V – прямую, параллельную направляющей движения ползуна, т.е. в нашем случае параллельно оси x . На пересечении этих двух прямых будет находиться точка b . Соединяя полюс плана скорости p_V с точкой b , получаем вектор скорости точки B (V_B), направленный от полюса к точке b .

На отрезке ab будет находиться вектор относительной скорости V_{BA} , причем по правилу сложения векторов вектор должен быть направлен из точки a к точке b (см. рис. 4.2).

Положение центра тяжести s_2 звена AB на плане скоростей найдем, используя свойство подобия планов:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}},$$

откуда
$$as_2 = \frac{ab \cdot l_{AS_2}}{l_{AB}} = 38 \frac{0,03}{0,1} = 11,4 \text{ мм},$$

где as_2 и ab – длины отрезков на плане скоростей в *миллиметрах*;
 l_{AS_2} и l_{AB} – заданные длины звеньев, в *метрах*.

Точка s_2 на плане скорости находится на отрезке ab и определяется длиной as_2 . Соединяя полюс плана скорости p_V с точкой s_2 , получаем вектор скорости точки S_2 – V_{S_2} , направленный от полюса к точке s_2 .

Определяем величины скоростей точек механизма в первом положении:

$$V_{B1} = p_V b \cdot \mu_V = 42 \cdot 0,2 = 8,4 \text{ м/с};$$

$$V_{BA1} = ba \cdot \mu_V = 38 \cdot 0,2 = 7,6 \text{ м/с};$$

$$V_{S_2} = p_V s_2 \cdot \mu_V = 45 \cdot 0,2 = 9 \text{ м/с}.$$

Определяем величину угловой скорости звена AB :

$$\omega_2^I = V_{BA1} / l_{AB} = 7,6 / 0,2 = 38 \text{ рад/с}.$$

Для определения направления угловой скорости звена AB переносим вектор скорости V_{BA} из плана скорости в точку B на кинематическую схему и определяем, как вектор скорости поворачивает звено AB относительно точки A , при этом точку A считаем неподвижной (см. рис. 4.2).

Для трех других положений механизма алгоритм построения плана скорости аналогичен.

Так как кривошип совершает равномерное вращательное движение, то скорость точки A во всех положениях одинакова, т.е. $V_{A1} = V_{A2} = V_{A3} = V_{A4}$. Если длину вектора скорости точки A не менять, а назначать во всех расчетных положениях механизма $p_{Va} = 50$ мм, то и масштабный коэффициент плана скорости во всех положениях будет одинаковый, т.е. $m_V = 0,2$ (м/с) / мм.

2-е положение

Определяем величины скоростей точек механизма во втором положении:

$$V_{B2} = p_V b \cdot \mu_V = 48 \cdot 0,2 = 9,6 \text{ м/с},$$

$$V_{BA2} = ba \cdot \mu_V = 6 \cdot 0,2 = 1,2 \text{ м/с}.$$

Определяем величину угловой скорости звена AB .

$$\omega_2^{II} = V_{BA2} / l_{AB} = 1,2 / 0,2 = 6 \text{ рад/с}.$$

3-е положение

$$V_{B3} = V_{A1} = 10 \text{ м/с};$$

$$V_{BA3} = 0,$$

$$\omega_2^{III} = 0.$$

4-е положение

$$V_{B4} = 0,$$

$$|V_{BA4}| = |-V_{A1}| = 10 \text{ м/с},$$

$$\omega_2^{IV} = V_{BA4} / l_{AB} = 10 / 0,2 = 50 \text{ рад/с}.$$

4.1.5 Определение ускорений при помощи метода планов

1-е положение

Определим ускорение точки A . Так как по условию $\omega_I = const$, то величина ускорения точки A во всех положениях будет одинаковой и определяется по формуле

$$a_A = a_A^n = \omega_I^2 \cdot l_{OA} = 200^2 \cdot 0,05 = 2000 \text{ м/с}^2.$$

Примем длину вектора $p_a a$, изображающего на плане ускорение точки A , равной 50 мм . Тогда масштабный коэффициент для построения плана ускорений будет следующим:

$$\mu_a = \frac{a_A}{p_a a} = \frac{2000}{50} = 40 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}.$$

Изображаем на плане ускорения вектор ускорения точки A длиной $p_a a$, направленный вдоль звена OA к центру вращения, т.е. к точке O .

Для нахождения ускорения точки B составляем векторное уравнение

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau,$$

где \bar{a}_{BA}^n и \bar{a}_{BA}^τ – нормальное и касательное ускорения точки B при плоско-параллельном движении звена 2. Вектор \bar{a}_{BA}^n направлен вдоль звена AB от точки B к точке A , вектор \bar{a}_{BA}^τ направлен перпендикулярно звену AB .

Определяем нормальное ускорение a_{BA}^n по формуле

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 38^2 \cdot 0,2 = 288,8 \text{ м/с}^2.$$

Определим длину вектора av' , изображающего на плане нормальное ускорение \bar{a}_{BA}^n :

$$av' = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{288,8}{40} = 7,22 \text{ мм}.$$

Векторное уравнение, позволяющее определить ускорение точки B решим графически. На плане ускорений из точки a откладываем вектор нормального ускорения \bar{a}_{BA1}^n длиной av' . Через точку v' проводим прямую перпендикулярную звену AB . Учитывая, что вектор абсолютного ускорения точки B направлен вдоль направляющей движения ползуна, проводим прямую через полюс плана ускорения до ее пересечения с перпендикуляром к AB . На пересечении этих прямых будет находиться точка v . Соединяя полюс p_a с точкой v , получим вектор абсолютного ускорения точки B (см. рис. 4.2).

Точку s_2 на плане ускорений найдем, используя свойства подобия планов, из соотношения:

$$as_2 = \frac{ab \cdot l_{AS2}}{l_{AB}} = \frac{35 \cdot 0,06}{0,2} = 10,5 \text{ мм},$$

где as_2 и ab – длины отрезков на плане ускорений, мм;
 l_{AS2} и l_{AB} – параметры механизма, м.

Определяем ускорения точек механизма по величине:

$$\begin{aligned} a_{B1} &= p_a v \cdot \mu_a = 38 \cdot 40 = 1520 \text{ м/с}^2; \\ a_{BA1}^\tau &= av' \cdot \mu_a = 35 \cdot 40 = 1400 \text{ м/с}^2; \\ a_{S2}^I &= p_a s_2 \cdot \mu_a = 43 \cdot 40 = 1720 \text{ м/с}^2, \end{aligned}$$

где $p_a v$, av' , $p_a s_2$ – длины отрезков на плане ускорений механизма, мм.

Определяем угловое ускорение звена 2 по величине:

$$\varepsilon_2^I = \frac{a_{BA1}^\tau}{l_{AB}} = \frac{1400}{0,2} = 7000 \text{ рад/с}^2.$$

Направление углового ускорения ε_2^I определяется направлением касательного ускорения a_{BA1}^τ , как это показано на рисунке 4.2.

2-е положение

Определяем величины ускорений точек механизма во втором положении:

$$\begin{aligned}
a_{B2} &= p_a v \cdot \mu_a = 10 \cdot 40 = 400 \text{ м/с}^2, \\
a_{BA2}^\tau &= a v' \cdot \mu_a = 52 \cdot 40 = 2080 \text{ м/с}^2, \\
a_{S2}^{II} &= p_a s_2 \cdot \mu_a = 36 \cdot 40 = 1440 \text{ м/с}^2, \\
\varepsilon_2^{II} &= \frac{a_{BA2}^\tau}{l_{AB}} = \frac{2080}{0,2} = 10400 \text{ рад/с}^2.
\end{aligned}$$

3-е положение

$$\begin{aligned}
a_{B3} &= p_a v \cdot \mu_a = 17 \cdot 40 = 680 \text{ м/с}^2, \\
a_{BA3}^\tau &= a v' \cdot \mu_a = 56 \cdot 40 = 2240 \text{ м/с}^2, \\
a_{S2}^{III} &= p_a s_2 \cdot \mu_a = 36 \cdot 40 = 1480 \text{ м/с}^2, \\
\varepsilon_2^{III} &= \frac{a_{BA3}^\tau}{l_{AB}} = \frac{1480}{0,2} = 7400 \text{ рад/с}^2.
\end{aligned}$$

4-е положение

$$\begin{aligned}
a_{B4} &= p_a v \cdot \mu_a = 27 \cdot 40 = 1080 \text{ м/с}^2, \\
a_{BA4}^\tau &= 0, \Rightarrow \omega_2^{III} = 0.
\end{aligned}$$

4.1.6 Построение диаграммы перемещения выходного звена

Диаграмма перемещения строится в следующих координатных осях: по оси ординат – угол поворота кривошипа φ , по оси абсцисс – перемещение ползуна S .

Кривошип, совершая вращательные движения с постоянной угловой скоростью, перемещается за одинаковые промежутки времени на одинаковые угловые расстояния. Это позволяет совместить с осью угла поворота кривошипа φ ось времени t , а полученную диаграмму считать функцией этого параметра $S=f(\varphi)=f(t)$.

Определяем масштабные коэффициенты по осям: масштабный коэффициент оси пути μ_S (м/мм) и оси времени μ_t (с/мм):

$$\mu_S = \frac{l_H}{y} = \frac{0,1}{50} = 0,002 \text{ м/мм},$$

$$\mu_t = \frac{60}{n \cdot L} = \frac{60}{200 \cdot 180} = 0,0016 \text{ с/мм},$$

где l_H – ход выходного звена при поступательном движении, м;
 y – произвольная длина отрезка, соответствующего ходу выходного звена, мм;

n – частота вращения ведущего звена (кривошипа) (об/мин);

L – произвольная длина отрезка, соответствующего одному циклу работы ведущего звена (одному обороту вращения кривошипа), мм.

На оси времени откладываем отрезок длиной $L=180$ мм и делим его на 12 равных частей (см. рис. 4.3).

На кинематической схеме плана положений замеряем перемещения выходного звена относительно начального положения B_0 : B_0B_1 , B_0B_2 , B_0B_3 и т.д. в миллиметрах и откладываем эти отрезки на вертикальных прямых, проходящих через соответствующие положения кривошипа 1, 2, 3 и т.д., обозначенные на оси времени. Полученные точки 1', 2', 3' и т.д. соединяем плавной кривой и получаем диаграмму пути, являющейся функцией времени $S=f(t)$.

4.1.7 Построение диаграмм аналогов скорости и ускорения выходного звена методом графического дифференцирования

Для построения диаграмм аналогов скорости и ускорения применим графическое дифференцирование по методу хорд.

Под диаграммой перемещения проводим координатные оси: по оси ординат – угол поворота кривошипа φ или ось времени t , по оси абсцисс – аналог скорости S' .

Определяем масштабный коэффициент оси аналога скорости S' , м/(с·мм):

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{h_1 \cdot \mu_t}.$$

На продолжении оси времени откладываем отрезок h . В результате получаем точку p , являющуюся полюсом дифференцирования.

Криволинейные участки диаграммы перемещения $S=f(t)$ заменяем прямыми 0–1', 1'–2', 2'–3', ..., 11'–12. Из полюса p проводим лучи, параллельные хордам 0–1', 1'–2', 2'–3', ..., 11'–12 диаграммы перемещения до оси S' и далее параллельно оси t до пересечения с перпендикулярами, восстановленными из середины интервалов 0 – 1, 1–2, 2–3, ..., 11–12 оси t . Соединяя точки пересечения плавной кривой, получаем диаграмму аналога скорости $S'=f(t)$.

Диаграмму аналога ускорения $S''=f(t)$ получаем при графическом дифференцировании диаграммы аналога скорости $S'=f(t)$.

4.1.8 Определение движущих сил

Движущими силами являются силы давления газов P_T на поршень. Используя таблицу 4.2, изобразим в прямоугольной системе координат $P - S/H$ (см. рис. 4.2) индикаторную диаграмму давления газов в цилиндре двигателя.

Длину абсциссы on , соответствующую ходу ползуна $З$, принимаем равной расстоянию между точками B_0 и B_6 , т.е. $on = H = B_0B_6$. Длину ординаты om , соответствующую $P_{max} = 4,7 \text{ МПа}$, принимаем равной 94 мм .

Тогда масштабные коэффициенты по координатным осям графика $P - S/H$ будут следующими:

$$\mu_S = \mu_l = 0,002 \text{ м / мм},$$

$$\mu_P = \frac{P_{max}}{om} = \frac{4,7}{94} = 0,05 \text{ МПа / мм}.$$

Ось ординат графика P проведем через точку B_0 , соответствующую крайнему положению ползуна $З$. Используя масштабный коэффициент оси давления, определим отрезки l_{P_i} , соответствующие значениям давления в таблице 3.2, которые будем откладывать по оси давления в соответствующих положениях по следующей формуле

$$l_{P_i} = \frac{P_{max}}{\mu_P} \text{ мм}.$$

Данные для построения индикаторной диаграммы давления газов на поршень представлены в таблице 4.2.

Для определения величины давления газов в расчетном положении, которое определяется углом $\varphi_i = 315^\circ$, проведем через точку B_P , соответствующую расчетному положению механизма, прямую линию параллельно оси давления P . Прямая пересекает диаграмму в двух точках: одна соответствует фазе сжатия, другая – фазе расширения. В нашем случае расчетное положение механизма соответствует фазе сжатия. Точка на диаграмме, соответствующая давлению в расчетном

положении, выделена звездочкой. Проецируем ее на ось давления P и определяем величину отрезка op_p , соответствующую расчетному давлению:

$$op_p = 25 \text{ мм.}$$

Таблица 4.2 – Данные для построения индикаторной диаграммы давления газов на поршень

Перемещение поршня, в долях хода (S/H)	Давление газов в цилиндре P			
	Сжатие		Расширение	
	$Mпа$	$мм$	$Mпа$	$мм$
0,0	3,6	72	3,6	72
0,05	2,0	40	4,7	94
0,1	1,1	22	3,8	76
0,2	0,6	12	2,4	48
0,3	0,3	6	1,8	36
0,4	0,16	3,2	1,4	28
0,5	0,1	2	1,15	23
0,6	0,06	1,2	0,95	19
0,7	0,04	0,8	0,8	16
0,8	0,02	0,4	0,6	12
0,9	0,0	0	0,01	0,2
1,0	0,0	0	0,01	0,2

Величина индикаторного давления в расчетном положении механизма определяется по формуле

$$P_P = op_p \cdot \mu_p = 25 \cdot 0,05 = 1,25 \text{ МПа.}$$

Площадь поршня определяем по формуле

$$S_P = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4} = 0,00385 \text{ м}^2,$$

где D – диаметр поршня.

Определяем силу давления газов на поршень:

$$F_\Gamma = P_P \cdot S_P = 1,25 \cdot 10^6 \cdot 0,00385 = 4810 \text{ Н.}$$

4.1.9 Определение сил инерции звеньев

Звено 1 вращается равномерно вокруг неподвижной точки O , совпадающей с центром масс. Следовательно, главный вектор и главный момент сил инерции звена 1 равны нулю.

Звено 2 совершает плоско-параллельное движение. Главный вектор сил инерции звена 2 определяется по формуле

$$\bar{F}_2^u = -m_2 \cdot \bar{a}_{S_2}.$$

Главный вектор \bar{F}_2^u проходит через центр масс S_2 звена 2 и направлен противоположно ускорению a_{S_2} . Определяем величину главного вектора сил инерции звена 2:

$$\bar{F}_2^u = -m_2 \cdot \bar{a}_{S_2} = 1 \cdot 1720 = 1720 \text{ Н}.$$

Главный момент сил инерции звена 2 определяется по формуле

$$\bar{M}_2^u = -J_{S_2} \cdot \bar{\varepsilon}_2.$$

Направление главного момента \bar{M}_2^u противоположно угловому ускорению $\bar{\varepsilon}_2$. Определяем главный момент сил инерции звена 2 по величине

$$M_2^u = J_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,0068 \cdot 7000 = 47,6 \text{ Нм}.$$

Заменяем главный момент сил инерции \bar{M}_2^u парой сил F_A и F_B , которые приложим в точках A и B , направляя их перпендикулярно звену AB , причем

$$F_A^u = F_B^u = \frac{M_2^u}{l_{AB}} = \frac{47,6}{0,2} = 238 \text{ Н}.$$

Направление момента пары сил F_A и F_B совпадает с направлением главного момента сил инерции \bar{M}_2^u .

Звено 3 движется поступательно, поэтому главный вектор сил инерции звена 3 определяется по формуле

$$F_3^u = m_3 \cdot a_{B1} = 0,7 \cdot 1520 = 1064 \text{ Н} .$$

Главный вектор сил инерции F_3^u проходит через точку B и направлен противоположно ускорению a_{B1} .

Главный момент сил инерции звена 3 равен нулю, так как угловое ускорение звена 3 отсутствует.

4.1.10 Определение сил тяжести звеньев

Силы тяжести звеньев 2 и 3 определяем по формулам

$$G_2 = m_2 \cdot g = 1 \cdot 9,81 = 9,81 \text{ Н} ,$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 0,7 \cdot 9,81 = 6,87 \text{ Н} .$$

По условию допускается пренебречь силой тяжести звена 1.

Силы тяжести звеньев сравнительно с силами давления газов на поршень и силами инерции звеньев оказались незначительными по величине. Поэтому при силовом расчете механизма силами тяжести звеньев пренебрегаем.

4.1.11 Силовой анализ структурной группы звеньев 2 и 3

Как следует из структурного анализа наиболее удаленной структурной группой (группа Ассура) от первичного механизма является группа звеньев, состоящая из 2 и 3 звеньев.

Изображаем кинематическую схему структурной группы звеньев 2 и 3 отдельно (см. рис. 4.3), с учетом масштабного коэффициента $m_l = 0,002 \text{ м/мм}$. На схеме показываем все внешние силы, действующие на звенья 2 и 3. Действия отброшенного звена 1 и стойки 0 заменяем реакциями R_{30} и R_{21} . Реакция R_{30} стойки на звено 3 проходит через точку B и направлена перпендикулярно оси y . Реакция R_{21} звена 1 на звено 2 проходит через центр шарнира A . Направление реакции R_{21} неизвестно, поэтому раскладываем реакцию R_{21} на две составляющие: нормальную R_{21}^n , направленную по линии AB и касательную R_{21}^t , направленную перпендикулярно AB :

$$R_{21} = R_{21}^n + R_{21}^t .$$

Составляем уравнение равновесия звена 2 в виде суммы моментов сил относительно точки B :

$$\sum M_B(F) = R_{21}^\tau \cdot AB - F_A^u \cdot AB - F_2^u \cdot h = 0,$$

откуда

$$R_{21}^\tau = \frac{F_A^u \cdot AB + F_2^u \cdot h}{AB} = \frac{238 \cdot 100 + 720 \cdot 48}{100} = 1063 \text{ Н},$$

где AB и h – плечи сил, измеренные на чертеже в *миллиметрах*.

Величина R_{21} здесь получилась положительной, следовательно, принятое предварительно направление R_{21} и ее момент относительно точки B оказались верными. В противном случае пришлось бы изменить направление R_{21} на противоположное.

Составляем векторное уравнение равновесия системы сил, действующих на группу звеньев 2 и 3 в целом:

$$\sum \bar{F}_i = 0 : \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^\tau + \bar{F}_2^u + \bar{F}_\Gamma + \bar{F}_3^u + \bar{R}_{30} = 0.$$

Неизвестные величины R_{21}^n и R_{30} помещены в этом уравнении на первое и последнее места. Для нахождения R_{21}^n и R_{30} данное векторное уравнение решаем графически, путем построения плана сил.

Масштабный коэффициент плана сил определяем по максимальной известной силе из векторного уравнения сил. В нашем случае – это сила F_Γ , поэтому масштабный коэффициент плана сил будет равен

$$\mu_F = \frac{F_\Gamma}{l_{F_\Gamma}} = \frac{4810}{100} = 48,1 \text{ Н / мм},$$

где l_{F_Γ} – назначенная длина вектора силы F_Γ .

Определяем длины векторов, изображающих остальные известные силы, из векторного уравнения

$$l_{R_{21}^\tau} = \frac{R_{21}^\tau}{\mu_F} = \frac{1063}{48,1} = 22 \text{ мм},$$

$$l_{F_2^u} = \frac{F_2^u}{\mu_F} = \frac{1720}{48,1} = 36 \text{ мм},$$

$$l_{F_3^u} = \frac{F_3^u}{\mu_F} = \frac{1064}{48,1} = 22 \text{ мм}.$$

По правилу сложения векторов строим силовой многоугольник, причем начинаем строить с вектора силы R_{21}^r . Дальнейшая очередность построения векторов на плане сил не принципиальна. Чтобы графически определить неизвестные реакции R_{21}^n и R_{30} , проводим через начало вектора R_{21}^r прямую 1 перпендикулярную вектору R_{21}^r , а через конечную точку последнего вектора на плане сил проводим прямую 2 перпендикулярную направляющей движения ползуна до пересечения прямых 1 и 2. Достаиваем силовой многоугольник так, чтобы он получился замкнутым. На прямой 1 будет лежать вектор силы R_{21}^n , а на прямой 2 – вектор силы R_{30} .

Определяем направление вектора R_{21} . Для этого проводим вектор из начала вектора R_{21}^n в конечную точку вектора R_{21}^r .

Определяем величины неизвестных реакций:

$$R_{21} = l_{R_{21}} \cdot \mu_F = 57 \cdot 48,1 = 2741,7 \text{ Н},$$

$$R_{30} = l_{R_{30}} \cdot \mu_F = 10 \cdot 48,1 = 481 \text{ Н}.$$

Для определения реакции R_{23} рассмотрим равновесие только звена 2:

$$\sum \bar{F}_i = 0 : \bar{R}_{21} + \bar{F}_2^u + \bar{R}_{23} = 0,$$

где R_{23} – реакция, действующая на звено 2 со стороны звена 3 и проходящая через центр шарнира В.

Неизвестную реакцию R_{23} найдем построением силового треугольника согласно векторному уравнению. Замеряя длину вектора силы R_{23} , определяем ее величину:

$$R_{23} = l_{R_{23}} \cdot \mu_F = 78 \cdot 48,1 = 3752 \text{ Н}.$$

4.1.12 Силовой расчет начального звена

Изображаем кинематическую схему первичного механизма, состоящего из звена I и стойки O . Масштабный коэффициент построений используем прежний ($\mu_l = 0,002$ м/мм).

На звено I действуют силы: R_{12} – реакция со стороны отброшенного звена 2 , R_{10} – реакция со стороны стойки, M_y – уравнивающий момент. Реакция R_{12} проходит через точку A , причем $|\bar{R}_{12}| = |-\bar{R}_{21}|$, т.е. реакции равны по величине, но противоположны по направлению. Реакция R_{10} проходит через точку O .

Величину и направление реакции R_{12} определяем, решая векторное уравнение для равновесия звена I :

$$\bar{R}_{12} + \bar{R}_{01} = 0.$$

Из векторного уравнения следует, что реакция R_{10} , действующая на звено I со стороны стойки, равна по величине и противоположна по направлению реакции R_{21} .

Для определения уравнивающего момента M_y , приложенного к звену I , составляем уравнение равновесия в виде суммы моментов сил, действующих на звено I , относительно точки O :

$$\sum M_O(F) = 0 \quad R_{12} \cdot l_{OC} - M_y = 0,$$

откуда

$$M_y = R_{12} \cdot l_{OC},$$

где $l_{OC} = OC \cdot \mu_l$;

OC – плечо для вектора силы R_{21} относительно точки O , мм.

$$l_{OC} = OC \cdot \mu_l = 24,3 \cdot 0,002 = 0,048 \text{ м},$$

$$M_y = R_{12} \cdot l_{OC} = 2741 \cdot 0,048 = 132 \text{ Нм}.$$

4.1.13 Проверочный расчет по методу рычага Н.Е. Жуковского

Изображаем рычаг Жуковского, представляющий собой жесткую ферму, имеющую вид повернутого на 90° (в любую сторону) плана скоростей механизма и закрепленного в полюсе (см. рис. 4.2). Масштаб построений может быть принят произвольным.

В соответствующие точки рычага Жуковского переносим, сохраняя их направления, все внешние силы, действующие на звенья механизма (т.е. кроме реакций в кинематических парах). Это главные векторы сил инерции \bar{F}_2^u и \bar{F}_3^u , пара сил \bar{F}_A^u и \bar{F}_B^u , заменяющая главный момент сил инерции звена 2, движущая сила давления газов F_Γ . Уравновешивающий момент M_y , действующий на звено 1, заменяем парой сил F_y и F'_y , приложив их в точках A и O и направив перпендикулярно звену OA . Силу F_y на рычаге Жуковского прикладываем в точке a и F'_y прикладываем в полюсе рычага Жуковского.

На рычаге Жуковского графически определяем плечи для всех сил относительно полюса p_V .

Составляем уравнение равновесия рычага Жуковского:

$$\begin{aligned} \sum M_{p_V}(F) &= 0 : \\ -F_\Gamma \cdot p_V b - F_A^u \cdot h_1 + F_2^u \cdot h_2 + F_3^u \cdot p_V b + F_y \cdot p_V a - F_B^u \cdot h_3 &= 0 \\ F_y &= \frac{F_\Gamma \cdot p_V b + F_A^u \cdot h_1 - F_2^u \cdot h_2 - F_3^u \cdot p_V b + F_B^u \cdot h_3}{p_V a} = \\ &= \frac{4810 \cdot 40 + 238 \cdot 30 - 1720 \cdot 16 - 1064 \cdot 40 + 238 \cdot 7}{50} = 2622 \text{ Н} , \end{aligned}$$

где $p_V b$, h_1 , h_2 , h_3 , $p_V a$ – длины отрезков, изображающих на рычаге Жуковского плечи сил относительно полюса, мм.

Величина P_y получилась положительной, следовательно, предварительно выбранное направление этой силы оказалось верным. Определяем величину уравновешивающего момента:

$$M_y^{\text{жс}} = F_y \cdot l_{OA} = 2622 \cdot 0,05 = 131,1 \text{ Нм} .$$

Определяем относительную разницу между величинами M_y и $M_y^{\text{жс}}$, найденными разными методами:

$$\Delta M = \left| \frac{M_y^{\text{жс}} - M_y}{M_y^{\text{жс}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{131,1 - 132}{131,1} \right| \cdot 100\% = 0,007 \cdot 100\% = 0,7\% .$$

Полученная относительная разница ΔM не превышает 5%, следовательно, результаты определения уравновешивающего момента M_y можно считать удовлетворительными.

4.1.14 Определение потерь мощности на преодоление сил трения в кинематических парах

Мгновенная мощность сил трения во вращательной кинематической паре, образованной звеньями k и n , определяется по формуле

$$N_{kn} = M_{mp} \cdot \omega_{kn},$$

где M_{mp} – момент сил трения в кинематической паре;

ω_{kn} – относительная угловая скорость звена k относительно звена n .

Если направления угловых скоростей звеньев k и n совпадают, то относительная угловая скорость определяется формулой

$$\omega_{kn} = \omega_k + \omega_n.$$

Если направления угловых скоростей звеньев k и n не совпадают, то относительная угловая скорость определяется формулой

$$\omega_{kn} = |\omega_k - \omega_n|.$$

Величина момента сил трения во вращательной паре находится по формуле

$$M_{mp} = F_{mp} \cdot \frac{d}{2},$$

где F_{mp} – сила трения:

$$F_{mp} = R_{kn} \cdot f_B,$$

где R_{kn} – реакция в кинематической паре без учета сил трения;

f_B – коэффициент трения во вращательной кинематической паре;

d – диаметр цапфы вращательной пары.

Определяем диаметры цапф во вращательных парах O , A и B .

Диаметры коренной и шатунной шеек вала:

$$d_0 = d_A = l_{OA} / 2 = 0,05 / 2 = 0,025 \text{ м.}$$

Диаметр поршневого пальца:

$$d_B = l_{OA} / 3 = 0,05 / 3 = 0,017 \text{ м.}$$

Коэффициенты трения во вращательных парах – $f_B = 0,08$ и в поступательной – $f_{II} = 0,1$.

Определяем мгновенную мощность, необходимую для преодоления сил трения в каждой вращательной паре механизма.

Вращательная кинематическая пара *кривошип – стойка* (1–0):

$$N_{10} = R_{10} \cdot f_B \cdot \frac{d_0}{2} \cdot \omega_1 = 2741,7 \cdot 0,08 \cdot \frac{0,025}{2} \cdot 200 = 548,3 \text{ Вт.}$$

Вращательная кинематическая пара *кривошип – шатун* (1–2):

$$N_{12} = R_{12} \cdot f_B \cdot \frac{d_A}{2} \cdot \omega_{12} = 2741,7 \cdot 0,08 \cdot \frac{0,025}{2} \cdot 238 = 552,5 \text{ Вт,}$$

где $\omega_{12} = \omega_1 - \omega_2 = 200 + 38 = 238 \text{ рад/с}$ – угловая скорость звена 1 относительно звена 2 (направления угловых скоростей не совпадают).

Вращательная кинематическая пара *шатун – ползун* (2–3):

$$N_{23} = R_{23} \cdot f_B \cdot \frac{d_B}{2} \cdot \omega_1 = 3752 \cdot 0,08 \cdot \frac{0,017}{2} \cdot 38 = 96,9 \text{ Вт.}$$

Мгновенная мощность сил трения в поступательной кинематической паре, образованной звеньями k и n , определяется по формуле

$$N_{kn} = F_{mp} \cdot V_{kn},$$

где F_{mp} – сила трения в поступательной кинематической паре:

$$F_{mp} = R_{kn} \cdot f_{\Pi},$$

f_{Π} – коэффициент трения в поступательной кинематической паре;

R_{kn} – реакция в поступательной паре без учета сил трения;

V_{kn} – скорость скольжения звена k относительно звена n .

Определяем мгновенную мощность, необходимую для преодоления сил трения в поступательной паре механизма:

Поступательная кинематическая пара *ползун – стойка* (3–0):

$$N_{30} = R_{30} \cdot f_{\Pi} \cdot V_B = 481 \cdot 0,1 \cdot 8,4 = 404 \text{ Вт.}$$

Определяем суммарную мощность на преодоление сил трения в кинематических парах механизма:

$$N_{mp} = N_{10} + N_{12} + N_{23} + N_{30} = 548,3 + 552,2 + 96,9 + 404 = 1601,4 \text{ Вт.}$$

4.2 Синтез кулачкового механизма

4.2.1 Исходные данные и алгоритм синтеза кулачкового механизма

Исходные данные для проектирования кулачкового механизма:

- структурная схема кулачкового механизма;
- ход толкателя;
- фазовые углы поворота кулачка, соответствующие подъему, верхнему выстою и опусканию выходного звена;
- вид диаграммы ускорений выходного звена.

Алгоритм синтеза кулачкового механизма:

1. Расчет параметров, необходимых для построения кинематических диаграмм движения выходного звена.
2. Построение кинематических диаграмм движения выходного звена.
3. Определение основных размеров кулачкового механизма.
4. Построение центрального профиля кулачка.
5. Построение конструктивного профиля кулачка.

Для синтеза кулачкового механизма необходимо предварительно найти следующие параметры:

– амплитуда диаграммы аналога ускорений:

при подъеме
$$a_1 = S''_{1max} = \varepsilon_1 \frac{h}{\varphi_{\Pi}^2};$$

при опускании
$$a_2 = S''_{2max} = \varepsilon_2 \frac{h}{\varphi_0^2}.$$

Величины входящих в эти формулы безразмерных коэффициентов ускорения ε_1 и ε_2 зависят от вида заданной диаграммы ускорения. Значения коэффициентов ускорения для некоторых наиболее распространенных случаев приведены в таблице 4.3.

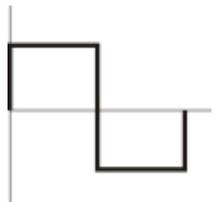
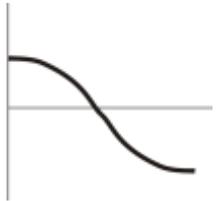
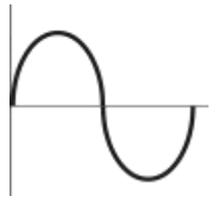
– амплитуда диаграммы аналога скорости:

при подъеме
$$b_1 = S'_{1max} = \delta_1 \frac{h}{\varphi_{\Pi}};$$

при опускании
$$b_2 = S'_{2max} = \delta_2 \frac{h}{\varphi_0}.$$

Величины безразмерных коэффициентов аналога ускорения δ_1 и δ_2 для различных видов диаграмм приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Безразмерные коэффициенты: ε – аналога ускорения и δ – аналога скорости

Номер	Вид диаграммы	ε	δ
1		4	2
2		$\pi^2/2$	$\pi/2$
3		2π	2

Для примера синтеза кулачкового механизма с роликовым толкателем выберем вид диаграммы аналога ускорения толкателя из таблицы 3.5: для фазы подъема – вид 2, для фазы опускания – вид 1.

Фазовые углы: $\varphi_{\Pi} = 120^\circ$, $\varphi_{ВВ} = 60^\circ$, $\varphi_0 = 108^\circ$.

Ход толкателя: $l_h = 0,05$ м.

Смещение оси толкателя относительно оси кулачка: $l_e = 0,02$ м.

Радиус окружности, вписанной в профиль кулачка: $l_R = l_h = 0,05$ м.

Радиус ролика: $l_r = 0,016$ м.

Начальный радиус центрального профиля кулачка: $l_{R0} = l_R + l_r$;

Угловая скорость кулачка направлена против вращения часовой стрелки.

4.2.2 Построение кинематических диаграмм движения толкателя

Изображаем прямоугольную систему координат $S - \varphi$ (см. рис. 4.4). Длину отрезка на оси абсцисс, соответствующего одному обороту кулачка, принимаем как $L = 180$ мм. Определяем масштабный коэффициент по оси абсцисс φ в радианной и в градусной мерах:

$$\mu_{\varphi}^{\text{рад}} = \frac{2 \cdot \pi}{L} = \frac{2 \cdot 3,14}{180} = 0,035 \text{ рад} / \text{мм};$$

$$\mu_{\varphi}^{\text{град}} = \frac{360}{L} = \frac{360}{180} = 2 \text{ град} / \text{мм}.$$

Определяем длины отрезков на оси абсцисс, соответствующие фазовым углам φ_{Π} , $\varphi_{ВВ}$, φ_0 :

$$\frac{\varphi_{\Pi}}{\mu_{\varphi}^{\text{град}}} = \frac{120^{\circ}}{2} = 60 \text{ мм};$$

$$\frac{\varphi_{ВВ}}{\mu_{\varphi}^{\text{град}}} = \frac{60^{\circ}}{2} = 30 \text{ мм};$$

$$\frac{\varphi_0}{\mu_{\varphi}^{\text{град}}} = \frac{108^{\circ}}{2} = 54 \text{ мм}.$$

Откладываем на оси φ найденные значения отрезков, соответствующие фазовым углам.

Определяем величины безразмерных коэффициентов для заданного вида диаграммы аналога ускорения, используя таблицу 4.3:

для фазы подъем — $\varepsilon_1 = \pi^2/2$;

для фазы опускания — $\varepsilon_2 = 4$.

Для определения амплитуд аналога ускорений толкателя сначала переведем значения фазовых углов из градусной в радианную меру:

$$\varphi_{\Pi} = \frac{\pi \cdot 120^{\circ}}{180^{\circ}} 2,09 \text{ рад};$$

$$\varphi_0 = \frac{\pi \cdot 108^{\circ}}{180^{\circ}} 1,89 \text{ рад}.$$

Определяем амплитуды аналога ускорений толкателя при подъеме:

$$l_{a_1} = S''_{1\max} = \varepsilon_1 \frac{l_h}{\varphi_{\Pi}^2} = \frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{l_h}{\varphi_{\Pi}^2} = \frac{3,14^2}{2} \cdot \frac{0,05}{2,09^2} = 0,056 \text{ м};$$

при опускании:

$$l_{a_2} = S''_{2\max} = \varepsilon_2 \frac{l_h}{\varphi_0^2} = 4 \cdot \frac{l_h}{\varphi_0^2} = 4 \cdot \frac{0,05}{1,89^2} = 0,0562 \text{ м}.$$

Назначаем длину отрезка, соответствующего амплитудному значению аналога ускорения l_{a_1} : $a_1 = 28 \text{ мм}$.

Определяем масштабный коэффициент оси аналога ускорения S'' :

$$\mu_{S''} = \frac{l_{a_1}}{a_1} = \frac{0,056}{28} = 0,002 \text{ м / мм}.$$

Определяем длину отрезка, соответствующего амплитудному значению аналога ускорения l_{a_2} :

$$a_2 = \frac{l_{a_2}}{\mu_{S''}} = \frac{0,0562}{0,002} = 28,1 \text{ мм}.$$

Используя полученные значения, строим в прямоугольной системе координат $S'' - \varphi$ косинусоиду на фазе подъема, используя вспомогательную окружность радиуса a_1 . Участок диаграммы аналога ускорений на фазе опускания представляет собой два прямоугольника, высоты которых одинаковы и равны a_2 (см. рис. 4.4). На фазах верхнего и нижнего выстоев диаграмма $S''(\varphi)$ изображается прямой линией, совпадающей с осью абсцисс.

Диаграмма аналога скорости $S'(\varphi)$ строится методом графического интегрирования диаграммы аналога ускорений $S''(\varphi)$.

Определяем полюсное расстояние $p_{S''}$ для графического интегрирования:

$$p_{S''} = \frac{L}{2 \cdot \pi} = \frac{180}{2 \cdot 3,14} = 28,6 \text{ мм.}$$

При таком полюсном расстоянии масштабные коэффициенты по осям ординат всех трех диаграмм будут одинаковыми, т.е.

$$\mu_{S''} = \mu_{S'} = \mu_S.$$

Для контроля построений диаграммы аналога скорости $S'(\varphi)$ определим амплитудные значения аналогов скоростей l_{b1} и l_{b2} :

$$l_{b1} = S'_{1max} = \delta_1 \frac{l_h}{\varphi_{II}} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_h}{\varphi_{II}} = \frac{3,14}{2} \cdot \frac{50}{2,09} = 0,0375 \text{ м};$$

$$l_{b2} = S'_{2max} = \delta_2 \frac{l_h}{\varphi_0} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{l_h}{\varphi_0} = 2 \cdot \frac{50}{1,89} = 0,053 \text{ м},$$

где δ_1 и δ_2 – безразмерные коэффициенты, определяемые по таблице 4.3.

Величины l_{b1} и l_{b2} с учетом масштабного коэффициента будут изображаться на чертеже отрезками, длины которых находятся из соотношений:

$$b_1 = \frac{l_{b1}}{\mu_{S'}} = \frac{0,0375}{0,002} = 18,75 \text{ мм}; \quad b_2 = \frac{l_{b2}}{\mu_{S'}} = \frac{0,053}{0,002} = 26,5 \text{ мм}.$$

Алгоритм метода графического интегрирования

Под диаграммой аналога ускорения проводим координатные оси $S' - \psi$ для диаграммы аналога скорости.

На оси ψ диаграммы аналога ускорения $S''(\varphi)$ делим интервал фазы подъема на равные части и нумеруем точки деления 1, 2, 3 и т.д. Через данные точки проводим прямые параллельные оси ординат так чтобы они пересекали ось абсцисс диаграммы аналога скорости $S'(\varphi)$. Эти прямые разбивают диаграмму аналога ускорения $S''(\varphi)$ на криволиней-

ные трапеции. Каждая из этих криволинейных трапеций заменяется равновеликим по площади прямоугольником. Четвертую сторону этого прямоугольника проводим параллельно оси абсцисс так чтобы добавленная площадка равнялась площадке отброшенной (на рисунке 4.4 названные площадки заштрихованы). Построенные таким образом четвертые стороны равновеликих прямоугольников продолжаем до пересечения с осью ординат соответственно в точках $1'$, $2'$, $3'$ и т.д. На отрицательном направлении оси абсцисс диаграммы $S''(\varphi)$ отмечаем на расстоянии $p_{S''}$ от начала координат точку p – полюс интегрирования. Проводим отрезки $p1'$, $p2'$, $p3'$ и т.д.

Через начало координат диаграммы аналога скорости $S'(\varphi)$ на участке 0–1 изображаем отрезок $0-1''$ параллельный отрезку $p1'$. На продолжении отрезка $0-1''$ на участке 1–2 изображаем отрезок $1''-2''$ параллельный отрезку $p2'$ и т.д. до участка 5–6. Точки 0 , $1''$, $2''$... $6''$ соединяем плавной кривой, которая представляет собой искомую диаграмму аналога скорости $S'(\varphi)$.

Диаграмму перемещения толкателя $S(\varphi)$ получаем в результате графического интегрирования диаграммы $S'(\varphi)$. Полюсное расстояние $p_{S'}$ при этом примем равным $p_{S''}=28,6$ мм.

Максимальный подъем толкателя h с учетом масштабного коэффициента будет изображаться на чертеже отрезком, длина которого находится по формуле

$$h = \frac{l_h}{\mu_S} = \frac{0,05}{0,002} = 25 \text{ мм}.$$

4.2.3 Построение профиля кулачка с роликовым толкателем

Основными размерами кулачкового механизма с роликовым толкателем являются начальный радиус l_{R0} центрового профиля кулачка, величина смещения l_e оси толкателя от центра вращения кулачка и радиус r ролика. Величины l_{R0} и l_e определяются из условий ограничения угла давления между толкателем и кулачком. В данном примере размеры l_{R0} , l_e и l_r являются заданными (см. п. 4.2.1)

Центровой профиль кулачка строится с помощью метода обращения движения, при котором кулачок условно принимается неподвижным, а движение толкателя относительно кулачка разлагается на переносное движение вместе со стойкой и движение относительно стойки.

Алгоритм построения центрального профиля кулачка

1. Проводим ось толкателя на расстоянии e от центра A вращения кулачка:

$$e = \frac{l_e}{\mu_s} = \frac{0,02}{0,002} = 10 \text{ мм.}$$

2. Строим окружность радиусом R_0 с центром в точке A :

$$R_0 = \frac{l_{R_0}}{\mu_s} = \frac{0,066}{0,002} = 33 \text{ мм.}$$

3. Точка пересечения B_0 этой окружности с осью толкателя определяет начальное положение ролика.

4. Строим окружность смещения радиусом l_e и центром в точке A .

5. На окружности радиуса l_{R_0} , начиная от точки B_0 в направлении противоположном вращению кулачка, откладываем дуги, соответствующие фазовым углам φ_{Γ} , φ_{BB} , φ_0 . Дуги, соответствующие углам φ_{Γ} , φ_0 , делим на части аналогично делению на части оси абсцисс диаграммы движения толкателя $S(\varphi)$. Точки деления обозначим через c_i ($i = 0, 1, 2, 3 \dots 25$).

6. Через точки c_i ($i = 0, 1, 2, 3 \dots 25$) проводим касательные прямые τ_i к окружности смещения (на рисунке 4.4 показана касательная прямая τ_4 для $i = 4$).

7. На касательных прямых τ_i откладываем отрезки $c_i b_i = s_i$, длину которых замеряем на диаграмме перемещения толкателя $S(\varphi)$ т.е. $c_1 b_1 = s_1, c_2 b_2 = s_2 \dots c_i b_i = s_i$.

8. Проводим через построенные таким образом точки b_i плавную кривую линию, получаем центральной профиль кулачка. На рисунке 4.4 центральной профиль кулачка изображен штриховой линией.

С учетом масштабного коэффициента ролик изображается на чертеже окружностью радиусом:

$$r = \frac{l_r}{\mu_s} = \frac{0,0016}{0,002} = 8 \text{ мм.}$$

Изображаем на чертеже ряд окружностей радиусом 8 мм с центрами на центровом профиле кулачка, изображающих положения ролика в обратном движении толкателя.

Конструктивный профиль кулачка получаем как плавную кривую линию, огибающую семейство окружностей радиуса ролика, центры которых находятся на центровом профиле.

4.2.4 Построение профиля кулачка с роликовым коромыслом

Основными размерами в кулачковом механизме с роликовым коромыслом являются:

$l_{AC} = 2l_h + 0,03 = 2 \cdot 0,05 + 0,03 = 0,13$ м – расстояние от центра вращения коромысла до центра вращения кулачка;

$l_{BC} = l_{AC} = 0,13$ м – длина коромысла;

$l_R = l_h = 0,05$ м – начальный радиус профиля кулачка (радиус окружности, вписанной в профиль кулачка);

$l_r = 0,016$ м – радиус ролика;

$l_{R0} = l_R + l_r = 0,066$ м – начальный радиус центрового профиля кулачка.

Размеры l_{AC} и l_{R0} определяются из условий ограничения угла давления между кулачком и толкателем. В данном примере основные размеры кулачкового механизма являются заданными.

При построении профиля кулачка с роликовым коромыслом используются диаграммы движения толкателя, изображенные на рисунке 4.4.

Центровой профиль кулачка строим с помощью метода обращения движения, при котором кулачок условно принимается неподвижным и рассматривается движение коромысла относительно кулачка.

Центровой профиль кулачка, изображенный на рисунке 4.5 штрихпунктирной линией, представляет собой траекторию, которую описывает центр ролика при обратном движении коромысла. Обратное движение коромысла складывается из двух движений – переносного вместе со стойкой AC и относительного поворота коромысла вокруг точки C .

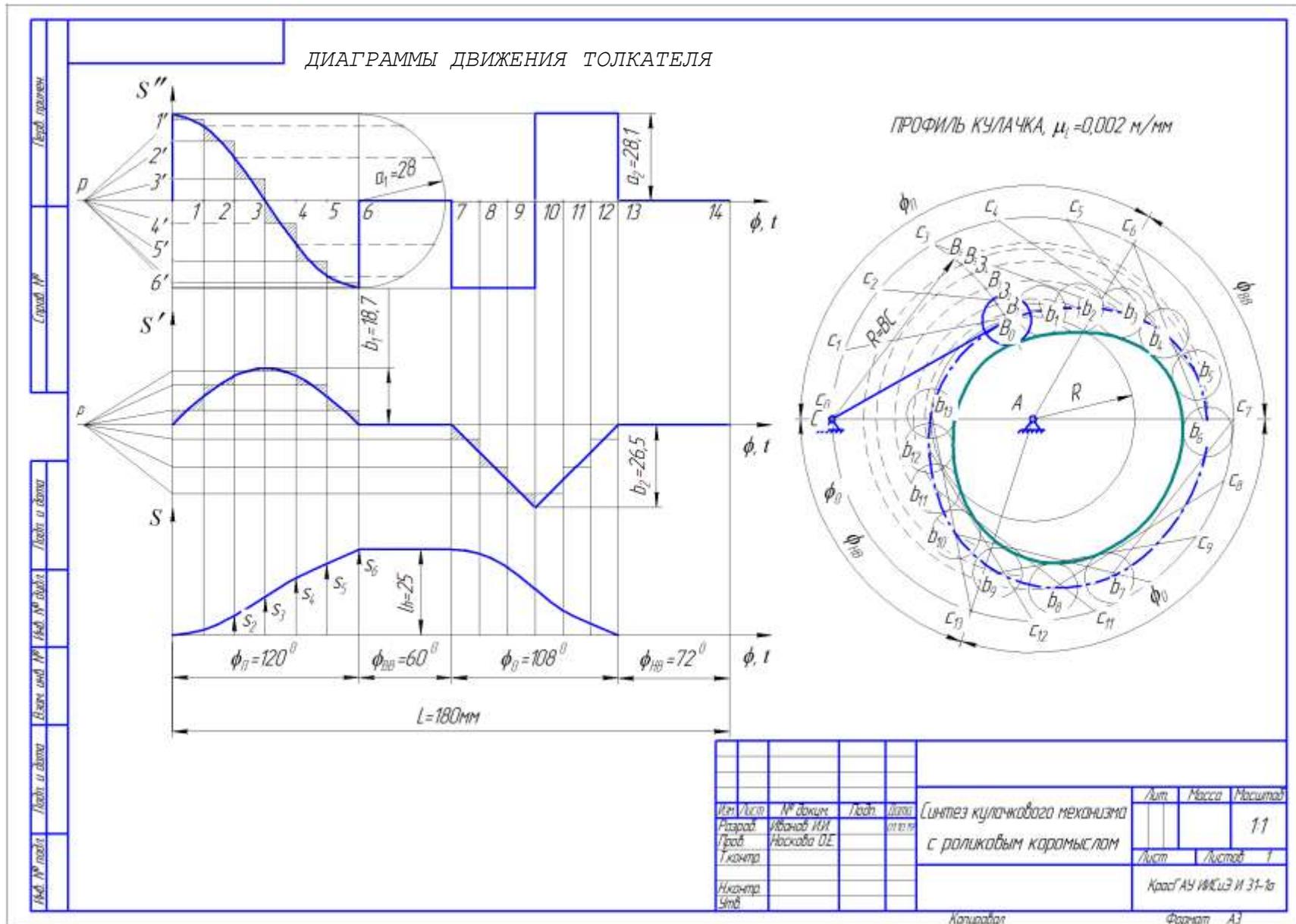


Рисунок 4.5 – Пример оформления листа 2 – Построение профиля кулачка с роликовым коромыслом

Алгоритм построения профиля кулачка с роликовым коромыслом

1. Изображаем на чертеже стойки A и C , располагая их на горизонтальной прямой на расстоянии AC друг от друга:

$$AC = \frac{l_{AC}}{\mu_S} = \frac{0,13}{0,002} = 65 \text{ мм}.$$

2. Проводим дугу окружности радиусом $R=BC$ с центром в точке C и отмечаем на этой траектории начальное положение центра ролика B_0 на расстоянии R_0 от центра вращения A кулачка:

$$BC = \frac{l_{BC}}{\mu_S} = \frac{0,13}{0,002} = 65 \text{ мм};$$

$$R_0 = \frac{l_{R_0}}{\mu_S} = \frac{0,066}{0,002} = 33 \text{ мм}.$$

3. Строим траекторию точки C в обратном движении, т.е. окружность радиусом $R=AC$ с центром в точке A . Начиная от точки c_0 , совпадающей с точкой C , на этой окружности в направлении, противоположном вращению кулачка, откладываем дуги, соответствующие фазовым углам φ_{II} , φ_{VV} , φ_0 . Дуги, соответствующие φ_{II} и φ_0 , делим на части аналогично делению на части участков диаграммы перемещения $S(\varphi)$. Точки деления обозначим через c_i ($i=0, 1, 2, 3$ и т.д.).

4. На дуге радиусом $R=BC$ делаем разметку для положений точки B (центр ролика), пользуясь диаграммой перемещения $S(\varphi)$ выходного звена. Положения точек $B_1, B_2 \dots B_6$ определяются длинами отрезков $s_1, s_2 \dots s_6$, на диаграмме перемещения $S(\varphi)$: $B_0B_1 = s_1, B_1B_2 = s_2, B_2B_3 = s_3$ и т.д.

5. Положения точек b_i на центровом профиле кулачка получаем на пересечении окружности радиусом $R=BC$ с центром в точке c_i и окружности, проходящей через точку B_i , с центром в точке A .

6. Соединяем точки b_i плавной кривой и получаем центровой профиль кулачка.

7. Изображаем на чертеже ряд окружностей радиусом $r=8$ мм с центрами в точках b_i на центровом профиле кулачка, изображающих положения ролика в обратном движении толкателя.

8. Проводим плавную кривую, огибающую семейство окружностей радиусом r , центры которых находятся на центровом профиле и получаем конструктивный профиль кулачка.

4.2.5 Построение профиля кулачка с плоским толкателем

Основными размерами в кулачковом механизме с плоским толкателем являются:

$l_R = l_h = 0,05$ м – начальный радиус профиля кулачка (радиус окружности, вписанной в профиль кулачка).

При построении профиля кулачка с плоским толкателем применяют также способ обращения движения. При этом обращенное движение толкателя (движение толкателя относительно кулачка) складывается из вращения его оси вокруг точки A в направлении, противоположном вращению кулачка, и перемещению вдоль оси в соответствии с законом движения $S(\varphi)$. Расстояние от точки касания кулачка с толкателем до оси толкателя изменяется по закону $S'(\varphi)$. Профиль кулачка можно рассматривать как геометрическое место точек касания толкателя на плоскости кулачка.

Алгоритм построения кулачка с плоским толкателем

1. Строим окружность радиуса R и через ее центр A проводим ось толкателя (см. рис. 4.6). Точку пересечения оси и окружности обозначаем через c_0 :

$$R = \frac{l_R}{\mu_S} = \frac{0,05}{0,002} = 25 \text{ мм.}$$

2. Начиная от точки c_0 , в направлении, противоположном вращению кулачка, на построенной окружности откладываем дуги, соответствующие фазовым углам $\varphi_{П}$, $\varphi_{ВВ}$, φ_0 . Дуги, соответствующие $\varphi_{П}$ и φ_0 , делим на части аналогично делению на части участков диаграммы перемещения $S(\varphi)$. Точки деления обозначим через c_i ($i=0, 1, 2, 3$ и т.д.).

3. Из точки A проводим лучи n_i через точки деления c_i . Пользуясь диаграммой перемещения $S(\varphi)$, откладываем на лучах n_i отрезки $c_i b_i = s_i$ ($i = 0, 1, 2, 3$ и т.д.).

4. Через точки b_i перпендикулярно лучам n_i проводим лучи τ_i . На построенных таким образом лучах τ_i откладываем отрезки $b_i k_i = s'_i$ ($i = 0, 1, 2, 3$ и т.д.), взятые с диаграммы аналога скорости $S'(\varphi)$ толкателя с учетом знака.

5. Через построенные точки k_i проводим плавную кривую линию, которая будет являться профилем кулачка.

4.3 Синтез цилиндрической зубчатой передачи внешнего эвольвентного зацепления

4.3.1 Исходные данные

Кинематическая связь между главным валом двигателя и входным звеном исполнительного механизма осуществляется обычно с помощью зубчатых механизмов.

При проектировании отдельной зубчатой передачи, состоящей из пары колес, задаются числа зубьев шестерни и колеса z_1 и z_2 , которые определяют передаточное отношение:

$$u_{12} = z_2 / z_1.$$

В качестве исходных данных выступают также межосевое расстояние a_w и модуль m . Величина межосевого расстояния и модуля выбирается в зависимости от передаваемых нагрузок, материалов деталей и определяется из условия контактной прочности боковых поверхностей зубьев. В курсовой работе по ТММ выбор материалов деталей и допускаемых напряжений не проводят, так как эти вопросы рассматриваются в курсе «Детали машин».

Форма зубьев зубчатого колеса зависит от формы режущего инструмента, который применяется при изготовлении этого колеса. Поэтому геометрические параметры зуборезного инструмента также относятся к исходным данным при проектировании передачи. На рисунке 4.7 изображен исходный контур эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи (по ГОСТ 13755-81), а в таблице 4.3 приведены названия, обозначения и численные значения параметров исходного контура зубьев инструментальной рейки.

Таким образом, исходными данными для синтеза зубчатой цилиндрической передачи являются z_1 , z_2 , m и параметры, перечисленные в таблице 4.4:

- числа зубьев шестерни и колеса $z_1 = 12$, $z_2 = 22$;
- модуль зубчатой передачи $m = 15$ мм;
- коэффициенты смещения: для шестерни $x_1 = 0,3$, для колеса $x_2 = -0,3$.

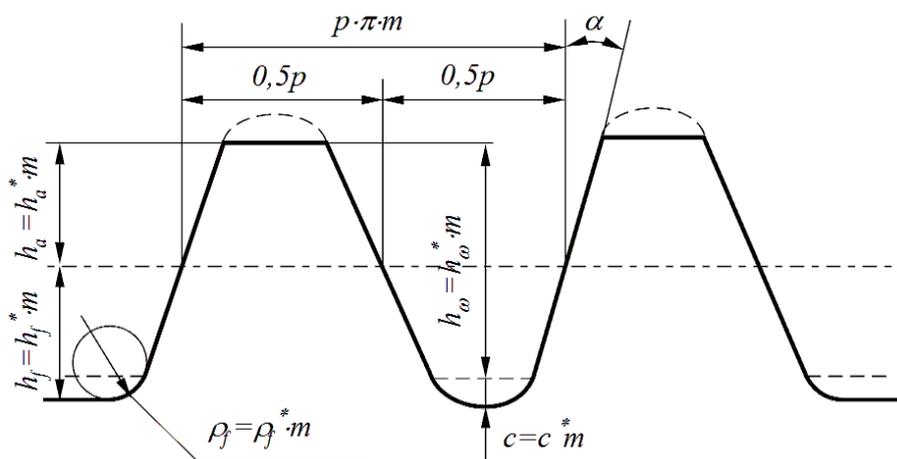


Рисунок 4.7 – Исходный контур зубьев инструментальной рейки

Таблица 4.4 – Параметры исходного контура по ГОСТ 13755-81

Параметр	Условное обозначение	Численное значение
Угол главного профиля	α	20^0
Коэффициент высоты головки зуба	h_a^*	1
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров	c^*	0,25
Коэффициент высоты ножки зуба	h_f^*	1,25
Коэффициент граничной высоты	h_l^*	2
Коэффициент глубины захода зубьев в паре исходных контуров	h_w^*	2
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	ρ_f^*	0,38

Кроме этого, может быть задано межосевое расстояние a_w . Если величина a_w не задана, то она определяется расчетом в процессе проектирования передачи.

4.3.2 Выбор коэффициентов смещения

Положение исходного производящего контура (ИПК) относительно делительной окружности проектируемого зубчатого колеса при нарезании зубьев методом огибания оказывает существенное влияние на форму профиля зуба и на эксплуатационные свойства проектируемого зацепления. Относительное положение ИПК и наре-

заемого зубчатого колеса определяется коэффициентом смещения, который может принимать как положительные, так и отрицательные значения, а также равняться нулю. Коэффициент смещения влияет на форму зуба, который может оказаться подрезанным у ножки или заостренным на его вершине. Подобные формы зуба считаются недопустимыми.

При свободном выборе межосевого расстояния для выбора коэффициентов смещения x_1 у шестерни и x_2 у колеса, образующих зубчатую передачу, необходимо руководствоваться рекомендацией ГОСТ 16532-70.

В конструкторской практике при выборе коэффициентов смещения для пары зубчатых колес используют так называемый «блокирующий контур», который представляет собой совокупность графиков $x_1(x_2)$, ограничивающих зону допустимых значений коэффициентов смещения с учетом многих качественных показателей передачи.

В нашем случае коэффициенты смещения определены в задании на курсовой проект.

4.3.3 Расчет основных геометрических параметров зубчатой передачи

1. Определяем *делительное межосевое расстояние*:

$$a = m \frac{z_1 + z_2}{2} = 15 \frac{12 + 22}{2} = 255 \text{ мм}.$$

2. Так как коэффициенты смещения шестерни и колеса заданы равными друг другу и противоположными по знаку, т.е. $x_1 = -x_2$, то проектируемая зубчатая передача является равносмещенной. Поэтому действительное межосевое расстояние передачи равно делительному расстоянию, т.е. $a_w = a$ и угол зацепления равен углу профиля, т.е. $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

3. Определяем *делительные диаметры и радиусы*:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 15 \cdot 12 = 180 \text{ мм};$$

$$r_1 = \frac{d_1}{2} = \frac{180}{2} = 90 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 15 \cdot 22 = 330 \text{ мм};$$

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{330}{2} = 165 \text{ мм}.$$

4. Определяем *радиусы начальных окружностей*.

При равносмещенном зацеплении радиусы начальных окружностей колес равны радиусам делительных окружностей, т.е.

$$r_{w1} = r_1 = 90 \text{ мм};$$

$$r_{w2} = r_2 = 165 \text{ мм}.$$

5. Определяем *радиусы основных окружностей*:

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha = 90 \cdot \cos 20^\circ = 84,57 \text{ мм};$$

$$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha = 165 \cdot \cos 20^\circ = 155,04 \text{ мм}.$$

6. Определяем *радиусы окружностей впадин*:

$$r_{f1} = m \left(\frac{z_1}{2} - h_a^* + x_1 - c^* \right) = 15 \left(\frac{12}{2} - 1 + 0,3 - 0,25 \right) = 75,75 \text{ мм};$$

$$r_{f2} = m \left(\frac{z_2}{2} - h_a^* + x_2 - c^* \right) = 15 \left(\frac{22}{2} - 1 - 0,3 - 0,25 \right) = 141,75 \text{ мм}.$$

7. Определяем *радиусы окружностей вершин зубьев*:

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^* \cdot m = 255 - 141,75 - 0,25 \cdot 15 = 109,5 \text{ мм};$$

$$r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^* \cdot m = 255 - 75,75 - 0,25 \cdot 15 = 175,5 \text{ мм}.$$

8. Определяем *высоту зуба*:

$$h = r_{a1} - r_{f1} = r_{a2} - r_{f2} = 109,5 - 75,75 = 175,5 - 141,75 = 33,75 \text{ мм}.$$

9. Определяем *толщину зубьев по делительной окружности*:

$$s_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) = 15 \left(\frac{13,4}{2} + 2 \cdot 0,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 26,81 \text{ мм};$$

$$s_2 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) = 15 \left(\frac{13,4}{2} - 2 \cdot 0,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 20,28 \text{ мм}.$$

10. Определяем *ширину впадины по делительной окружности*:

При равносмещенном зацеплении ширина впадины и толщина зуба по делительной окружности равны между собой, т.е. $e_1 = s_1 = 26,81 \text{ мм}$, $e_2 = s_2 = 20,28 \text{ мм}$.

11. Определяем *углы профиля в точке на окружности вершин*:

$$a_{a1} = \arccos \left(\frac{r_{b1}}{r_{a1}} \right) = \arccos \left(\frac{84,57}{109,5} \right) = 39,44^\circ;$$

$$a_{a2} = \arccos \left(\frac{r_{b2}}{r_{a2}} \right) = \arccos \left(\frac{155,04}{175,5} \right) = 27,94^\circ.$$

12. Определяем *толщину зубьев по окружности вершин*:

для шестерни ($z_1 = 12$):

$$\begin{aligned} S_{a1} &= m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a1}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha - z_1 (\operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha) \right] = \\ &= 15 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 39,44^\circ} \left[\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - 12 (\operatorname{inv} 39,44^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) \right] = 6,52 \text{ мм}; \end{aligned}$$

для колеса ($z_2 = 22$):

$$\begin{aligned} S_{a2} &= m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a2}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha - z_2 (\operatorname{inv} \alpha_{a2} - \operatorname{inv} \alpha) \right] = \\ &= 15 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 27,94^\circ} \left[\frac{3,14}{2} - 2 \cdot 0,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - 22 (\operatorname{inv} 27,94^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) \right] = 11,8 \text{ мм}. \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \operatorname{tg} 20^{\circ} = 0,364; \\ \operatorname{inv} \alpha &= \operatorname{inv} 20^{\circ} = 0,0149; \\ \operatorname{inv} \alpha_{a1} &= \operatorname{inv} 39,44^{\circ} = 0,1341; \\ \operatorname{inv} \alpha_{a2} &= \operatorname{inv} 27,94^{\circ} = 0,0427. \end{aligned}$$

Примечание: для определения величины $\operatorname{inv} \alpha$ используется формула $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$, где величину угла α необходимо брать в радианной мере.

Перевод угла из градусной в радианную меру производится по формуле

$$\alpha = \frac{\pi \cdot \alpha^{\circ}}{180}.$$

13. Определяем *радиус кривизны переходной кривой*:

$$\rho_f = \rho_f^* \cdot m = 0,38 \cdot 15 = 5,7 \text{ мм.}$$

4.3.4 Проверка качества зацепления

1. Проверка отсутствия подрезания ножки зуба шестерни ($z_1=12$) и колеса ($z_2=22$).

Минимальный коэффициент смещения для шестерни

$$x_{1min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 12}{17} \approx 0,3.$$

Заданный коэффициент смещения шестерни $x_1 = 0,3$ удовлетворяет условию: $x_1 \geq x_{1min}$.

Минимальный коэффициент смещения для колеса

$$x_{2min} = \frac{17 - z_2}{17} = \frac{17 - 22}{17} \approx -0,3.$$

Заданный коэффициент смещения $x_2 = -0,3$ удовлетворяет условию: $x_2 \geq x_{2min}$.

Вывод: заданные коэффициенты смещения x_1 и x_2 обеспечивают отсутствие подрезания ножки зуба шестерни и колеса.

2. Проверка отсутствия заострения вершины зуба.

Толщины зубьев по окружностям вершин для шестерни и колеса удовлетворяют условиям:

$$s_{a1} \geq 0,3m \quad 6,52 \geq 0,3 \cdot 15 = 4,5;$$

$$s_{a2} \geq 0,3m \quad 11,8 \geq 0,3 \cdot 15 = 4,5.$$

Следовательно, заострение вершин зубьев отсутствует.

3. Проверка коэффициента перекрытия:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi} = \\ &= \frac{12 \cdot \operatorname{tg} 39,44^\circ + 22 \cdot \operatorname{tg} 27,94^\circ - (12 + 22) \operatorname{tg} 20^\circ}{2 \cdot 3,14} = 1,45. \end{aligned}$$

Сравнение с допустимым значением коэффициента перекрытия $[\varepsilon_\alpha] = 1,05$ показывает, что полученная величина ε_α является удовлетворительной, так как в нашем случае $\varepsilon_\alpha > [\varepsilon_\alpha]$ или $1,45 > 1,05$.

4.3.5 Построение картины зубчатого зацепления

Построение картины внешнего эвольвентного зацепления включает в себя построение эвольвентных профилей зубьев шестерни и колеса, которое можно выполнить графическим или аналитическим способом. Рассмотрим применение аналитического способа, который заключается в определении ряда толщин зубьев на различных окружностях в пределах эвольвентной части профиля зуба.

Половина толщины зуба $s/2$ по окружности радиуса r определяется формулой

$$s_i / 2 = r_i (A - \operatorname{inv} \alpha_i),$$

где

$$A = \frac{\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha;$$

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

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

$\alpha_i = \arccos \frac{r_b}{r_i}$ – угол профиля зуба в точке на окружности радиуса r_i ;

x – коэффициент смещения шестерни или колеса;

z – число зубьев шестерни или колеса;

$\operatorname{inv} \alpha_i = \operatorname{tg} \alpha_i - \alpha_i$ – эвольвентная функция угла α_i .

Определим величину A_1 для шестерни ($z_1 = 12$):

$$A_1 = \frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} + \operatorname{inv} \alpha = \frac{3,14 + 2 \cdot 0,3 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{12} + \operatorname{inv} 20^{\circ} = 0,164.$$

Определим величину A_2 для колеса ($z_2 = 22$):

$$A_2 = \frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + \operatorname{inv} \alpha = \frac{3,14 - 2 \cdot 0,3 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}}{22} + \operatorname{inv} 20^{\circ} = 0,0764.$$

Зададим несколько окружностей, лежащих между окружностью вершин и основной окружностью каждого из двух колес передачи, и определим половину толщины зуба на каждой из них. Результаты расчета внесем в таблицу 4.5 для шестерни и в таблицу 4.6 для колеса.

Пример построения картины внешнего эвольвентного зацепления приведен на рисунке 4.8. Масштаб построений рекомендуется принимать таким, чтобы высота зуба шестерни на чертеже равнялась 30...40 мм. Так как высота зуба $h = 33,75$ мм, то принимаем масштаб 1:1.

Таблица 4.5 – Параметры зубьев шестерни ($z_1 = 12$)

Параметр	1	2	3	4	5
	r_{w1}	r_{a1}			r_{b1}
r_i , мм	90	109,95	105	97,5	84,57
α_i , град	20	39,44	36,35	29,84	0
α_i , рад	0,349	0,688	0,634	0,521	0
$tg \alpha_i$	0,364	0,822	0,736	0,574	0
$inv \alpha_i$	0,0149	0,1341	0,1013	0,5737	0
$s/2$, мм	13,41	3,26	6,57	10,83	13,86

Таблица 4.6 – Параметры зубьев колеса ($z_2 = 22$)

Параметр	1	2	3	4	5
	r_{w2}	r_{a2}			r_{b2}
r_i , мм	165	175,5	169,5	160,5	155,04
α_i , град	20	27,94	23,84	14,99	0
α_i , рад	0,349	0,488	0,416	0,262	0
$tg \alpha_i$	0,364	0,530	0,442	0,268	0
$inv \alpha_i$	0,0149	0,0427	0,257	0,0062	0
$s/2$, мм	10,14	5,90	8,58	11,28	11,84

Построения выполняются в следующей последовательности:

1. Проводим линию центров O_1O_2 и откладываем на ней межосевое расстояние a_w .

2. Проводим начальные окружности радиусами r_{w1} и r_{w2} с центрами в точках O_1 и O_2 . Точку касания начальных окружностей, лежащую на линии центров, обозначаем P (полюс зацепления).

3. Через точку P проводим линию зацепления n под углом β_w к прямой, перпендикулярной линии центров. Через точки O_1 и O_2 проводим перпендикуляры к линии зацепления. Точки пересечения этих перпендикуляров с линией зацепления обозначаем A и B .

4. Проводим окружности вершин, впадин, делительную и основную окружности радиусами r_{a1} , r_{f1} , r_1 , r_{b1} соответственно, с общим центром в точке O_1 .

5. Проводим окружности вершин, впадин, делительную и основную радиусами r_{a2} , r_{f2} , r_2 , r_{b2} соответственно, с центром в точке O_2 .

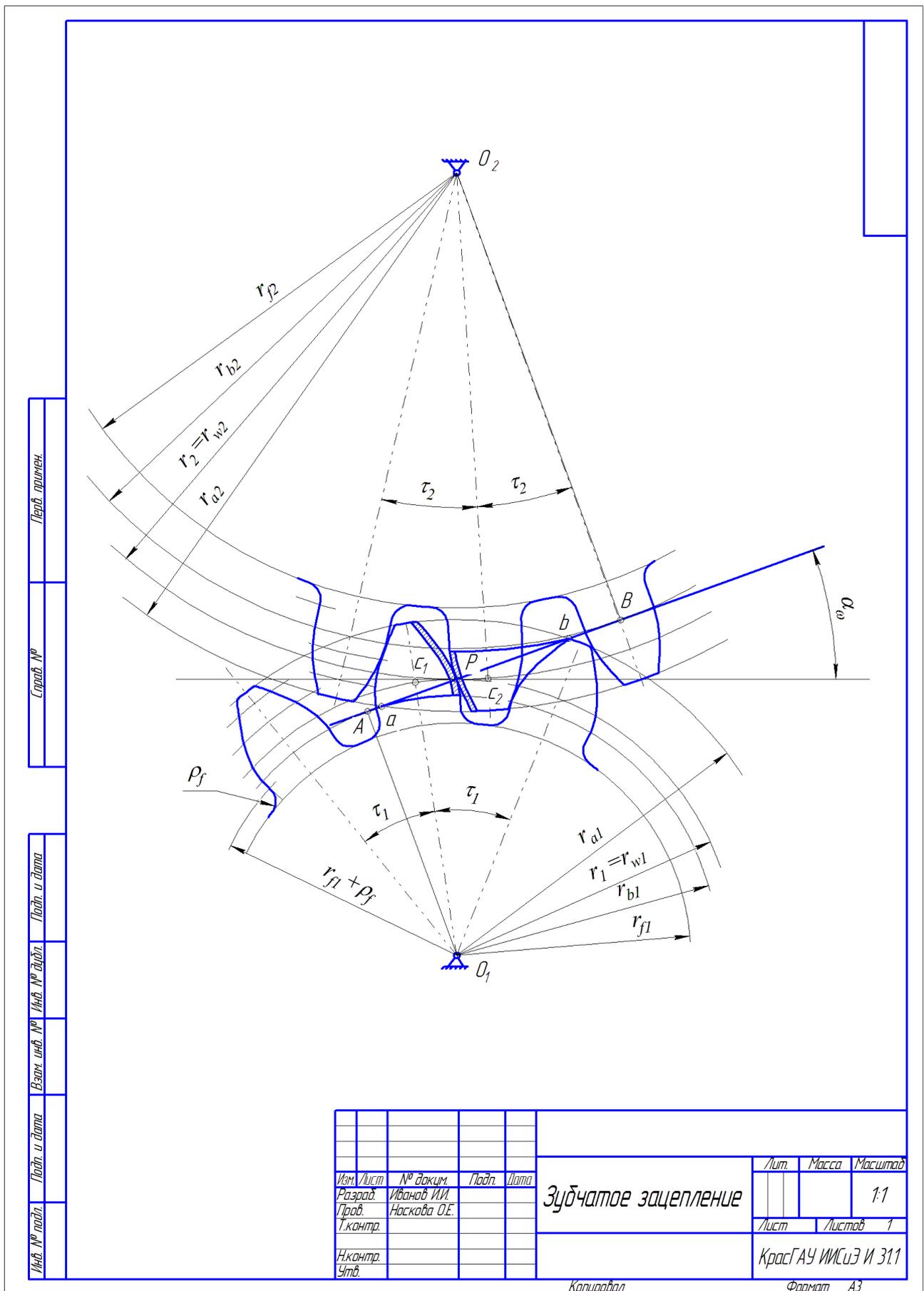


Рисунок 4.8 – Построение зубчатого зацепления

6. Точку пересечения окружности радиусом r_{a2} с линией зацепления обозначим через a . Точку пересечения окружности радиусом r_{a1} с линией зацепления обозначаем b . Отрезок ab является *активной линией зацепления*.

7. От точки P на начальной окружности шестерни 1 радиусом r_{w1} откладываем половину толщины зуба для этой окружности. Через полученную таким образом точку c_1 и точку O_1 проводим ось симметрии зуба шестерни 1.

8. Проводим оси симметрии для двух других соседних зубьев шестерни 1. Углы между осями симметрии зубьев равны угловому шагу

$$\tau_1 = \frac{360^0}{z_1} \frac{360^0}{12} = 30^0.$$

9. От точки P по начальной окружности колеса 2 радиусом r_{w2} откладываем половину толщины зуба для этой окружности. Через полученную точку c_2 и точку O_2 проводим ось симметрии зуба колеса 2.

10. Проводим оси симметрии для двух других соседних зубьев колеса 2. Угловым шагом при этом

$$\tau_2 = \frac{360^0}{z_2} \frac{360^0}{22} = 16,36^0.$$

11. Строим профиль зуба шестерни 1. Для этого проводим ряд концентрических окружностей, радиусы которых берем из таблицы 3.4. Откладываем от оси симметрии зуба в одну и другую стороны половину толщины зуба на соответствующих окружностях, получаем точки бокового профиля зуба. Соединяем построенные таким образом точки плавной кривой линией.

12. Профиль зуба, лежащий между основной окружностью и точкой O_1 , очерчиваем радиальной прямой, сопряженной с окружностью впадин. Радиус сопряжения $\rho_f = 5,7 \text{ мм}$.

13. Построения профилей остальных зубьев шестерни 1 аналогичны построениям, изложенным в п.п. 11 и 12.

14. Построения профилей зубьев колеса 2 также аналогичны построениям, изложенным в п.п. 11 и 12.

15. Отмечаем активный профиль зуба шестерни 1. Для этого проводим дугу с центром в точке O_1 через точку a . Эта окружность ограничивает снизу активный профиль зуба шестерни 1. Сверху активный профиль ограничен окружностью вершин радиуса r_{a1} .

16. Отмечаем активный профиль зуба колеса 2. Для этого проводим дугу с центром в точке O_2 через точку b . Эта окружность ограничивает снизу активный профиль зуба колеса 2. Сверху активный профиль ограничен окружностью вершин радиуса r_{a2} .

4.3.6 Определение коэффициента перекрытия графическим методом

После построения картины зацепления заданной пары зубчатых колес определяем коэффициент перекрытия по формуле

$$\varepsilon_{\alpha}^2 = \frac{ab}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{65}{3,14 \cdot 8 \cdot \cos 20^{\circ}} = 1,42,$$

где ab – длина активной линии зацепления (мм), которая определяется по чертежу на рисунке 3.8 с учетом масштаба построений.

Определяем погрешность построений, сравнивая значения коэффициентов перекрытия передачи, найденных аналитическим и графическим методами:

$$\Delta \varepsilon_{\alpha} = \left| \frac{\varepsilon_{\alpha} - \varepsilon_{\alpha}^2}{\varepsilon_{\alpha}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1,45 - 1,42}{1,45} \right| \cdot 100\% = 3\%.$$

Допустимое значение $\Delta \varepsilon_{\alpha}$ не должно превышать 5%. В данном примере это условие выполняется.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для успешного освоения дисциплины «Теория машин и механизмов» большое значение имеет приобретение практических навыков, заключающихся в умении использовать теоретические знания при решении прикладных задач.

Рассматривая простой кривошипно-ползунный механизм, студенты постепенно осваивают различные методики исследования рычажных механизмов, которые широко используются в сельскохозяйственной технике. Изучение теории и проектирование эвольвентного зубчатого зацепления подготавливает студентов к освоению дисциплины «Детали машин и основы конструирования».

Выполнение курсового проекта по исследованию механизмов двигателя внутреннего сгорания закладывает основы для дальнейшего изучения специальных дисциплин и является первым шагом на пути к инженерной деятельности будущего бакалавра-агроинженера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учебник для втузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Наука, 1988. – 640 с.
2. Евдокимов, Ю. И. Курсовая работа по теории механизмов и машин. Задания и методические указания по выполнению / Ю. И. Евдокимов. – Новосибирск, 2010. – 55 с.
3. Евдокимов, Ю. И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин в примерах / Ю. И. Евдокимов. – Новосибирск, 2010. – 167 с.
4. Сильченко, П. Н. Теория механизмов и машин. Версия 1.0 [Электронный ресурс] : учебное пособие / П. Н. Сильченко, М. А. Мерко, М. В. Меснянкин. – Красноярск, 2008.
5. Смелягин, А. И. Структура механизмов и машин : учебное пособие / А. И. Смелягин. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2001 – 286 с.
6. Фролов, К. В. Теория механизмов и машин / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов. – Москва: Высшая школа, 1987. – 496 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Образец титульного листа курсового проекта

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Департамент научно-технологической политики и образования
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Красноярский государственный аграрный университет»

Институт инженерных систем и энергетики
Кафедра «Общеинженерные дисциплины»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по теории машин и механизмов

Выполнил:

студент гр. И 31.1-17о

Иванов И.И.

Проверил:

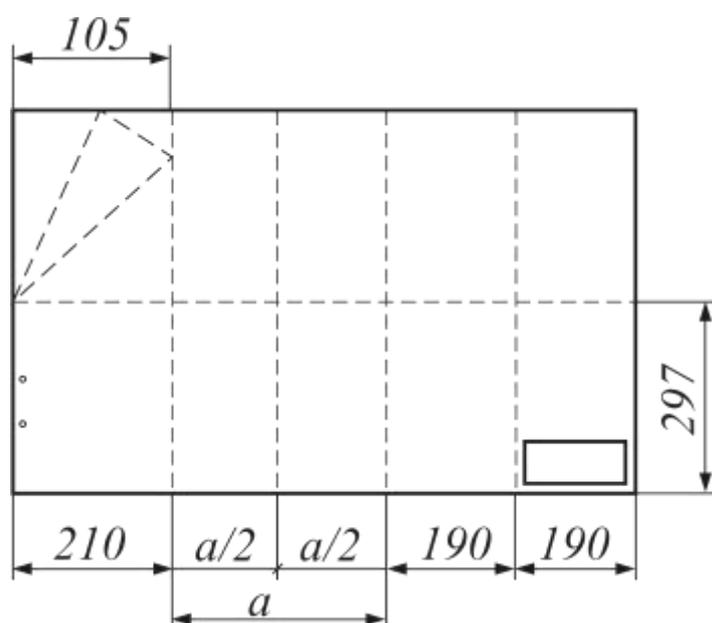
Носкова О.Е.

Красноярск 2020

Форма 2 – Оформление основных листов пояснительной записки

<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 20%; text-align: center;">Инд. № подл.</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Подп. и дата</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Взам. инв. №</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Инд. № докл.</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Подп. и дата</td> </tr> </table>	Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата		
Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № докл.	Подп. и дата			
Инд. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		Лист
<i>Копировал</i>						<i>Формат А4</i>	

Схема сложения чертежа формата А1



ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ:
КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Учебное пособие

Электронное издание

Носкова Ольга Евгеньевна

Редактор Л. Э. Трибис

Подписано в свет 19.11.2019. Регистрационный номер 270
Редакционно-издательский центр Красноярского государственного аграрного университета
660017, Красноярск, ул. Ленина, 117
e-mail: rio@kgau.ru